

Modellierung und Optimierung von Wärmerohrplatinen zur Kühlung elektronischer Schaltungen

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart zur Erlangung
der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Marcus Schneider

aus Bietigheim

Hauptberichter:

Prof. Dr.-Ing. M. Groll

Mitberichter:

Prof. Dr.-Ing. E. Göde

Tag der mündlichen Prüfung:

26. März 2007

Institut für Kernenergetik und Energiesysteme
Universität Stuttgart

2007

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand hauptsächlich während meiner Zeit als Promotionsstudent am Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE) der Universität Stuttgart. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Groll, Leiter der Abteilung Energiewandlung und Wärmetechnik, für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit und für seine Unterstützung durch zahlreiche Hinweise und Anregungen, welche maßgebend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein aufrichtiger Dank gilt meinen Institutskolleginnen und -kollegen, welche mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen, sowie den Diplomanden und Studienarbeitern, die bei der Durchführung dieser Arbeit hilfreich beteiligt waren.

Besonders danken möchte ich Frau Dipl.-Ing. Bettina (geb.) Schmidt, Herrn Dr. Sameer Khandekar und Prof. Dr. Masamichi Yoshida (mit denen ich Labor, Büro und das Material¹ teilte) für ihre äußerst tatkräftige Mithilfe, die sehr anregenden privaten und fachlichen Diskussion und die sehr angenehmen liebenswerten menschlichen Züge. Frau (geb.) Schmidt und ich sind inzwischen glücklich verheiratet.

Herzlichen Dank auch an die Mitarbeiter aus dem technischen Bereich, besonders die Herren Ing. Manfred Knupfer und Horst Angerer, für ihre Mithilfe bei der Konzeption und beim Aufbau der Versuchsanlagen.

Ein wesentlicher Teil der experimentellen Untersuchungen wurde im Rahmen des Projekts “KHIEP-COOL” (Contract No. BRPR-CT96-0314) durch die Europäische Union finanziert. Dem “KHIEP-COOL”-Team unter der Regie von Herrn Claude Sarno (Sextant Avionique, jetzt THALES) sowie den beteiligten Industriefirmen gebührt mein Dank für die große Unterstützung und die hervorragend organisierten Projekttreffen. Es sei dabei auf das besondere Engagement der finnischen Kollegen von Nokia hingewiesen, die uns (manchmal weitab jeglicher Zivilisation) ein Stück finnische Lebensweise erfahren ließen.

Nicht zuletzt gilt mein ganz besonderer Dank meinen Eltern Walter und Margarete Schneider und meiner Tante Margot Schneider. Sie ermöglichten und unterstützten mein Studium, “entbanden” mich weitestgehend von meinen Pflichten in der Landwirtschaft und halfen bei gelegentlich auftretenden “finanziell schwierigen” Situationen.

1. manchmal ungewollt

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	1
Formelzeichen	1
Indizes	3
Abkürzungen	5
Kurzfassung	7
Abstract	8
1. Einleitung	9
1.1 Hintergrund der Arbeit	9
1.2 Motivation und Ziel der Arbeit	10
1.3 Aufbau der Arbeit	11
2. Stand der Technik zur Mikroelektronikkühlung.....	13
2.1 Kühlproblematik von mikroelektronischen Schaltungen.....	13
2.2 Systembetrachtung.....	15
2.3 Prinzip des Wärmerohrs.....	16
2.4 Integration und Anforderungen an ein Wärmerohrsystem	18
2.5 Einschränkende Größen für die Wärmerohroptimierung und Simulation	20
2.6 Betrachtete Problemfälle.....	21
2.7 Lösungsansatz und Anforderung an die Simulationswerkzeuge	22
3. Stand der Modellierungstechnik.....	23
3.1 Arten der Modellierung.....	23
3.2 Eindimensionale Modelle	23
3.2.1 Fluidströmung im Einzelrohr	24
3.2.2 Wandtemperaturverlauf.....	25
3.3 Zweidimensionale Modelle.....	25
3.4 Dreidimensionale Modelle.....	26
4. Wärmerohrplattenmodell (Systemmodell)	29
4.1 Stationäres eindimensionales Wärmerohrmodell.....	29
4.2 Erweitertes stationäres Wärmerohrmodell.....	31
4.3 Das ideale Wärmerohr	31
4.3.1 Stationärer Fall	33
4.3.2 Instationärer Fall	33
4.4 Modellierung eines Wärmerohrs als Festkörper	33
4.5 Wärmeleitungsmodell des Systems Festkörper/ideales Wärmerohr.....	34
4.5.1 Wärmeleitung im diskretisierten Festkörper	34
4.5.1.1 Stationäre Betrachtung.....	34
4.5.1.1.1 Gleichungsmatrix	37
4.5.1.1.2 Randbedingungen	38
4.5.1.2 Instationäre Betrachtung.....	38
4.6 Modellierung der Kapillarstruktur	40
4.6.1 Trennwandwirkung der Kapillarstruktur.....	40
4.6.2 Kapillarkraft und optimale Kapillarstruktur.....	42
4.6.2.1 Dry-Out und Kapillargrenze	43
4.6.2.2 Optimierungsmöglichkeit der Kapillarstruktur.....	43
4.6.3 Flüssigkeitstransport in der Kapillarstruktur als Widerstandsmodell	45
4.6.3.1 Die Strömungsleitfähigkeit	46
4.6.3.2 Die maximale Reynoldszahl	46
4.6.3.3 Poröse Strukturen und das Darcy-Gesetz in drei Dimensionen.....	48

4.6.3.4	Arterien- bzw. Kanalströmungen und das Hagen-Poiseuille-Gesetz.....	49
4.6.3.5	Die Darcy- und Hagen-Poiseuille-Strömungen als Widerstandsnetzwerke ..	51
4.6.4	Dreidimensionale diskrete Modellierung der Kapillarstruktur	51
4.6.5	Einfluss des Phasenübergangs und des radialen Wärmewiderstands.....	55
4.6.5.1	Spezifische Verdampfungsenthalpie.....	55
4.6.5.2	Wärmewiderstand durch die Kapillarstruktur.....	56
4.6.5.3	Phasenwechselbedingte Wärmewiderstände durch die Kapillarstruktur	56
4.6.6	Synthese	57
4.6.7	Modellierung des Dry-Out-Verhaltens.....	57
4.6.7.1	Modellierung.....	58
4.6.7.2	Fortschreiten des Dry-Outs	59
4.7	Modellierung der Dampfströmung.....	61
4.7.1	Vereinfachte Strömungsberechnung in einem Plattenwärmerohr.....	61
4.7.1.1	Massenerhaltung	61
4.7.1.2	Energieerhaltung	62
4.7.1.3	Impulserhaltung	62
4.7.2	Diskretisiertes Korrekturfaktormodell	65
4.7.3	Gleichungsmatrix	69
4.8	Vergleich mit Experimenten für den horizontalen Betrieb.....	71
4.9	Vernachlässigung der Mikrowärmerohreigenschaft	72
5.	Optimierung von Wärmerohrplatinen	73
5.1	Optimale Maschenzahl einer homogenen Kapillarnetzstruktur.....	73
5.1.1	Realisierung der Netzstruktur.....	76
5.1.2	Einfluss des Benetzungswinkels, der Gravitation und des Dampfdruckverlusts	77
5.2	Optimaler Maschenzahlverlauf einer inhomogenen Kapillarnetzstruktur	78
5.2.1	Stand der Technik.....	78
5.2.2	Optimale inhomogene Kapillarnetzstruktur	79
5.2.2.1	Analytische Lösung	80
5.2.3	Optimaler Maschenzahlverlauf der diskretisierten Netzstruktur	81
5.2.4	Möglichkeiten zur Realisierung einer inhomogenen Netzstruktur	87
5.2.5	Einfluss des Dampfdruckabfalls.....	87
5.3	Synthese	88
5.4	Optimierung von Strömungsquerschnitten mit Kapillarnetzstrukturen	88
5.4.1	Algorithmus und Ergebnisse	89
5.4.2	Realisierung der Netzkapillarstruktur	91
5.4.3	Vorschlag zur Berücksichtigung des verlängerten Flüssigkeitspfads	92
5.4.4	Vorschlag zur Berücksichtigung des verlängerten Dampfpfads	93
5.4.5	Vorschlag zur Optimierung von inhomogenen Kapillarstrukturen.....	93
5.5	Optimierte Wärmerohrintegration mittels Evolutionärer Algorithmik (EA).....	94
5.5.1	Motivation zur Verwendung der EA	95
5.5.2	Evolutionäre Algorithmen (EA).....	96
5.5.3	Wahl und Grundprinzip der verwendeten EA	97
5.5.3.1	Wahl des Verfahrens	97
5.5.3.2	Prinzip der verwendeten Evolutionsstrategie (ES)	97
5.5.4	Definitionsvektoren und Umsetzung der ES-Grundkonzepte	99
5.5.4.1	Der Parametervektor eines Individuums und der Beschreibungsvektor	99
5.5.4.2	Die Qualitätsfunktion.....	101
5.5.4.2.1	Die Referenzqualität	103
5.5.4.3	Rekombination	103
5.5.4.4	Mutation	104
5.5.4.5	Selektion	104
5.5.5	Anpassung der Mutationsweite und des Abbruchkriteriums	105

5.5.6 Untersuchungen.....	105
5.5.6.1 Untersuchte Geometrien und Wärmerohrstrukturen.....	105
5.5.6.2 Klassen der Beschreibungsvektoren	106
5.5.6.3 Ergebnisse	108
5.5.7 Synthese	112
6. Vorgehensvorschlag zur Entwicklung von optimierten Wärmerohrplatinen.....	115
6.1 Problemfälle 1 bis 4	115
6.1.1 Problemfall 1 (Optimierung der Kapillarstruktur)	115
6.1.2 Problemfall 2 (Optimierung der Kapillarstruktur)	117
6.1.3 Problemfall 3	118
6.1.4 Problemfall 4 (Integrationsoptimierung).....	118
6.2 Synthese	119
7. Zusammenfassung und Ausblick	121
7.1 Zusammenfassung.....	121
7.2 Ausblick	124
8. Literatur	128
Anhang	132
A1. “Index Guided Micro Heat Pipe”	132
Machbarkeit	133
A2. Polynomkoeffizienten zur Berechnung des Formfaktorkehrwerts	136
A3. Ebenenstruktur des Simulationsprogramms	138
A4. Messergebnisse aus dem “KHIEPCOOL”-Projekt	140
Untersuchte Geometrien	140
Messaufbau	141
Messvorgang	142
Messfehler der Heizleistung	143
Messfehler des thermischen Widerstands und der Dry-Out-Leistung	143
A5. Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit durch eine Kapillarstruktur	146
A6. Hintergrund der EA	148
Evolutionäres Programmieren (EP)	148
Evolutionstrategien (ES)	149
Genetische Algorithmen (GA)	150
Ähnlichkeiten und Gemeinsamkeiten der Algorithmen	150
Wahl des Verfahrens	151
A7. Optimierungsalgorithmen für Kapillarstrukturen	152
A8. Ablaufschemata des EA-Programms	155

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

a	m/s^2	Beschleunigung
\vec{a}_u	$(m/s^2, m/s^2)$	Trägheitsvektor, der zum Abschätzen des Fehlers aufgrund von Vereinfachungen in den Strömungsgleichungen aufgestellt wird
\vec{a}_p	$(m/s^2, m/s^2)$	Druckgradientenvektor, der zum Abschätzen des Fehlers aufgrund von Vereinfachungen in den Strömungsgleichungen aufgestellt wird
A	m^2	Fläche
b	m	Breite
\vec{b}_{th}	W	Zielvektor zur Berechnung der Temperaturverteilung in einem Festkörper. Seine Einträge entsprechen der rechten Seite von Gl. (19)
\vec{b}_p	$WN / (K \cdot m^2)$	Zielvektor zur Berechnung der Druckverteilung in einem Festkörper. Seine Einträge entsprechen der rechten Seite von Gl. (58)
\vec{B}	-	Beschreibungsvektor
c	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
C_F	-	Querschnittsform-Korrekturfaktor
d	-	Dämpfungsfaktor
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
d_{in}	m	Innendurchmesser bzw. Abstand zwischen zwei Platten
d_{struct}	m	Stärke einer Kapillarstruktur
d_{rille}	m	Höhe einer Rille
d_w	m	Drahtdurchmesser einer Kapillarstruktur
d_0	m	Referenzdrahtdurchmesser einer Kapillarstruktur
e	-	Anzahl Eltern einer Population
e_{pk}	-	Rekombinationsfaktor. Anzahl Eltern, die zur Erzeugung eines Nachkommen (Kind) beitragen
E	J	Energie
f	-	beliebige Funktion
$f_{u,p}$	-	lokaler relativer Fehler der trägheitsfreien Strömungsrechnung
F_{rk}	-	Gewichtungsfaktor für das gewichtete Rekombinationsverfahren
F	N	Kraft
g	m/s^2	Gravitationsbeschleunigung ($9.81 m/s^2$)
\vec{g}	$(m/s^2, m/s^2, m/s^2)$	Gravitationsvektor (kartesische Koordinaten)
G	$WN / (K \cdot m^2)$	konstanter Gravitationsterm
G_{evo}	-	Freiheitsgrad des Parametervektors
h	m	Höhe

Δh_v	J/kg	spezifische Verdampfungsenthalpie
H	J	Enthalpie
H_s	m	Standrohrspiegelhöhe
\vec{I}	-	Individuumsvektor
I_{el}	A	elektrischer Strom
K	m ²	Permeabilität eines porösen Stoffs
k_{evo}	-	Anzahl Nachkommen (Kinder) einer Population
k_{th}	W/K	Wärmeleitvermögen; Kehrwert des Wärmewiderstands
$k_{fl/d}$	kg / (Pa · s)	Strömungsleitfähigkeit der Flüssigkeit bzw. des Dampfs; Kehrwert des Strömungswiderstands
$k_{xx,yy,zz}$	m/s	Durchlässigkeitsziffer
l, L	m	Länge
m	kg	Masse
$\overline{\overline{M}}_{th}$	W/K	Matrix zur Berechnung der Temperaturverteilung in einem Festkörper. Die Matrixzeilen setzen sich aus den k_{th} - Koeffizienten der linken Seite von Gl. (18) zusammen.
$\overline{\overline{M}}_p$	W/K	Matrix zur Berechnung der Druckverteilung in einem Festkörper. Die Matrixzeilen setzen sich aus den k_{th} - Koeffizienten der linken Seite von Gl. (57) zusammen.
n_{struct}	-	Anzahl der Netzlagen einer Kapillarstruktur
n_{chan}	-	Anzahl der Kanäle bzw. Kanalpaare eines Wärmerohrs
n_{div}	-	Anzahl der Unterteilungen einer Kapillarstruktur
N	1/m oder 1/Zoll	Maschenzahl eines Kapillarnetzes; häufig in Faden / Zoll angegeben
o	-	maximales Lebensalter eines Individuums
p	N/m ²	Druck
\vec{p}	N/m ²	Druckvektor zu einer modellierten Flüssigkeitsströmung. Enthält für jede diskrete Zelle einen Druckwert (vgl. Gl. (58))
p_i	-	Parameter eines Individuums
P	W	Leistung
q	-	Qualität eines Individuums
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
q'''	K/s	Wärmequelle in Gl. (66)
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r	m	Krümmungsradius
R_{fl}	Pa · s / kg	Strömungswiderstand der Flüssigkeit; Kehrwert der Strömungsleitfähigkeit
S(i)	-	eine aus Kapillarstrukturpaneelen bestehende Menge

t	s	Zeit
T	K	absolute Temperatur
\vec{T}	K	Temperaturvektor zu einem modellierten Festkörper. Enthält für jede diskrete Festkörperzelle einen Temperaturwert (vgl. Gl. (21))
\vec{u}	(m/s, m/s, m/s)	Geschwindigkeitsvektor im kartesischen Koordinatensystem
U	N/m ²	Kräftepotenzial
U _h	m	benetzter Umfang
U _{el}	V	Spannung
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
w _{rille}	m	Rillenbreite von Axialrillen
w _{land}	m	Abstand zweier Axialrillen
x, y, z	m	geometrischer Ort
Z	m	hydrostatische Höhe (entgegen Gravitationsrichtung)
α	m ² /s	Temperaturleitfähigkeit ($\alpha = \lambda / (\rho \cdot c)$)
β	°	Neigungswinkel des Wärmerohrs. Horizontal = 0°
Δ	-	Differenz bzw. absoluter Fehler
Δ	1/m ²	Laplace-Operator in den Gleichungen (66)-(69), (79)
ε	-	Porosität
ε_{evo}	-	Mutationsschrittweite
κ	1/m	Krümmung
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
μ	Ns / m ²	dynamische Viskosität ($\mu = \nu \cdot \rho$)
σ	N/m	Oberflächenspannung
θ	°	Benetzungswinkel der Flüssigkeit zur Oberfläche; bei sehr guter Benetzung beträgt der Winkel ca. 0°
Θ	K	Temperaturdifferenz zwischen Heizer und Kühler

Indizes

0	Index für eine Bezugsgröße
1, 2,...	Index oder Hauptkrümmungen
12	kennzeichnet einen Vorgang von Position 1 nach 2
ad	adiabat
alter	auf das Alter eines Individuums bezogen
ax	axial
am	Umgebung
cap	Kapillare

chan	Kanal innerhalb eines Wärmerohrs
cell	innerhalb Zelle
crit	kritisch
con	zwischen Zellen
d	Dampf
div	Unterteilungen
dry-out	auf den Dry-Out bezogen
eff	effektiv
el	elektrisch
ende	Ende eines Bereichs
evo	evolutionär
ext	Vorgang über Systemgrenze hinweg
fl	flüssig
F	Querschnittsform
ges	gesamt
heiz	bezogen auf eine Heizzone
h	hydraulisch
HP	Wärmerohr
hi	“hinten”, d.h. in positiver y-Richtung
i	Laufindex (1,2,..)
ist	Ist-Wert
in	innen
kab	stromführendes Kabel
kap	kapillarbedingt
kante	auf eine Kante bezogen
kin	kinetisch
kond	Kondensator
kop	Kopplung zwischen zwei Elementen
korr	korrigiert
kühl	bezogen auf eine Kühlzone
li	“links”, d.h. in negativer x-Richtung
land	zwischen zwei Axialrillen
m	massebezogen
max	Maximum
min	Minimum
ob	“oben”, d.h. in negativer z-Richtung
opt	Optimum
pk	“pro Kind”
por	poröses Medium

pot	potenziell
qcrit	auf eine kritische Wärmestromdichte bezogen
r	radial
re	“rechts”, d.h. in positiver x-Richtung
rille	Axialrille
rk	Rekombination
s	Festkörper
soll	Sollwert
start	Start eines Bereichs
struct	Kapillarstruktur
SST	“Stainless Steel” nach [2]
T	auf eine Temperaturdifferenz bezogen
th	thermisch
un	“unten”, d.h. in positiver z-Richtung
V	volumenbezogen
verd	Verdampfer
vo	“vorne”, d.h. in negativer y-Richtung
w	Netzfaden
x	allgemein
x, y, z	in x-, y-, oder z-Richtung
zu	zugeführt

Abkürzungen

Al/SiC	Aluminium in Siliziumkarbidmatrix (MMC)
CFD	“Computational Fluid Dynamics”; Numerische Strömungsmechanik
COB	“Chip On Board”; Direktmontage eines “Die”s auf einem PCB
Die	unverpackter Chip (z.B. Siliziumplättchen)
EA	“Evolutionary Algorithms”; Evolutionäre Algorithmen
EP	“Evolutionary Programming”; Evolutionäres Programmieren
ES	“Evolution Strategies”; Evolutionsstrategien
GA	“Genetic Algorithms”; Genetische Algorithmen
GMRES	“Generalized Minimum Residual Method”; iterativer Gleichungslöser
HP	“Heat Pipe”; Wärmerohr
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
MCM	“Multi Chip Module”; mehrere “Die”s pro Substrat
MMC	“Metal Matrix Compound”; metallgefüllte Keramikmatrix
PCB	“Printed Circuit Board”; gedruckte elektronische Schaltung
PTFE	Poly-Tetra-Fluorethylen; “Teflon”

SCM	“Single Chip Module”; ein “Die” pro Substrat
SOR	“Successive Overrelaxation”; iterativer Gleichungslöser
SST	“Stainless Steel”; rostfreier Stahl
WR	Wärmerohr

Kurzfassung

Mikroelektronische Bauteile dissipieren Wärme und müssen daher gekühlt werden. Wärmerohre bieten sich aufgrund ihres niedrigen Wärmewiderstands und ihrer Zuverlässigkeit als geeignete Komponenten von Kühlsystemen an.

In der vorliegenden Arbeit werden Wärmerohrplatinen (mit Wasser als Arbeitsfluid) zur Kühlung von Bauteilen in der Mikroelektronik betrachtet. Das Ziel dieser Arbeit ist, ein optimiertes Vorgehen zur Wärmerohrintegration und die dazu notwendigen Hilfsmittel zu erarbeiten.

Ein dreidimensionales Simulationswerkzeug wurde erstellt. Dabei werden die Strömungsgleichungen für den Dampf und die Flüssigkeit auf lineare Gleichungen vereinfacht. Vergleichsrechnungen mit experimentellen Ergebnissen zeigen, dass die Vereinfachungen zulässig sind.

Das Modell ist die Basis für vier Optimierungsalgorithmen. Zwei dienen zur Optimierung der Kapillarstruktur; im einen Fall für eine homogene, im anderen Fall für eine inhomogene, d.h. sich über die Wärmerohrlänge ändernde Struktur. Mit dem dritten Algorithmus wird der Wärmerohrquerschnitt optimiert, wobei fünf verschiedene Querschnittsgeometrien betrachtet werden. Der vierte Algorithmus basiert auf einem Evolutionären Algorithmus und optimiert den Wärmerohrverlauf in bzw. auf einer Wärmerohrplatine. Auf der Grundlage der Optimierungsalgorithmen werden für verschiedene Auslegungsprobleme optimierte Auslegungsmethoden beschrieben.

Durch die beschriebenen Auslegungsmethoden lässt sich der experimentelle Aufwand zur Auslegung einer Wärmerohrplatine stark reduzieren. Die Reduktion ergibt sich aus der Verlagerung des Optimierungsaufwands weg von der experimentellen und hin zur modellbasierten Optimumssuche durch einen Rechner.

Abstract

Microelectronic devices dissipate heat, thus they have to be cooled. Heat pipes provide a low thermal resistance and good reliability and are therefore suited components for cooling systems.

The focus of the present thesis lies on the application of heat pipe plates with water as working fluid. The aim of the work is to develop optimized heat pipe integration strategies and the respective required tools.

A three dimensional simulation tool has been developed. The flow equations for the vapour and the liquid are simplified to linear equations. By comparing the simulated results with experimental results it could be shown that the simplifications are justified.

The model is the base for four optimization algorithms. Two of them are used for optimizing the heat pipe capillary structure; in the first case for homogeneous structures, in the second case for inhomogeneous structures, i.e. where the structure varies over the heat pipe length. By means of the third algorithm the heat pipe cross section is optimized: investigations were made for five different cross sections. The fourth algorithm is based on an evolutionary algorithm and optimizes the routing of a heat pipe in or on a plate, respectively.

Based on the optimization algorithms, development strategies for different application problems are described. By means of these development strategies, the experimental expense is reduced significantly. The reduction is achieved by shifting the experimental effort in the search for an optimum to a model based one, performed by a computer.

1. Einleitung

1.1 Hintergrund der Arbeit

Im Rahmen des BRITE-EURAM-Projektes “KHIEPCOOL” [44] wurde ab 1997 in einem Zeitraum von drei Jahren angestrebt, ein plattenförmiges Wärmerohr aus einer Aluminium/Siliziumkarbid-Metallkeramik (Al/SiC-MMC) zu entwickeln. Es sollte in seiner Leistungsfähigkeit und Bauform den aktuellen und zukünftigen Anforderungen der Bauteilkühlung in der Mikroelektronikindustrie genügen. Die Hauptaufgabe des Wärmerohrs war der Wärmetransport von den darauf montierten zu kühlenden elektronischen Komponenten zu einem Kühler. Der Wärmewiderstand sollte dabei deutlich geringer sein, als der einer Kupferplatte mit denselben geometrischen Abmessungen.

Ein wesentliches Problem war die Entwicklung der die Kapillarkraft erzeugenden inneren Struktur und der Dampfkammergeometrie. Aufgrund ihrer geringen Baugröße und scheinbaren Einfachheit wurden anfangs sog. Mikrowärmerohrstrukturen [14] mit dreiecksförmigem Querschnitt favorisiert. Das entsprechende plattenförmige Wärmerohr (äußere Abmessungen $120 \times 35 \times 3 \text{ mm}^3$) enthielt eine Anzahl (19) paralleler dreiecksförmiger Kanäle, die an beiden Enden durch je einen Querkanal verbunden waren. Im Gegensatz zu herkömmlichen Wärmerohrstrukturen benötigt ein Mikro-Wärmerohr zum Betrieb keine explizit ausgebildete Kapillarstruktur. Diese ergibt sich implizit durch die prinzipiell scharfkantige Querschnittsgeometrie.

Die ersten Experimente mit Mikro-Wärmerohrstrukturen lieferten mangelhafte Ergebnisse. Die Gründe waren die prinzipbedingt zu geringe Wärmetransportfähigkeit eines einzelnen Mikrowärmerohrs und die schlechten Benetzungseigenschaften des verwendeten Arbeitsfluids Wasser mit den getesteten Oberflächenmaterialien (Nickel und Kupfer). Zur Verbesserung der Benetzungseigenschaften wurden in die dreiecksförmigen Kanäle Netzstrukturen integriert.

In einer Reihe detaillierter Experimente wurden unterschiedliche Strukturen getestet und bewertet. Die Herstellung der Wärmerohrstrukturen und die experimentellen Untersuchungen beanspruchten die meiste Zeit des Projekts. Die Struktur, mit der schließlich die gestellten Anforderungen erfüllt wurden, besteht aus einer Reihe parallel angeordneter Dreiecksrillen, deren Oberflächen mit mehreren (in der Regel zwei) Lagen Kapillarnetzen bedeckt sind (vgl. Abb. 29, Struktur 5.2).

Auf den Experimenten aufbauend wurden einfache eindimensionale Simulationsmodelle entwickelt. Die dabei zugrunde gelegte Annahme, dass Mikrowärmerohreigenschaften die wesentliche Rolle spielen, ist jedoch nur bedingt richtig (s. Kapitel 4.9). Der Stofftransport in den funktionsfähigen

Wärmerohren findet vorrangig innerhalb der Netzlagen statt. Der Stofftransport entlang der Kanten der dreieckigen Axialrillen ist vernachlässigbar. Ob die experimentell gefundene (relativ kompliziert herzustellende) Lösung das Optimum darstellt, oder ob sich mittels einfacherer Strukturen dieselbe Leistungsfähigkeit erreichen lässt, ließ sich im Rahmen des Projekts nicht feststellen.

1.2 Motivation und Ziel der Arbeit

Zur Lösung einer Kühlaufgabe durch den Einsatz eines Wärmerohrs ist eine bestimmte Kühlleistung des Wärmerohrs erforderlich. Das verfügbare Bauvolumen ist meistens vorgegeben, bzw. geometrische Vorgaben sind zu beachten. Die zu verwendende optimale Kapillarstruktur kann dabei nicht direkt anhand der geometrischen Gegebenheiten ausgewählt werden, da sie von Randbedingungen wie der Betriebstemperatur, dem Arbeitsfluid, oder der Wärmestromdichte abhängt.

Das Vorgehen zur Lösung solch eines Kühlproblems entspricht typischerweise, wie auch beim "KHIEPCOOL"-Projekt, zu einem großen Teil einem "Trial & Error"-Verfahren, allerdings gestützt auf einfache Überschlagsrechnungen und den verfügbaren Erfahrungsschatz:

- Ausgehend von dem verfügbaren Bauraum wird häufig nur eine einzige Querschnittsgeometrie angenommen, z.B. im vorliegenden Fall parallele Dreiecksrillen gegebener Abmessung.
- Anschließend wird die Stärke der Kapillarstruktur (z.B. die Zahl der Netzlagen) in Abhängigkeit des verbleibenden Bauraums festgelegt.
- Für mehrere Kapillarstrukturen mit unterschiedlichen Maschenzahlen pro Längeneinheit (im Folgenden "Maschenzahl")¹ und unterschiedliche Arbeitsfluide wird die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit über einen Dampftemperaturbereich berechnet. Das beste Ergebnis wird zur Realisierung herangezogen. Die Berechnungen basieren dabei zumeist auf problemangepassten Standardmethoden (s. [12] und [13]).
- Die ermittelte "beste" Struktur wird im Experiment auf ihre Leistungsfähigkeit vermessen.
- Falls sich die erforderliche Leistung damit nicht übertragen lässt, wird dieses Verfahren auf kompliziertere Strukturen angewendet.

Ob das Maximum an Leistungsfähigkeit, also eine optimale Lösung, mit dieser Methode gefunden wird, unterliegt dem Zufall. Um möglichst viele Einflussparameter zu untersuchen, also einer opti-

1. Die Maschenzahl gibt die Anzahl der Maschen pro Länge an.

malen Lösung möglichst nahe zu kommen, ist u.U. eine große Anzahl von Experimenten notwendig. Dieses Vorgehen ist daher mit einem hohen zeitlichen und experimentellen Aufwand verbunden.

Die Motivation dieser Arbeit besteht darin, diesen zeit- und arbeitsaufwändigen Entwicklungsprozess zu vereinfachen.

Das Ziel dieser Arbeit ist dabei, eine Methodik zu entwickeln, mit der sich das Optimum für ein Elektronik Kühlproblem bestimmen lässt, um so den experimentellen Aufwand stark zu reduzieren.

Hierzu werden praktisch umsetzbare Methoden und Simulationswerkzeuge entwickelt und eingesetzt. Dabei wird angenommen, dass es sich bei einem Kühlproblem um ein parametrisierbares Problem handelt, dessen Lösungsraum ein Optimum enthält. Der Lösungsraum ist durch die später beschriebenen Anforderungen des hier betrachteten Anwendungsfalls beschränkt. Die vorliegende Arbeit vereint damit Optimierungsmethoden wie die der Evolutionären Algorithmik mit Kenntnissen über die Wärmerohrauslegung und -simulation zu einem in der Wärmerohrtechnik neuen Konzept.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in fünf Teile:

1. Stand der Technik zur Mikroelektronikkühlung

In Kapitel 2 werden die grundlegenden Probleme der Mikroelektronikkühlung dargestellt und der mögliche Einsatz und das Prinzip von Wärmerohren umrissen. Die Rahmenbedingungen des hier betrachteten Anwendungsfalls (Kapitel 2.4) vervollständigen das Kapitel. Im anschließenden Kapitel 3 wird der Stand der Technik zur Wärmerohrmodellierung diskutiert.

2. Wärmerohr/Festkörper-Systemmodell zum Simulieren möglicher Lösungen

Um ein Wärmerohrsystem (Wärmerohr(e)+Festkörper+Wärmequellen/senken) zu optimieren, müssen die wesentlichen Aspekte eines solchen Systems bekannt sein. Das bedeutet, es werden relevante Eigenschaften identifiziert, soweit wie möglich vereinfacht und modelliert.

Um die Resultate für den Entwicklungsprozess direkt anwendbar zu machen, werden die einzelnen Aspekte zu einem Simulationsprogramm zusammengefasst (Kapitel 4), das die in Kapitel 2.7 erarbeiteten Anforderungen erfüllt.

Zusätzlich wird ein Verfahren zur Berechnung der Dry-Out¹-Ausbreitung vorgestellt.

3. Vergleich mit Experimenten

Um die Funktionsfähigkeit des Modells zu belegen, werden in Kapitel 4.8 Simulationsergebnisse mit experimentellen Ergebnissen verglichen und diskutiert.

4. Möglichkeiten zur Wärmerohroptimierung

Ausgehend von den experimentell bestätigten Modellierungsmethoden werden drei potenzielle Ansatzpunkte zur Optimierung eines Wärmerohrsystems vorgestellt:

1. Für die Kapillarstruktur. Es wird von gegebenen geometrischen Randbedingungen ausgegangen. Zum einen wird die optimale Maschenzahl eines Wärmerohrs mit einer homogenen Kapillarstruktur bestimmt. Zum anderen wird der optimale Maschenzahlverlauf (über die Wärmerohrlänge) für eine inhomogene Struktur bestimmt.
2. Für die Querschnittsgeometrie. Aufbauend auf der Optimierung einer homogenen Kapillarstruktur wird die Querschnittsgeometrie, d.h. die Anzahl der dampfdurchströmten Kanäle und die Kapillarstruktur ebenfalls optimiert.
3. Für die Wärmerohrintegration. Für ein gegebenes Wärmerohr (der Querschnitt und die Kapillarstruktur sind gegeben) wird eine Methodik zum optimierten Platzieren dieses Wärmerohrs in oder auf einer Kühlplatte entwickelt. Das Verfahren stützt sich auf das zuvor entwickelte Simulationswerkzeug.

5. Optimiertes Vorgehen

Ausgehend von dem in Kapitel 1.2 skizzierten konventionellen Vorgehen zur Festlegung einer Wärmerohrstruktur für eine gegebene Kühlaufgabe wird in Kapitel 6 ein optimiertes Vorgehen vorgestellt und auf 4 Problemfälle angewendet.

1. Austrocknen der Kapillarstruktur im Bereich der Wärmezufuhr mit der Folge, dass der Wärmewiderstand ansteigt.

2. Stand der Technik zur Mikroelektronikkühlung

2.1 Kühlproblematik von mikroelektronischen Schaltungen

Elektronische Bauteile dissipieren während des Betriebs die umgesetzte elektrische Energie vorrangig als Wärme¹. Folglich erhöht sich im Betrieb die Temperatur eines elektronischen Bauteils abhängig von seiner thermische Masse und seinem Wärmeleitvermögen, bis ein thermisches Gleichgewicht mit der Umgebung herrscht.

Die elektrischen Eigenschaften eines elektronischen Bauteils, z.B. der Widerstand, werden von der Temperatur der elektrisch aktiven Bereiche beeinflusst. So ändert z.B. ein überhitzter Spannungsteiler seine Ausgangsspannung und kann so zu einem undefinierten Verhalten eines nachgeschalteten Transistors führen. Im Fall von siliziumbasierten Halbleitern geben Hersteller daher bei handelsüblichen Bauteilen für einen sicheren Betrieb einen Temperaturbereich von ca. -40 bis +140°C an. Für hochkomplexe Massenartikel wie PC-Mikroprozessoren betragen die Grenzen ca. -20°C und +90°C.

Die Wärmedissipation von sog. "Mikrochips" ist flächig, d.h. Mikrochips dissipieren Wärme über ihre flachen Seiten. Der Grund ist die Herstellung der Mikroschaltungen als Folge von Ätz- und Beschichtungsvorgängen, die auf eine flache Si- oder GaAs-Scheibe angewendet werden. Die Schaltungselemente sind dadurch vorrangig in einer Ebene angeordnet [1]. Der resultierende unverpackte Chip, das "Die", kann daher als flächige Wärmequelle angesehen werden. Typische Werte für Wärmestromdichten reichen von kleiner 1W/cm² bis zu mehreren 100W/cm². Einen Extremfall stellen z.B. Laserdioden dar. Hier sind Leistungsdichten von mehr als 1000 W/cm² üblich [2].

Diese hohen Werte für die Wärmestromdichte² sind eine Folge der geringen Mikrochipabmessungen im Bereich von ca. 3 cm² und kleiner. Die dissipierten Wärmeströme selbst sind dabei eher gering und liegen im Bereich von 1mW bis 150W. Eine Sonderstellung nehmen IGBTs ein, die als Leistungsschalter eingesetzt werden und Wärmeströme von mehreren 100W abgeben; die resultierende Wärmestromdichte beträgt aber häufig deutlich weniger als 10 W/cm².

Die Einhaltung der gegebenen Temperaturschranken erfordert mit nahezu jeder neuen Technologiegeneration neue Lösungen. Das Problem ist das nach einem Intel-Ingenieur benannte "Moore'sche Gesetz". Danach verdoppelt sich ca. alle 2 Jahre die Leistungsfähigkeit einer Mikroprozessorgenera-

1. Aufgrund der Energieerhaltung wird selbst bei Laserdioden ca. 50% der zugeführten Energie in sensible Wärme umgesetzt.

2. Zum Vergleich: Eine haushaltsübliche Kochplatte liefert eine Wärmestromdichte von ca. 1 bis 5 W/cm².

tion und der damit verbundenen Einheiten¹ [3]. Jede Verdopplung folgt vorrangig aus einer weiteren Miniaturisierung der elektrischen Schalter (Gatter) und der Komplexitätserhöhung der Schaltung. Dadurch steigt die Wärmestromdichte. Eine Gegenmaßnahme ist die aus physikalischen Gründen jedoch nicht beliebige Reduktion der Betriebsspannung. Der Zusammenhang zwischen Spannung und Wärmedissipation ist quadratisch, d.h. eine Spannungserniedrigung auf die Hälfte bewirkt eine Reduktion der Wärmedissipation auf ein Viertel [4]. Heute - im Jahr 2005 - sind 1,2V Standard². Vor zehn Jahren waren es noch 5V. Die Technologien zur Miniaturisierung und Spannungsreduktion sind jedoch nicht unmittelbar gekoppelt, wodurch die ersten Varianten einer neuen Mikroprozessorgeneration mit besonders gravierenden Kühlungsproblemen behaftet sind.

Durch leistungsstarke Lüfter oder Kühlmittelsysteme lassen sich diese Probleme zwar technisch lösen, allerdings auf Kosten des Komforts und der Sicherheit:

- Konsumergeräte wie Personal Computer werden von Generation zu Generation leistungsfähiger und geräuschärmer. Bei tragbaren Varianten wird zunehmend das Gewicht und das Volumen reduziert. Dieser im Konsumerbereich übliche Trend lässt sich nur fortsetzen, wenn der Einsatz von Lüftern und Kühlmittelpumpen soweit wie möglich vermieden wird.
- In (daten-)sicherheitsrelevanten Bereichen wie der Luftfahrt und zentralen Datenbanken kann eine unzureichende Temperaturkontrolle Personenschäden oder finanzielle Einbußen bedeuten. Deshalb wird auch hier versucht, mechanisch aktive, d.h. fehleranfällige, Kühlsysteme zu vermeiden.

Eine weitere Folge der wachsenden Anforderungen an die Miniaturisierung ist der Trend zu Bauformen wie den sog. "Multi Chip Modulen" (MCM)[5]. In einem Großteil der heutzutage produzierten Mikroelektronikbauteilgehäuse befindet sich nur ein Chip ("Die") auf einem Trägersubstrat (Single-Chip-Module, SCM). In einem MCM sind es mehrere, um möglichst kurze Signalwege zu erhalten. Eine besondere Bauform stellt die Chip-On-Board-Technik (COB)[6] dar. Dabei wird ein "Die" direkt auf die Schaltungsplatine montiert, um den thermischen Pfad zu verkürzen und Gehäusekosten zu sparen. Allerdings setzt diese Technik spezielle PCB-Materialien wie Keramiken voraus.

Drei grundlegende Anforderungen, die sich mit den neuen Techniken wie MCM und COB ergeben, sind

-
1. Im Verlauf der letzten fast 30 Jahre Mikroelektronik hat sich dieses Gesetz allen Kritiken zum Trotz fortwährend bestätigt.
 2. Kernspannung eines 2400MHz *Intel Pentium 4 Mobile™ Prozessors*

- die kostengünstige und zuverlässige elektrische Montage eines “Die”s auf dem Trägersubstrat,
- ein guter thermischer Kontakt des “Die”s mit dem Substrat, und
- eine Abstimmung der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Chip-Materials und des Trägersubstrats (entweder durch kompatible Materialien oder durch Ausgleichsmaterialien).

Dies bedeutet jedoch, dass die Anforderungen untereinander gekoppelt sind und sich nicht trennen lassen.

Die Module (SCM oder MCM) befinden sich in einem Gehäuse integriert auf einer Schaltungsplatte, dem Printed Circuit Board (PCB), das sich wiederum in einem Hauptgehäuse befindet. Üblich ist, mehrere PCBs unterschiedlicher Funktion als Stapel in einem Gehäuse unterzubringen. Zusammengefasst ausgedrückt: Derzeit besitzen mikroelektronische Schaltungen einen plattenförmigen Aufbau.

Für die absehbare Zukunft ist der nächste Miniaturisierungsschritt die dreidimensionale Integration von MC-Modulen. Dabei bilden z.B. mehrere MCM einen quaderförmigen Stapel [7]. Der Quader wird wie ein einzelnes Modul auf dem PCB montiert. Die Tendenz geht daher in Richtung Schaltungskonzepte mit dreidimensionalem Charakter.

2.2 Systembetrachtung

Zur Beschreibung eines thermischen Systems werden Wärmewiderstände verwendet (s. Kapitel 4.1, Gl. (5)). Ein Wärmewiderstand liefert den Zusammenhang zwischen dem Wärmestrom und der sich einstellenden Temperaturdifferenz zwischen Anfang und Ende eines thermischen Pfads. Er beschreibt entsprechend seinem elektrischen Äquivalent die Abhängigkeit zwischen der Strömungsgröße \dot{Q} und der Potenzialgröße T , ohne dass die stofflichen oder geometrischen Gegebenheiten des thermischen Pfads bekannt sein müssen ($T \sim U_{el}$, $\dot{Q} \sim I_{el}$).

Im Fall der Mikroelektronikkühlung lässt sich der Gesamtwärmewiderstand zwischen einem Bauteil und der Umgebung in mindestens drei Teilwiderstände aufteilen. D.h. ein Elektronikkühlungsproblem kann ebenfalls in eine Summe von mindestens drei Teilproblemen oder Problemebenen überführt werden (Abb. 1)

Die unterschiedlichen Problemebenen sind folgendermaßen charakterisiert:

- Ebene 1: Abführen des Wärmestroms vom Chip (“Die”). Die Verringerung der Wärmestromdichte spielt in dieser Ebene die Hauptrolle. Diese Aufgabe übernimmt häufig das als Plättchen geformte Trägersubstrat (Heat Spreader).
- Ebene 2: Ableiten des Wärmestroms Richtung Wärmesenke. In dieser Ebene wird vorrangig der zu übertragende Gesamtwärmestrom berücksichtigt. Diese Aufgabe übernimmt meist ein plattenförmiger Körper. Üblich sind Kühlkörperunterseiten, in das Platinenmaterial integrierte Metallplatten oder Wärmerohre.
- Ebene 3: Abgeben der Wärme an die Umgebung oder eine Wärmesenke, deren Temperatur sich durch Wärmezufuhr nicht ändert. Hier treten z.B. konvektive Wärmeübertragungsprozesse auf. Als Bauformen sind Rippen oder, im Fall von Notebook-Computern, große ebene Flächen üblich.

Falls keine zusätzlichen Heat Spreader verwendet werden, können die Ebene 1 und 2 bei der COB oder MCM-Technik zusammengefasst werden.

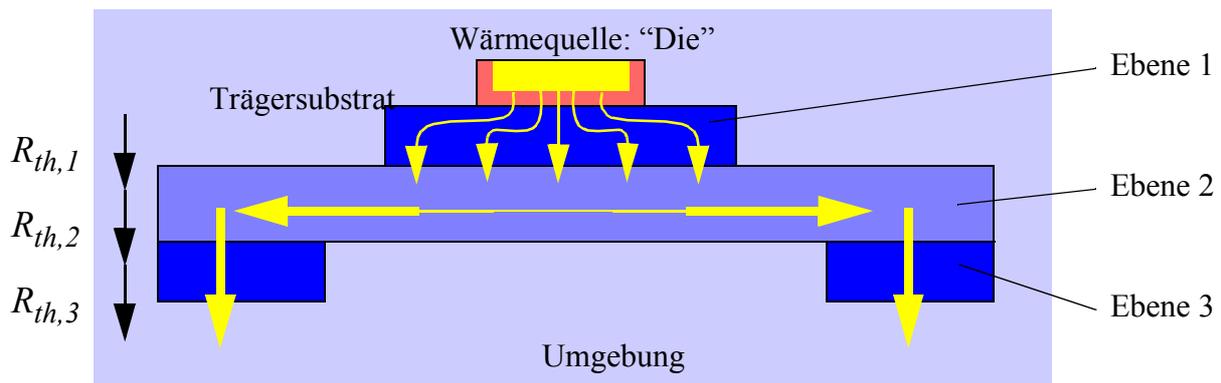


Abbildung 1: Aufteilung der Mikroelektronikkühlung in drei Ebenen. Die Wärmequelle, hier das “Die”, dissipiert Wärme (helle Pfeile), welche drei Ebenen der Wärmeableitung durchfließt und an die Umgebung abgegeben wird.

2.3 Prinzip des Wärmerohrs

In einem Wärmerohr wird Wärme mittels einer Dampfströmung transportiert: Aus einer Kapillarstruktur wird durch Wärmezufuhr kontinuierlich ein Teil der enthaltenen Flüssigkeit verdampft. Der Dampf strömt in einen Bereich mit niedrigerem Druck und kondensiert. Das Kondensat in der Kapillarstruktur gibt die vormals aufgenommene Verdampfungswärme wieder ab. Die Flüssigkeit strömt aufgrund der Kapillardruckdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationsbereich innerhalb der Kapillarstruktur zurück zum Ort der Wärmezufuhr (Abb. 2). Die Kapillardruckdifferenz stellt sich automatisch so ein, dass die strömungs- und gravitationsbedingten Druckverluste gerade überwunden werden. Da im System näherungsweise Sättigungszustand vorliegt, findet die Verdampfung

und Kondensation bei nahezu derselben Temperatur statt. D.h. ein Wärmerohr arbeitet näherungsweise isotherm und besitzt daher einen sehr geringen Wärmewiderstand. U.U. beträgt dieser nur wenige Prozent des Wärmewiderstands eines Festkörpers mit den selben geometrischen Abmessungen. Beispielsweise besitzt eine Aluminiumplatte mit den Abmessungen $120 \times 35 \times 3 \text{ mm}^3$ einen Wärmewiderstand zwischen den längsseitigen Enden von ca. 5.8 K/W , eine entsprechende Wärmerohrplatte nur ca. 1 K/W .

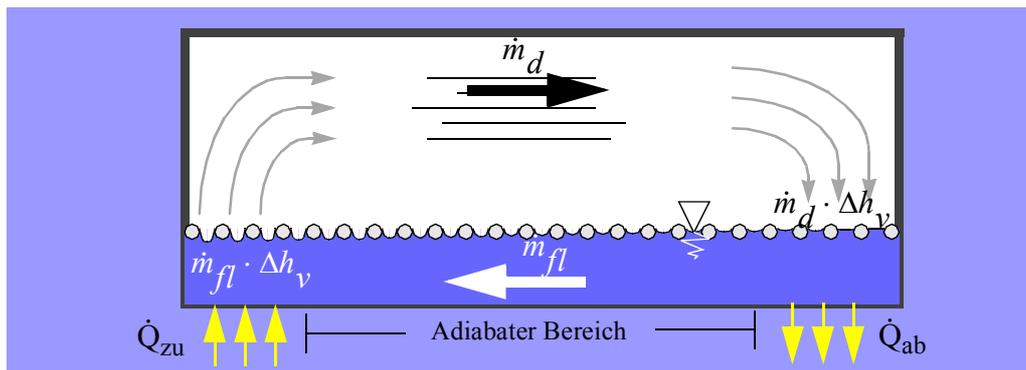


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Stoffkreislaufs in einem Wärmerohr. Der obere Bereich stellt den Dampfraum dar, der untere Bereich die flüssigkeitsgefüllte Kapillarstruktur mit Kapillarporen an der Oberfläche. Auf der linken Seite wird Wärme zu-, auf der rechten Seite abgeführt.

Die Kapillarstruktur ist entweder eine spezielle Struktur oder ergibt sich aus der Querschnittsgeometrie. Im ersten Fall besteht sie aus gesintertem Metallpulver, Metallfilz oder Metallnetzen, im zweiten Fall aus in die Wärmerohrwand eingearbeiteten Rillen. Häufig werden Kombinationen aus beiden eingesetzt.

Eine andere Art, sehr einfache und besonders flache Wärmerohrstrukturen zu erhalten, stellt die sog. "Index-Guided Micro Heat Pipe" dar. Es handelt sich dabei um ein am Institut für Kernenergie und Energiesysteme der Universität Stuttgart entwickeltes Prinzip. Dabei werden Fluidpfade durch spezielle Oberflächenbeschichtungen erzeugt (s. Anhang 1).

Dem maximal durch ein Wärmerohr transportierbaren Wärmestrom sind prinzipiell physikalische Grenzen gesetzt:

- **Viskositätsgrenze:** Sie spielt bei Temperaturen knapp oberhalb der Schmelztemperatur des Arbeitsfluids eine Rolle. Hier ist die den Dampf antreibende Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator klein, und die Dampfströmung wird von hohen zu überwindenden viskosen Kräften bestimmt. Im Grenzfall ist der entstehende Druckabfall nicht mehr überwindbar [15].

- **Schallgeschwindigkeitsgrenze:** Sie fällt besonders bei Wärmerohren mit einem metallischen Wärmeträger ins Gewicht, bei denen die Dampfströmung aufgrund der geringen Dampfdichte am Ende der Verdampferzone Schallgeschwindigkeit annehmen kann. Ist die Schallgeschwindigkeit bei einer bestimmten Verdampfer Temperatur erreicht, kann dieses Geschwindigkeitslimit auch nicht durch ein Verringern des Dampfdrucks im Kondensator überschritten werden. Dadurch ist auch der maximale Wärmedurchsatz begrenzt [15].
- **Wechselwirkungsgrenze:** Sie wird erreicht, wenn der strömende Dampf die gegenströmende Flüssigkeit aufstaut und/oder Flüssigkeitströpfchen aus der Kapillarstruktur reisst. Im Grenzfall wird die Zufuhr von Flüssigkeit zum Verdampfer unterbrochen (z.B. [8-13]).
- **Siedegrenze:** Bei Erreichen der Siedegrenze bilden sich Blasen in der Kapillarstruktur, die die Flüssigkeit verdrängen. Diese Grenze ist vorrangig bei Wärmerohren mit Kapillarstrukturen wie Netzen und hohen zu erwartenden Wärmestromdichten relevant (z.B. [8-13]). Die Blasenentstehung lässt sich mit Theorien des Blasensiedens erklären [17].
- **Kapillargrenze:** Sie ist überschritten, wenn die Pumpleistung der Kapillarstruktur nicht mehr ausreicht, den Gesamtdruckabfall im Wärmerohr zu überwinden (z.B. [8-13]) (s. auch Kapitel 4.6.2.1).

Wird eine dieser fünf Grenzen überschritten, trocknet die Kapillarstruktur in der Heizzone aus. Dadurch erhöht sich der Wärmewiderstand im Verdampfer erheblich. Da dieser Wärmewiderstand einen wesentlichen Einfluss auf den Gesamtwärmewiderstand hat, resultiert daraus eine deutliche Temperaturerhöhung der Wärmequelle.

Bis auf die Kapillargrenze kommen die Grenzen nur bei bestimmten Betriebsarten (Betrieb nahe der Schmelztemperatur, sehr hohe Wärmestromdichten des Heizers) oder bestimmten Wärmeträgern, die für Konsumergeräte nicht relevant sind (metallische Wärmeträger), zum Tragen. Daher wird in dieser Arbeit ausschließlich die Kapillargrenze berücksichtigt. Weitere Details zur grundlegenden Funktionsweise eines Wärmerohrs sind z.B. in [10-12, 18] nachzulesen.

2.4 Integration und Anforderungen an ein Wärmerohrsystem

Aufgrund des geringen Wärmewiderstands liegt es nahe, Wärmerohre zur Mikroelektronikkühlung zu verwenden. In Abb. 3 sind die gängigen Konzepte der Wärmerohrintegration zur Mikroelektronikkühlung, in drei Klassen eingeteilt, dargestellt. Beispielsweise ist Klasse 1 typisch für die Kühlung von Notebook-Computern, während Klasse 3, die Verwendung des Wärmerohrs als COB-

Substrat, ein geplantes Integrationskonzept des “KHIEPCOOL”-Projekts war. Klasse 2 war ebenfalls im Fokus des “KHIEPCOOL”-Projekts; durch dieses Konzept sollten die in der Luftfahrttechnik üblichen Aluminiumplatten durch Wärmerohrplatten ersetzt werden.

Im Folgenden wird die Kombination von Elektronikplatine und Wärmerohr als “Wärmerohrsystem” bezeichnet. Der Begriff “Wärmerohrplatte“ steht für den Spezialfall der flachen Wärmerohrbauart.

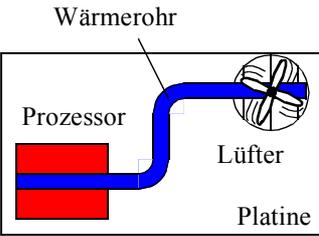
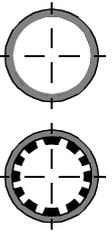
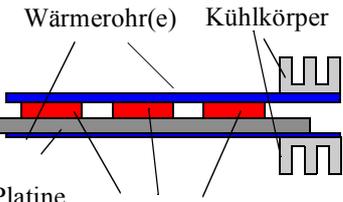
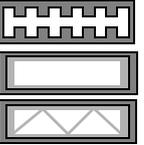
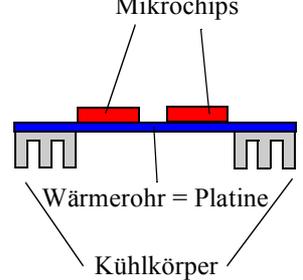
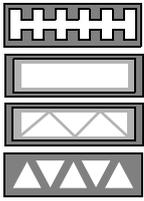
Integrationsklasse	Wärmerohrgeometrie	Kapillarstruktur
<p>(1)</p> 	 <p>einzelne oder mehrere zylindrische oder abgeflachte Wärmerohre</p>	<p>Sinter-, Netz- oder Rillkapillarstruktur</p>
<p>(2)</p> 	 <p>individuelle flache Einzelwärmerohre</p>	<p>Sinter-, Netz- oder Rillkapillarstruktur</p>
<p>(3)</p> 	 <p>In das Basissubstrat integrierte Wärmerohrstrukturen</p>	<p>Sinter-, Netz-, Rillen-, oder Mikrowärmerohrstrukturen (s. [14] oder Kapitel 4.9)</p>

Abbildung 3: Wärmerohrklassen zur Mikroelektronikkühlung.

Als Anforderungen an die Kühlung mikroelektronischer Bauteile für die Telekommunikation und Luftfahrttechnik werden dieser Arbeit folgende, dem “KHIEPCOOL”-Projekt entnommene, Vorgaben zugrunde gelegt:

- maximal übertragbare Leistung von 35 bis 45 W für hohe Wärmestromdichten $>10 \text{ W/cm}^2$
- maximal übertragbare Leistung von 100W bis 140W für geringe Wärmestromdichten $<10 \text{ W/cm}^2$
- Stärke der Platine: maximal 3mm
- Länge der Platine: 120mm
- Breite der Platine: mindestens 30mm

- beliebige Anzahl elektronischer Bauelemente (wärmedissipierende Bauteile); diese sollen wahlfrei platzierbar sein
- der Wärmewiderstand der Wärmerohrplatine muss deutlich kleiner als der einer geometrisch identischen Kupferplatine sein ($>$ Faktor 2)
- die Wärmesenke befindet sich an einem längsseitigen Ende des Wärmerohrs; die Kühlfläche beträgt ca. 5 bis 7cm²
- die Betriebstemperatur liegt zwischen 0°C und 120°C
- das Arbeitsfluid ist Wasser

Die vorliegende Arbeit widmet sich daher flachen Wärmerohrplatinen. Dabei liegt entweder ein einzelner Dampfraum vor oder eine Matrix aus einzelnen abgeschlossenen oder miteinander verbundenen parallel angeordneten rillenförmigen Dampfkanälen.

2.5 Einschränkende Größen für die Wärmerohroptimierung und Simulation

Zur Beschränkung des Lösungsraums für die später beschriebenen Optimierungsalgorithmen und zur Vereinfachung des WR-Simulationsmodells werden aus den oben beschriebenen Anforderungen die folgenden Grenzen abgeleitet:

- $L_{eff, max} = 0,1m$ (vgl. Gl. (4)). Effektive maximale Distanz zwischen Heizer und Kühler. Es wird angenommen, dass es ausreicht, das Wärmerohr auf $L_{eff, max}$ auszulegen, um eine freie Positionierbarkeit der Heizelemente zu ermöglichen.
- $d_{in, max} = 2mm$. Dampfraumhöhe. Es wird von einer Wandstärke von 0,5mm ausgegangen.
- $b_{in, max} = 30mm$. Breite des Dampfraums. Je größer der Dampfquerschnitt desto größer ist die übertragbare Leistung. Der gewählte Wert entspricht dem KHIEPCOOL-Prototyp-WR.
- $n_{chan, max} = 25$. Maximale Anzahl der Kanäle oder Kanalpaare (vgl. Struktur V5.2 in Abb. 29). Größere Werte lassen sich bei der gewählten Maximalbreite nicht mehr sinnvoll herstellen.
- $d_{struct} = 200\mu m$. Referenzstrukturstärke. Sie kann bei Netzmaschenzahlen von $N=200$ durch $n_{struct} = 2$ Netzlagen erreicht werden. Bei nur einer Maschenlage ist ein kontinuierlicher Flüssigkeitstransport durch ein Netz nicht mehr sicher gestellt.
- $T_d = 323,15K$ (50°C). Auslegungstemperatur. Bei Wärmeübertragungsleistungen von 30W bis 40W ergibt dies aufgrund der Wärmewiderstände zwischen der Wärmerohroberfläche und des Silizium-Chips Temperaturen von 70°C bis 90°C im Chip.

- $A_{\text{heiz}} = 3,14\text{cm}^2$ (Kreisfläche mit Radius 1cm). Die Heizfläche ist so ausgelegt, dass bei Leistungen oberhalb 30W eine Flächenbelastung $>10\text{W/cm}^2$ erreicht ist. Die Positionierung dieser Wärmequelle an einem Wärmerohrende stellt den Grenzfall dar. D.h. der Fall, dass mehrere Wärmequellen mit insgesamt ca. 30W vorliegen, ist damit abgedeckt.

2.6 Betrachtete Problemfälle

Das Ziel dieser Arbeit (Kapitel 1.2) ist, Lösungen für die folgenden Problemfälle zu finden:

1. Es sind geometrische Randbedingungen (Ausmaße der Platine, Positionen der Wärmequellen und Wärmesenke(n)), Position des Wärmerohrs, Wärmedissipation der einzelnen Komponenten und Temperaturgrenzen für eine Anwendung vorgegeben. Es soll aus gegebenen Materialien und bestimmten Arbeitsfluiden ein für den gegebenen Fall optimiertes Wärmerohr (optimale Kapillarstruktur) entwickelt werden.
2. Es gelten die gleichen Bedingungen wie bei Punkt 1, jedoch sollen die Wärmequellen wahlfrei positionierbar sein (KHIEPCOOL-Problematik).
3. Es sind geometrische Randbedingungen aber keine Angaben über die Wärmedissipation vorhanden. Es soll die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit und das dafür notwendige Wärmerohr bestimmt werden. Dementsprechend können dann wärmedissipierende Komponenten ausgewählt werden.

Diese drei Problemfälle sind typisch für Fälle, bei denen der Bauraum und die mögliche elektrische Verdrahtung die Geometrie bestimmt.

4. Es gelten die gleichen Bedingungen wie bei Punkt 1, jedoch ist auch die innere Wärmerohrstruktur, d.h. der Dampfkammerquerschnitt und die Kapillarstruktur vorgegeben. Aufgabe ist es festzustellen, ob eine ausreichende Kühlung möglich ist. Ist dies der Fall, wird weiter untersucht, wie sich der optimale Verlauf der Wärmerohrstruktur, ob auf oder innerhalb der Platine, gestaltet.

Problemfall vier liegt vor, wenn die elektronische Schaltung bereits existiert und das Kühlkonzept nachträglich aufgesetzt wird (z.B. ein Klasse 1-Integrationskonzept, s. Abb. 3). Dabei wird auf eine kostengünstige Herstellung, z.B. Fall durch Verwendung von Serienwärmerohren Wert gelegt.

Die explizite Vorgehensweise zur Lösung der Problemfälle wird in Kapitel 6 beschrieben.

2.7 Lösungsansatz und Anforderung an die Simulationswerkzeuge

Die vier betrachteten Problemfälle lassen sich auf drei Grundprobleme reduzieren: die Optimierung

1. der Kapillarstruktur,
2. der Querschnittsgeometrie,
3. der Wärmerohrintegration, d.h. des Wärmerohrverlaufs.

Zur Lösung der Problemfälle werden mehrere Simulationswerkzeuge erstellt. Die Simulationswerkzeuge basieren auf Modellannahmen bzgl. des thermofluidynamischen Verhaltens eines Wärmerohrs und des Systemverhaltens des Systems Wärmerohr-Festkörper-Wärmequellen/senken. Die Anforderungen an die Simulationswerkzeuge lassen sich daher in Wärmerohr- und Systemanforderungen einteilen.

Wärmerohranforderungen:

- Unterschiedliche Kapillarstrukturen, Querschnittsgeometrien und Arbeitsfluide sollen verwendet werden können.
- Die Wärmerohrlänge soll frei wählbar sein.
- Die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit bei gegebenen Sättigungstemperaturen soll bestimmbar sein.

Systemanforderungen:

- Unterschiedliche Festkörpermaterialien sollen verwendet werden können.
- Wärmerohre sollen sich beliebig im System integrieren lassen. D.h. ein dreidimensionales Modell ist erforderlich.
- Der Temperaturverlauf der relevanten Oberflächen soll berechnet werden können.
- Der radiale Wärmewiderstand einer Kapillarstruktur soll berücksichtigt werden.

3. Stand der Modellierungstechnik

In [10] und [12] wird der aktuelle Stand der Wärmerohrmodellierungstechnik umfassend behandelt. Daher bezieht sich dieses Kapitel vorrangig auf diese Quellen und soll lediglich einen Überblick über die verwendeten Konzepte vermitteln. Die veröffentlichten Wärmerohr- und Wärmerohrsystemmodelle werden im Folgenden in eindimensionale, zweidimensionale und dreidimensionale Modelle eingeteilt.

3.1 Arten der Modellierung

Generell lassen sich die Arten der Modellierung in zwei Gruppen einteilen:

1. wärmerohrbasiert: Das Systemmodell verliert vom Wärmerohrinnern ausgehend nach außen hin an Komplexität.
2. wärmeleitungs-basiert: Das Wärmerohr ist ein vereinfachter Bestandteil einer komplex modellierten Umgebung.

Zwei Anwendungsfälle zu 1. sind folgende:

- Die Dampftemperatur, der Wärmestrom und der effektive Abstand zwischen Wärmeein- und Wärmeauskopplung sind vorgegeben. Anschließend wird eine Bilanz über die temperatur- und wärmestromabhängigen Druckabfälle und die Kapillarkräfte aufgestellt und bestimmt, ob das Wärmerohr einen Dry-Out erfährt.
- Auf dem Rand des Wärmerohrdampfraums werden Wärmequellen und Bereiche konstanter Temperatur vorgegeben. Anschließend werden die Strömungsverhältnisse und die resultierende Wärmequellentemperatur berechnet.

Ein Anwendungsfall zu 2. ist:

- In Teilbereichen eines Festkörpers werden Wärmeströme und Temperaturen vorgegeben. Integrierte Wärmerohre werden durch Bereiche mit hoher Wärmeleitfähigkeit modelliert.

3.2 Eindimensionale Modelle

Einfache eindimensionale Modelle existieren bereits seit Anfang der 60er Jahre. Bei den ersten Modellen handelt es sich um analytisch gelöste Gleichungen, in die innerhalb einer Rechenvorschrift Parameter eingesetzt werden. Durch die wachsende Verfügbarkeit und Rechenleistung von Computern gewannen diese Modelle an Komplexität, und es wurden mehr und mehr iterative Lösungsver-

fahren eingesetzt. Die Vereinfachung auf Widerstandsgleichungen wurde eine der häufigsten Methoden zur Beschreibung von Systemen. Daran hat sich bis heute wenig geändert.

3.2.1 Fluidströmung im Einzelrohr

Bei den eindimensionalen Modellen des Fluidverhaltens werden die Gleichungen für Dampf und Flüssigkeit für den eindimensionalen Fall aufgestellt (z.B. [8], [9] und [22]). Mit Modellen dieser Klasse wird in der Regel der maximal übertragbare Wärmestrom ermittelt. Die Strömungsgleichungen für den Dampf und die Flüssigkeit werden wie folgt angesetzt:

$$\dot{Q} = \text{const} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

Der konstante Faktor in Gl. (1) berechnet sich für eine Flüssigkeitsströmung in der Kapillarstruktur auf Basis des Darcy- (poröses Medium, s. auch Kapitel 4.6.3.3) oder Hagen-Poiseuille-Gesetzes (Arterien oder Rillenströmung, s. auch Kapitel 4.6.3.4). Für die Dampfströmung wird der Faktor entweder durch das Hagen-Poiseuille-Gesetz (laminare Strömung) oder z.B. den Blasiuschen Ansatz (turbulente Strömung) berechnet. Anhand von Beziehung (1) wird eine Druckbilanzierung über die effektive Wärmerohrlänge L_{eff} (Gl. (4)) durchgeführt und geprüft, ob die Kapillardruckdifferenz ausreicht, um die Summe aller Druckverluste Δp_i zu überwinden. D.h. die Gleichung

$$\Delta p_{cap} \pm \rho \cdot g \cdot H_s \geq \sum_i \Delta p_i \quad (2)$$

muss erfüllt sein (“-” für Verdampfer geodätisch höher als Kondensator, “+” umgekehrter Fall).

Die Druckverluste (Gl. (3)) treten dabei entlang der effektiven Wärmerohrlänge L_{eff} (Gl. (4)) auf:

$$\Delta p_i = \frac{\dot{Q}}{\text{const}_i} \cdot L_{eff} \quad , \text{ mit} \quad (3)$$

$$L_{eff} = \frac{1}{\dot{Q}} \cdot \int_0^{L_{ges}} \dot{Q}(x) dx \quad (4)$$

Ist die effektive Länge bekannt, lässt sich die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit z.B. durch ein iteratives Verfahren bestimmen. Dazu wird die Wärmeleistung schrittweise verändert, bis für Gl. (2) das Gleichgewicht gilt. Für einfache Fälle kann die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit auch analytisch durch Auflösen der Gleichungen nach \dot{Q} bestimmen werden.

3.2.2 Wandtemperaturverlauf

Wird ein symmetrisch beheiztes oder gekühltes zylindrisches Wärmerohr betrachtet, lässt sich der Wandtemperaturverlauf ebenfalls durch ein eindimensionales Modell beschreiben. Dabei wird für jeden axialen Ort die Energiebilanz für ein Wandelement aufgestellt, wobei die Wandelemente durch Wärmeleitungsgleichungen gekoppelt werden. Die Dampftemperatur ist dabei eine Unbekannte in dem sich ergebenden nichtlinearen Differenzialgleichungssystem. Die Nichtlinearität ergibt sich durch Berücksichtigen der Wärmestrahlung. Im Fall niedriger Temperaturen, wie sie bei der Mikroelektronikkühlung auftreten, können die Strahlungsterme vernachlässigt werden und es ergeben sich die in Kapitel 4.3 beschriebenen linearen Gleichungen (Wärmewiderstandsmodell).

3.3 Zweidimensionale Modelle

Bei zweidimensionalen Wärmerohrmodellen gibt es eine Reihe unterschiedlicher Konzepte:

- Modelle für plattenförmige Geometrien mit Rechteckquerschnitt, bei denen die Wärmerohre als eindimensionale, gekoppelte Modelle integriert sind, die Wärmeleitung aber nicht berücksichtigt ist [16].
- Modelle für plattenförmige Geometrien mit Rechteckquerschnitt, bei denen die Temperaturverteilung durch ein Wärmeleitungsmodell berechnet wird, die Wärmerohre aber als eindimensionale Modelle integriert sind [12].
- Modelle für plattenförmige Geometrien mit Rechteckquerschnitt, bei denen die Flüssigkeitsströmung durch die Kapillarstruktur zweidimensional berechnet wird, die Dampfströmung aber lediglich eindimensional [25].
- Modelle für zylindrische Rohre mit zweidimensionaler Wandwärmeleitung und eindimensionaler Strömungssimulation [10].
- Modelle für zylindrische Rohre mit zweidimensionaler Wandwärmeleitung und zweidimensionaler Strömungssimulation [10].

Die Gemeinsamkeit der fünf Modelle ist, dass die Wandwärmeleitung gesondert betrachtet wird. Der Einfluss des Wärmerohrs auf z.B. ein zu kühlendes Elektronikbauteil ist damit nur indirekt bestimmbar, da auch eine komplexe Bauteilgeometrie auf seine mit dem Wärmerohr verbundene Querschnittsfläche und die Wärmeabgabe reduziert werden muss. Sog. "Hot Spots" (Bereiche mit hoher lokaler Wärmestromdichte) lassen sich damit nicht berücksichtigen. Die Grundgleichungen für die Flüssigkeitsströmung, auf denen die fünf Modelle basieren, entsprechen denen der eindimensionalen

Modellierung. In [25] wird, wie auch in dieser Arbeit, der zweidimensionale Darcy-Ansatz verwendet.

In den ersten vier Modellarten wird für den Dampf ein eindimensionaler Strömungsansatz verwendet. In der fünften Modellklasse wird die Dampfströmung als rotationssymmetrisch vorausgesetzt (Zylindermodell) und durch die entsprechenden Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben.

3.4 Dreidimensionale Modelle

In [10] wird zusätzlich zum zweidimensionalen Zylindermodell eine dreidimensionale Erweiterung beschrieben. In dieser Erweiterung werden die Navier-Stokes-Gleichungen für alle drei Raumrichtungen aufgestellt. Allerdings ist der Bereich der vollständigen dreidimensionalen Modelle inzwischen weitgehend durch eine Reihe kommerzieller CFD-Programme wie *StarCD*¹ abgedeckt. Diese Simulationsprogramme erlauben die dreidimensionale Simulation der Dampf- und Flüssigkeitsströmung durch iteratives Lösen der Navier-Stokes-Gleichungen in allen drei Raumrichtungen. Jedoch ergibt sich durch die dreidimensionale Betrachtung der Strömungsgleichungen das Hauptproblem dieser Modelle: Um physikalisch sinnvolle Ergebnisse zu erhalten, müssen die Strömungsgebiete hinreichend detailliert modelliert und parametrisiert werden. D.h. es sind speicher- und rechenintensive Knotenmodelle notwendig. Mit solchen Modellen lassen sich sehr detaillierte Untersuchungen zu Dampf- und Flüssigkeitsströmungen inklusive gravitationsbedingter Konvektionseffekte durchführen². Mikroskopische Effekte wie die Mikrozonoverdampfung [42] sind jedoch nur durch Zusatzmodelle integrierbar, bzw. es müssen dieselben Vereinfachungen und erfahrungsbasierten Modellansätze verwendet werden wie sie auch bei eindimensionalen Modellen Verwendung finden.

Ein weiterer Vorteil der dreidimensionalen Löser ist die Möglichkeit, die Festkörperwärmeleitung zu berücksichtigen. Ein lediglich näherungsweise korrekter Sonderfall (s. Kapitel 4.4) erlaubt es, integrierte Wärmerohre durch Bereiche sehr hoher Wärmeleitfähigkeit zu modellieren.

Lässt sich eine Wärmerohranwendung in einzelne, einfach gehaltene Module aufteilen, finden widerstandsnetzwerkorientierte Löser wie ESATAN³ oder SINDA⁴ Verwendung. Dabei handelt es sich aber nicht um Programme zur Simulation von Wärmerohren. Vielmehr ist durch sie die Mög-

1. *Computational Dynamics*

2. Durch die explizite Berücksichtigung der Energieerhaltungsgleichungen.

3. *ALSTHOM*

4. *Cullimore & Ring Technologies*

lichkeit gegeben, ein Netzwerk von linearen und nichtlinearen Widerständen aufzubauen und zu lösen. Die eigentliche Netzwerkgenerierung inklusive Abbilden physikalischer Effekte, geschieht in vorgeschalteten Modellierern. Aus diesem Grund sind solche Löser nur Untersysteme komplexerer Programme. In der numerischen Thermofluidodynamik spielen solche Systeme daher inzwischen eine untergeordnete Rolle und werden an dieser Stelle nur der Vollständigkeit halber erwähnt.

4. Wärmerohrplattenmodell (Systemmodell)

In diesem Kapitel wird das System Wärmerohr/Wärmerohrplatte, kurz das “Wärmerohrplattenmodell”, beschrieben. Das eindimensionale Wärmerohrmodell (Kapitel 4.1) wird hierzu zu einem mehrdimensionalen Ansatz erweitert (Kapitel 4.2). Darauf aufbauend wird das “ideale Wärmerohr” als Teil einer mehrdimensionalen Umgebung beschrieben (Kapitel 4.3). In Kapitel 4.4 wird auf die sich ergebenden Probleme eingegangen, falls ein Wärmerohr ausschließlich als Festkörper modelliert wird. In Kapitel 4.5 wird das Systemmodell des Wärmetransports einer Wärmerohrplatte beschrieben. In Kapitel 4.6 wird der Flüssigkeitstransport und der Dry-Out in der Kapillarstruktur modelliert, in Kapitel 4.7 die (vereinfachte) Dampfströmung. Schließlich werden in Kapitel 4.8 Vergleiche von Rechnungen mit dem entstandenen Simulationsmodell und Experimenten vorgestellt. Der strukturelle Aufbau des dreidimensionalen Simulationsprogramms ist in Abb. A3 (Anhang 3) dargestellt.

4.1 Stationäres eindimensionales Wärmerohrmodell

Ein Wärmerohr lässt sich auf ein Wärmewiderstandsnetzwerk reduzieren. Dabei werden die geometrischen Gegebenheiten, die Wärmeleitfähigkeiten der verwendeten Materialien, die Temperaturgradienten bei der Verdampfung und Kondensation und der Strömungsdruckabfall auf Wärmewiderstände abgebildet. Ein Wärmewiderstand ist als das Verhältnis der Temperaturänderung zwischen zwei Punkten zum fließenden Wärmestrom bzw. Dampfmassenstrom definiert (Gl. (5)).

$$R_{th} = \frac{T_2 - T_1}{\dot{Q}_{12}} = \frac{T_2 - T_1}{\dot{m}_{12} \cdot \Delta h_v} = \frac{1}{k_{th}} \quad (5)$$

In [9 - 12] wird ein darauf aufbauendes Widerstandsnetzwerk eines typischen Wärmerohrs beschrieben (s. Abb. 4). Die Widerstände in diesem Netzwerk sind in Schichten angeordnet und nach ihrer Wirkrichtung (radialer Wärmetransport, d.h. durch die Wand in oder aus den Dampfraum, und axialer Wärmetransport entlang der Wärmerohrachse) ausgerichtet.

Das Modell beinhaltet die folgenden fünf Schichten:

- Eine Widerstandsschicht, angrenzend an die Wärmerohroberfläche (nur radial). Sie bildet den Kontaktwiderstand zwischen der Wärmequelle und der Wärmerohrwand ab.
- Die Wärmeübergänge innerhalb der Wärmerohrwand (radial und axial). In dieser Schicht werden die Wärmewiderstände im Wandmaterial beschrieben.

- Der Wärmedurchgang durch die Kapillarstruktur (nur radial). Damit wird der Temperaturabfall innerhalb der Kapillarstruktur zwischen Wand und Flüssigkeitsoberfläche abgebildet.
- Der Verdampfungs- bzw. Kondensationswiderstand (nur radial). In dieser Widerstandsschicht wird der Zusammenhang zwischen der Oberflächentemperatur der Flüssigkeit und des Dampfes im Bereich der Verdampfung bzw. der Kondensation in Abhängigkeit des umgesetzten Wärmestroms behandelt.
- Der dampfströmungsbedingte Wärmewiderstand (nur axial, indirekt aus dem Massenstrom). Der Druckabfall des strömenden Dampfes führt zu einem Temperaturabfall. Der Zusammenhang zwischen dem Massenstrom und dem resultierenden Druckabfall wird indirekt durch das Verhältnis des Temperaturabfalls zum umgesetzten Wärmestrom, also durch einen Wärmewiderstand beschrieben (Gl. (5)).

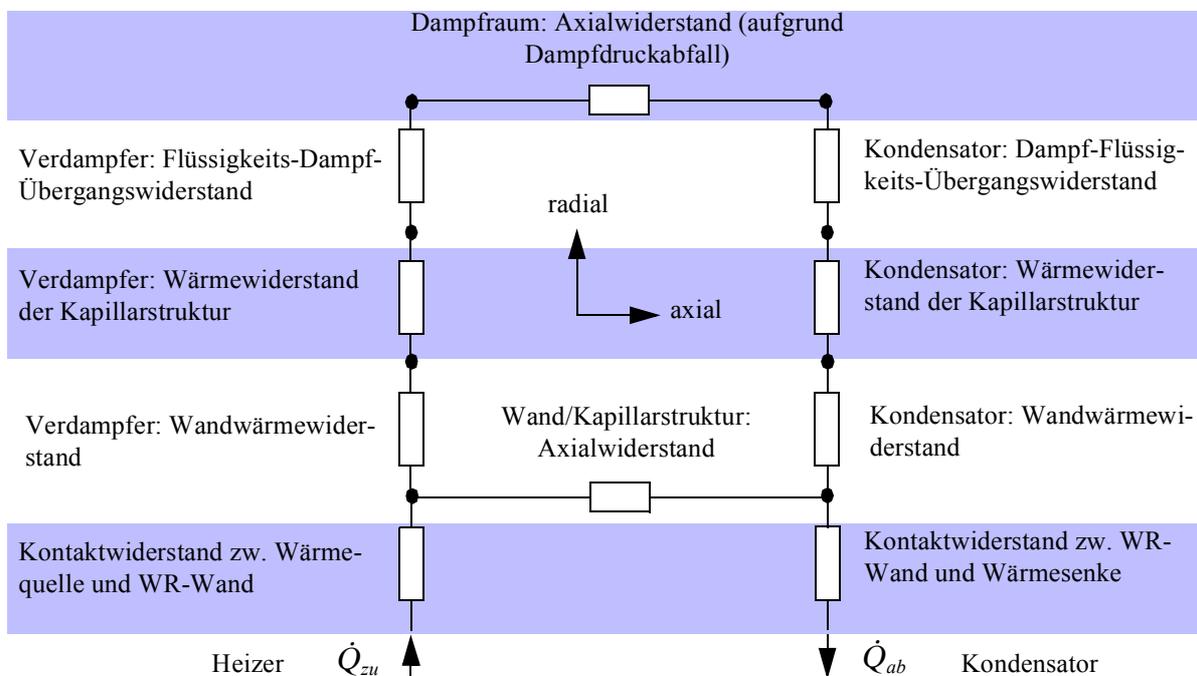


Abbildung 4: Widerstandsmodell eines einzelnen Wärmerohrs als Schichtenmodell.

Dieses Modell besitzt Grenzen. Es verliert seine Gültigkeit wenn

- der Temperaturverlauf über der Wärmerohroberfläche bestimmt werden soll
- mehrere Wärmequellen/Wärmesenken vorliegen
- nichtlineare Effekte, wie das Austrocknen von Kapillarstrukturbereichen, zu berücksichtigen sind.

4.2 Erweitertes stationäres Wärmerohrmodell

In Abb. 5 ist ein Wärmewiderstandsmodell in erweiterter Form dargestellt. Die Ausdehnung des Wärmerohrs wird durch das Aneinanderreihen von Teilmodellen entsprechend Abb. 4 nachgebildet. Damit lassen sich sowohl ausgedehnte (nicht punktförmige) als auch mehrere Wärmequellen und -senken beschreiben. Zusätzlich ist der Temperaturverlauf auf der Wärmerohroberfläche berechenbar. Die nichtlineare Eigenschaft des Dry-Outs wird durch Schalter berücksichtigt. Ein Schalter ist geöffnet, wenn der zugehörige Kapillarstrukturbereich ausgetrocknet ist (vgl. Kapitel 4.6.7).

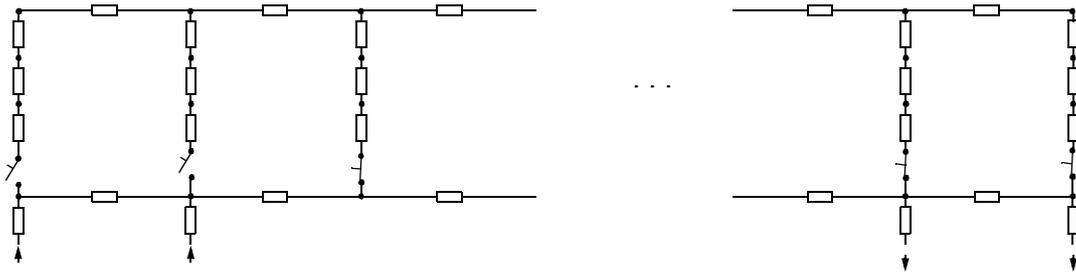


Abbildung 5: Erweitertes Wärmerohr-Wärmewiderstandsmodell. Teilmodelle werden gekoppelt. Ausgetrocknete Kapillarstrukturbereiche werden als geöffnete Schalter dargestellt.

Dieses Modell lässt sich auch auf mehrere Dimensionen (2D, 3D) erweitern. Je nach Anzahl der Raumrichtungen werden dazu mehrere Widerstände an einem Knoten zusammengeführt. Dieser Ansatz führt bereits zu einem gekoppelten Modell. Allerdings sind die Wand und die Kapillarstruktur immer noch ein Teil des Wärmerohrs und nicht vom “eigentlichen Wärmerohr” getrennt dargestellt. D.h. die Umgebung wird in einem solchen Modell nur aufgesetzt bzw. an der Wand angekoppelt. Genau dies ist jedoch für die vorliegende Arbeit nicht gewollt, und folglich soll eine Trennung von “eigentlichem WR” und Wand mit Kapillarstruktur durchgeführt werden.

Die etwas akademisch wirkende Trennung von “eigentlichem Wärmerohr” ohne Wand und der Wand (inkl. Kapillarstruktur) hat praktische Konsequenzen: Durch diese Trennung wird die Wand direkt der Umgebung zugeordnet und muss beim Aufstellen der Gleichungen nicht als Sonderfall betrachtet werden. Dadurch verringert sich der programmiertechnische Aufwand erheblich. Die Trennung erfolgt in dieser Arbeit durch das Konzept des “idealen Wärmerohrs”.

4.3 Das ideale Wärmerohr

Ein “ideales Wärmerohr” wird durch fünf Eigenschaften definiert:

- Das ideale Wärmerohr besitzt keinerlei Wärmewiderstände, weder axial noch radial, d.h. sämtliche radialen Wärmewiderstände werden der Wärmerohrwand zugeordnet.
- Die Dampftemperatur ist im gesamten Wärmerohrvolumen dieselbe.

- Das Wärmerohr besitzt keinerlei thermische Masse. D.h. die zu jedem Zeitpunkt zugeführte Wärmemenge wird zum selben Zeitpunkt vollständig abgeführt. Es arbeitet also zu jedem Zeitpunkt stationär.
- Die Wärmetransportfähigkeit ist unbegrenzt.
- Die ein- bzw. auskoppelbare axiale und radiale Wärmestromdichte ist unbegrenzt.

Ein ideales Wärmerohr verhält sich entsprechend einem widerstandsfreien Wärmeleiter, an den mehrere wärmestromführende Widerstände angeschlossen sind (vgl. Abb. 6), d.h. es wird implizit durch seine Umgebung definiert.

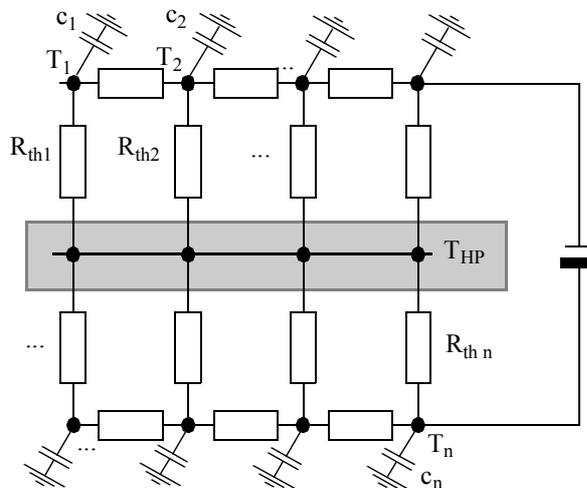


Abbildung 6: Das ideale Wärmerohr als Äquivalent eines widerstandsfreien Leiters. Das Potenzial des Leiters, d.h. seine Temperatur ist für alle angeschlossenen Widerstände gleich.

Für das ideale Wärmerohr folgt damit innerhalb eines Widerstandsnetzwerks aufgrund des Energieerhaltungssatzes

$$\sum (k_{th,i} \cdot (T_i - T_{HP})) = 0 \quad (6)$$

bzw.

$$k_{th,1} \cdot T_1 + \dots + k_{th,n} \cdot T_n - (\sum k_{th,i}) \cdot T_{HP} = 0. \quad (7)$$

Die Wärmeleiter $k_{th,i}$ sind der aus Zellen bestehenden Wand (Index "cell") (s. auch Gl. (13) und Abb. 8), zu der auch die Kapillarstruktur (Index "cap") zählt (s. Kapitel 4.6.5.2), zuzuordnen. D.h.

$$R_{th,i} = \frac{1}{k_{th,i}} = R_{th,cell,i} + R_{th,cap,i} \quad (8)$$

4.3.1 Stationärer Fall

Gl. (7) lässt sich direkt in die im nachfolgenden Kapitel aufgestellte Gleichungsmatrix (19) integrieren. D.h. das ideale Wärmerohr ist ohne Zusatzaufwand oder Näherungsannahmen als Festkörperzelle mit sehr hoher Wärmeleitfähigkeit ($R_{th} \rightarrow 0$, Kapitel 4.4) innerhalb eines stationären Festkörperwärmeleitmodells erfassbar.

4.3.2 Instationärer Fall

Für den instationären Fall berechnet sich die Temperatur des idealen Wärmerohrs bei bekannten Umgebungstemperaturen zu einem Zeitpunkt nach Gl. (9).

$$T_{HP} = \frac{\sum (k_{th,i} \cdot T_i)}{\sum k_{th,i}} \quad (9)$$

Die Berechnung der Wärmerohrtemperatur erfolgt als zusätzlicher, dritter Schritt der in Kapitel 4.5.1.2 beschriebenen Rechenvorschrift.

4.4 Modellierung eines Wärmerohrs als Festkörper

Ein Wärmerohr lässt sich durch ein Festkörpermodell beschreiben. Dabei wird das Wärmerohr durch ein Material mit Wärmerohreigenschaften, d.h. sehr geringem Wärmewiderstand repräsentiert. Eine entsprechende "effektive" Wärmeleitfähigkeit wird für einen festgelegten Abstand zwischen Heizer und Kühler zusammen mit dem Wärmerohrquerschnitt und dem Wärmewiderstand zu

$$\lambda_{eff} = \lambda_{HP} = \frac{L_{heiz,kuehl}}{A_{HP}} \cdot \frac{\dot{Q}_{zu}}{(T_{heiz} - T_{kuehl})} \quad (10)$$

berechnet. Diese Größe ist jedoch nur für den Definitionsfall gültig. Sinnvoll ist dieser Wert daher nur, wenn ein direkter Vergleich zwischen einer geometrischen Wärmerohrkonfiguration und einer geometrisch identischen Festkörperkonfiguration gemacht wird.

Es erscheint naheliegend, diese effektive Wärmeleitfähigkeit auch zur Wärmerohrsimulation mittels Wärmeleitungsmodellen einzusetzen, wodurch ein Wärmerohr einen "effektiven" axialen Wärmewiderstand erhält. Diese Methode liefert allerdings nur bedingt brauchbare Ergebnisse. In Wirklichkeit ist der Hauptanteil des Wärmewiderstands eines Wärmerohrs maßgeblich auf die Ein- und Auskoppelung der Wärme durch die Wärmerohrwand bis hin zum Dampfraum zurückzuführen. D.h. in einem Wärmerohr mit geringem axialen Dampfdruck- und damit Temperaturabfall, ist der Wärmewider-

stand weitgehend unabhängig vom Abstand zwischen Heizer und Kühler. In Abb. 7 wird der Unterschied in der sich ergebenden Oberflächentemperaturverteilung zwischen einem Wärmerohr mit einer Wand aus Kupfer und einem Festkörper mit derselben effektiven Wärmeleitfähigkeit wie das gesamte Wärmerohr deutlich (die dargestellten Temperaturverläufe wurden mit dem Simulationsprogramm dieser Arbeit berechnet): Während der adiabate Bereich zwischen dem Heizer und Kühler bei einem Festkörper einen linearen Temperaturverlauf aufweist, ist er bei einem Wärmerohr näherungsweise isotherm. Die Temperaturgradienten im Bereich des Heizers und des Kühlers ergeben sich durch die Wärmeleitung in der Wärmerohrwand.

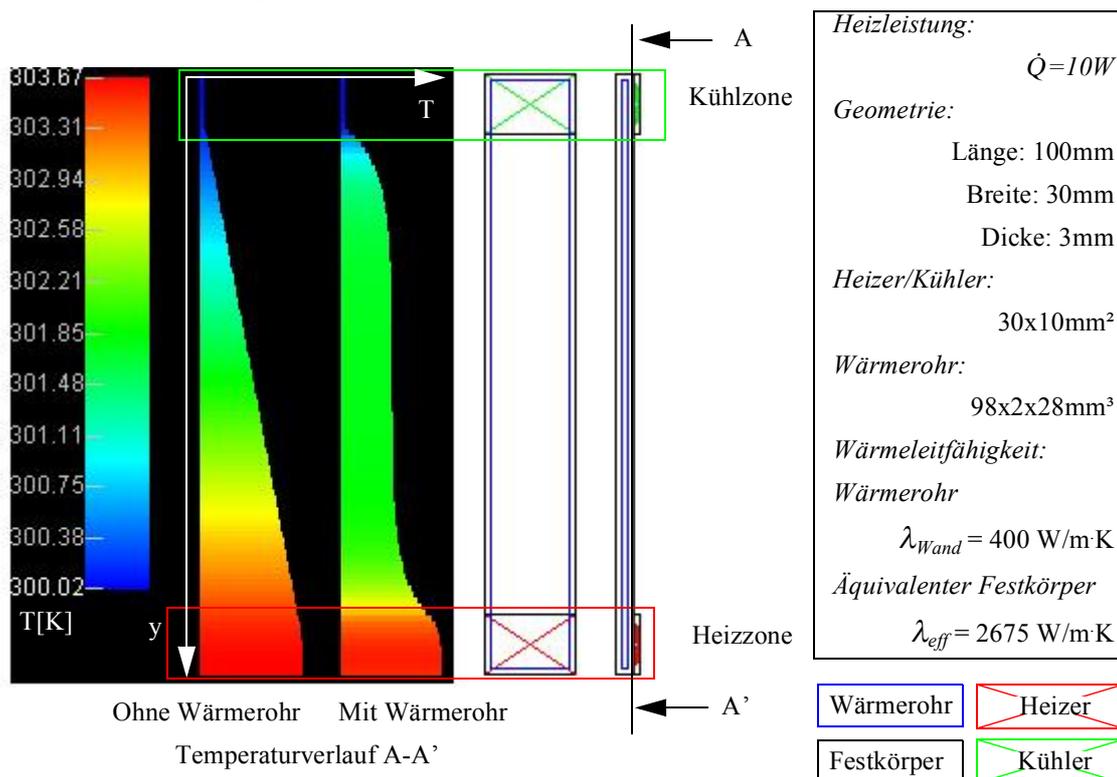


Abbildung 7: Vergleich der simulierten Oberflächentemperaturverteilung (entlang A-A') von zwei Platinen mit derselben effektiven Wärmeleitfähigkeit. Auf der rechten Seite ist das Ergebnis der Rechnung mit Wärmerohr, auf der linken Seite das Ergebnis für einen Festkörper mit einer äquivalenten Gesamtwärmeleitung dargestellt.

4.5 Wärmeleitungsmodell des Systems Festkörper/ideales Wärmerohr

4.5.1 Wärmeleitung im diskretisierten Festkörper

4.5.1.1 Stationäre Betrachtung

Das stationäre Temperaturfeld eines Festkörpers lässt sich in kartesischen Koordinaten durch die Differenzialgleichung

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (11)$$

beschreiben. Gl. (11) ist die vereinfachte Form einer Wärmestrombilanz für einen infinitesimal kleinen Quader mit konstanter Wärmeleitfähigkeit. Für Festkörper mit örtlich variierender Materialzusammensetzung und teilweise thermisch gekoppelten Bereichen (z.B. durch ein ideales Wärmerohr), ist Gl. (11) nicht mehr ohne Einschränkung anwendbar. Hier ist der Temperaturverlauf an der Grenze zwischen zwei unterschiedlichen Materialbereichen nicht mehr differenzierbar (Abb. 8, links). Durch eine Diskretisierung der unterschiedlichen Materialbereiche lässt sich dieses Problem lösen. Dazu wird in dieser Arbeit gemäß dem Vorschlag in [13] ein Widerstandsmodell angesetzt. Ein Widerstandsmodell entspricht einem Finite Differenzen Verfahren 2. Ordnung. In Abb. 8, rechts und Abb. 9 ist dargestellt, wie die Diskretisierung in dieser Arbeit angesetzt ist: Die zu betrachtende Temperatur ist die Zellenzentraltemperatur, d.h. eine Volumenzelle wird in einem Knoten zusammengefasst.

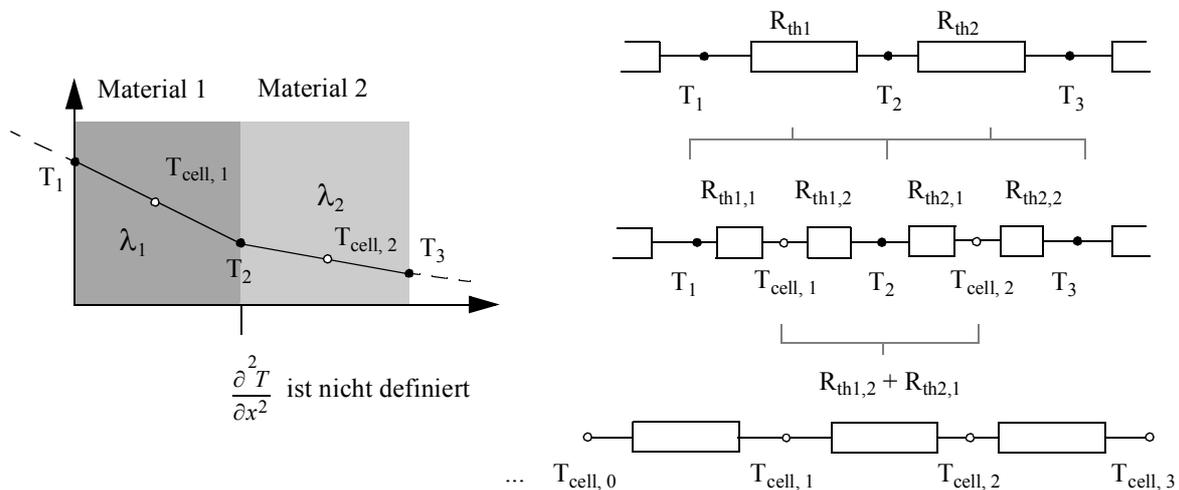


Abbildung 8: Unstetigkeit in der Temperaturänderung zwischen zwei angrenzenden Festkörpern mit unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit und die korrekte Diskretisierung als Widerstandsmodell

Dazu wird eine Platine in $n_x \cdot n_y \cdot n_z$ Zellen unterteilt. Jede Zelle besitzt eine Ausdehnung von $\Delta x(x) \cdot \Delta y(y) \cdot \Delta z(z)$ (vgl. Abb. 9). Damit Zellen unterschiedlicher Materialeigenschaften koppelbar werden, berechnet sich der zellenübergreifende thermische Widerstand als Summe aus den zelleninternen Widerständen. Für die x-Richtung gilt dann

$$R_{th,x} = R_{th,cell,1,x} + R_{th,cell,2,x} \quad (12)$$

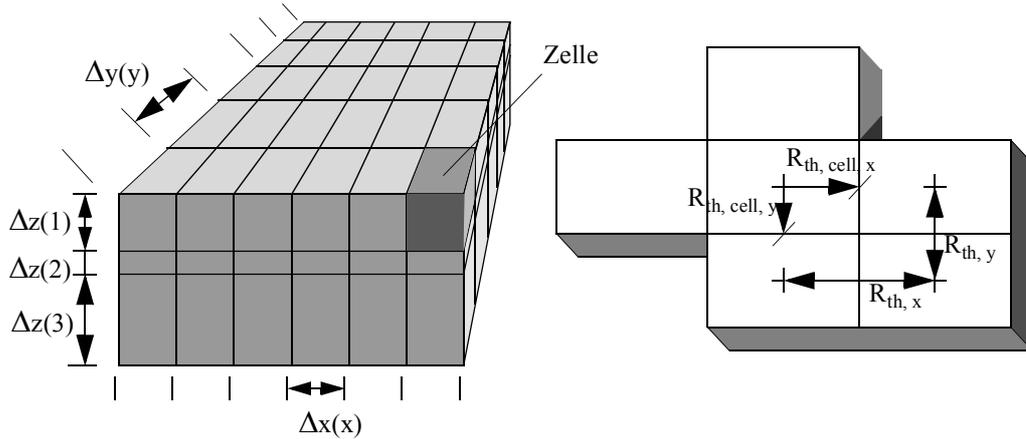


Abbildung 9: Dreidimensionale Diskretisierung einer Platine.

Für eine einzelne Festkörperzelle berechnet sich der zellinterne thermische Widerstand, d.h. der Widerstand vom Zellenzentrum zur Zellenwand für die x-Richtung nach der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung zu

$$R_{th, cell, x} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta x(x)}{\Delta y(y) \cdot \Delta z(z)} \cdot \frac{1}{\lambda_{cell}} \quad (13)$$

Wird anstatt des Wärmewiderstands dessen Kehrwert, das Wärmeleitvermögen

$$k_{th} = \frac{1}{R_{th}} \quad (14)$$

verwendet, lässt sich unter Berücksichtigung der Energieerhaltung für eine Zelle

$$\sum \dot{Q}_{zu} = 0 \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{zu, li} + \dot{Q}_{zu, re} + \dot{Q}_{zu, vo} + \dot{Q}_{zu, hi} + \dot{Q}_{zu, ob} + \dot{Q}_{zu, un} + \dot{Q}_{zu, ext} = 0 \quad (16)$$

die Gleichung

$$k_{th, li} \cdot (T_{li} - T_i) + k_{th, re} \cdot (T_{re} - T_i) + \dots + \dot{Q}_{zu, ext} = 0 \quad (17)$$

$$\text{bzw. } k_{th, li} \cdot T_{li} + k_{th, re} \cdot T_{re} + \dots - (k_{th, li} + \dots + k_{th, re}) \cdot T_i = -\dot{Q}_{zu, ext} \quad (18)$$

formulieren. Die Indizes “re”, “li”, “vo”, “hi”, “ob”, “un” dienen zur Veranschaulichung und geben die Koordinatenrichtung an, aus der die Wärme zuströmt¹ (vgl. Abb. 10).

1. Beliebige sind in der Literatur (z.B. [40]) auch die Indizes “N”, “S”, ... für “Norden”, “Süden”, ...

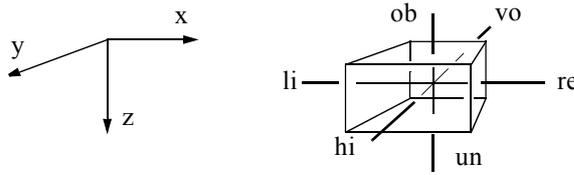


Abbildung 10: Nomenklatur für die Richtungen links, rechts, oben, unten, vorne, hinten relativ zu einer Zelle.

Mittels des “externen” Wärmestroms $\dot{Q}_{zu, ext}$ wird Wärme in das System eingekoppelt bzw. aus dem System abgeführt. Dadurch lassen sich Heizer und Kühler modellieren. Befindet sich ein Wärmerohr innerhalb der Festkörpergrenzen, so wird für die an das Wärmerohr angrenzenden Zellen Gl. (18) nicht aufgestellt. Diese Zellen werden durch Gl. (7) gekoppelt. Die Wärmerohrzellen des Wärmerohrs werden durch eine einzelne (beliebige) Bezugzelle repräsentiert.

In Gl. (15) bis (18) sind die Wärmeströme als ”zuströmend“ (“zu”) indiziert, um die Namenskonvention des Modells konsistent zu halten. Diese Gleichungen widersprechen nur scheinbar dem Prinzip der Energieerhaltung: Abfließende Wärmeströme sind mit negativem Vorzeichen behaftete zuströmende Wärmeströme. Diese Schreibweise wird auch für die Massenstrombilanzen in den folgenden Kapiteln verwendet.

4.5.1.1.1 Gleichungsmatrix

Die linken Seiten aller Gleichungen (18) für die Festkörperzellen und der Gleichungen (7) für Wärmerohre werden in einer dünn besetzten Matrix zusammengefasst, die rechten Seiten in einem Zielvektor. Zusammen ergibt sich das lineare Gleichungssystem (19) (vgl. auch Gl. (22)). In dem entstandenen Modell werden die Temperaturen implizit mittels eines iterativen Verfahrens berechnet. Aufgrund seiner Einfachheit wird ein SOR-Verfahren verwendet [39].

$$\overline{\overline{M}}_{th} \cdot \vec{T} = \vec{b}_{th} \quad (19)$$

Dabei ist der Zielvektor

$$\vec{b}_{th} = [R_1, R_2, \dots, R_n]^T, \quad (20)$$

(mit $R_i = -\dot{Q}_{ext, i}$ oder $R_i = T_{0, i}$, vgl. Kapitel 4.5.1.1.2)

der Temperaturvektor

$$\vec{T} = [T_1, T_2, \dots, T_n]^T \quad (21)$$

und die Matrix in folgender Beispielgleichung für einen Stab aus 4 in einer Reihe liegenden Zellen

$$\overline{\overline{M}}_{th} \vec{T} = \vec{b}_{th} \quad (22)$$

$$\begin{bmatrix} -k_{th,1} & 0 & 0 & 0 \\ k_{th,1} & -(k_{th,1} + k_{th,2}) & k_{th,2} & 0 \\ 0 & k_{th,2} & -(k_{th,2} + k_{th,3}) & k_{th,3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{Q}_1 \\ 0 \\ 0 \\ T_{04} \end{bmatrix}$$

Im gegebenen Beispiel wird Zelle 1 ein definierter Wärmestrom zugeführt und die Temperatur von Zelle 4 fest vorgegeben.

4.5.1.1.2 Randbedingungen

Randbedingungen können für jeden Volumenbereich (zusammenhängendes Volumen aus mehreren Zellen) auf zwei Arten definiert werden:

1. Die ein- bzw. auszukoppelnden Wärmeströme $\dot{Q}_{zu, ext}$ (Randbedingung 2. Ordnung). Die Wärmeströme werden als Randbedingung in den Zielvektor integriert (Gl. (18), bzw. Zeile 1 in Gl. (22)).
2. Die Zellentemperaturen (Randbedingung 1. Ordnung). Eine Temperaturrandbedingung wird als eine die Zellentemperatur direkt festlegende Gleichung (Gl. (23), bzw. Zeile 4 in Gl. (22)), d.h. mit dem Koeffizienten „1“ in die Matrix integriert.

$$1 \cdot T_i = T_0 \quad (23)$$

4.5.1.2 Instationäre Betrachtung

Im instationären Fall wird für jede Zelle zusätzlich deren Wärmekapazität berücksichtigt, d.h. es ergibt sich ein wie in Abb. 11, oder Abb. 6 dargestelltes Netzwerk von Widerständen und Kapazitäten.

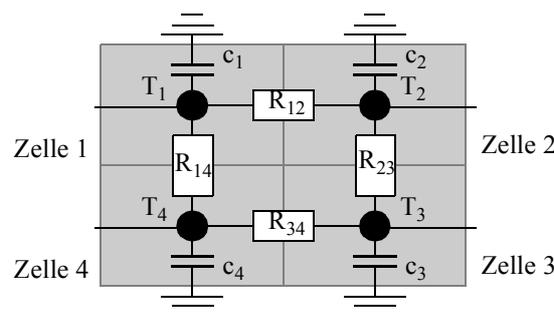


Abbildung 11: Netzwerkmodell der Festkörperwärmeleitung für den instationären Fall.

Gleichung (17) wird für den instationären Fall um die wärme­kapazitätsbedingte Temperaturänderung zu Gl. (24) ergänzt.

$$k_{th,li} \cdot (T_{li} - T_i) + k_{th,re} \cdot (T_{re} - T_i) + \dots + \dot{Q}_{zu,ext} = m_i \cdot c_i \cdot \dot{T}_i \quad (24)$$

Gl. (24) wird für *alle* Zellen (auch Wärmerohrzellen¹) aufgestellt, wodurch sich ein Differenzialgleichungssystem erster Ordnung ergibt. Daher ist beim Aufstellen der Differenzialgleichung keine Sonderbehandlung für das Wärmerohr (Fallunterscheidung) notwendig. Die Temperaturen werden in einem dreistufigen Verfahren berechnet:

1. Im ersten Schritt wird die während des Zeitabschnitts Δt in jede Zelle i geflossene Wärmemenge anhand der umgebenden Temperaturen zum Zeitpunkt t aufsummiert. Externe Wärmeströme werden entsprechend berücksichtigt:

$$\Delta Q_i = (k_{th,li} \cdot (T_{li} - T_i) + k_{th,re} \cdot (T_{re} - T_i) + \dots + \dot{Q}_{zu,ext}) \cdot \Delta t \quad (25)$$

2. Im zweiten Schritt wird die Temperaturänderung einer Zelle anhand dieser Wärmemenge berechnet:

$$T_{i,t+1} = T_{i,t} + \Delta T_i = T_{i,t} + \frac{1}{m_i \cdot c_i} \cdot \Delta Q_i \quad (26)$$

3. Im dritten Schritt werden die Wärmerohre berücksichtigt. Die Dampf­temperatur T_{HP} eines enthaltenen Wärmerohrs wird durch Gl. (9) aus Kapitel 4.3.2 bestimmt. Anschließend wird diese Temperatur in alle dem Wärmerohr zugehörige Zellen geschrieben. Für eine Zelle mit Temperaturrandbedingung entfällt der zweite Schritt.

Dieses mehrstufige Verfahren benötigt kleinere Zeitschrittweiten als beispielsweise das Runge-Kutta-Verfahren, um nicht instabil zu werden und um eine gleichwertige Genauigkeit zu erreichen. Dagegen ist es ungleich einfacher als Computerprogramm implementierbar und bei Verwendung eines *Intel Pentium IV™* -Mikroprozessors schneller in der Berechnung eines Zeitschritts. Testimplementierungen beider Verfahren für den eindimensionalen Fall zeigten, dass die Berechnungszeit zur Simulation des gleichen Zeitabschnitts bei gleicher Genauigkeit in derselben Größenordnung liegt. Daher und aufgrund seiner Einfachheit wurde in dieser Arbeit die mehrdimensionale transiente Modellierung auf dem dreistufigen Verfahren aufgebaut.

1. Da in dieser Arbeit die Dampf­temperatur in einem Wärmerohr als konstant angenommen wird, ist die Temperaturdifferenz zwischen den Wärmerohrzellen Null, d.h. es fließt auch kein die Festkörpergleichungen beeinträchtigender Wärmestrom.

4.6 Modellierung der Kapillarstruktur

Die Kapillarstruktur in einem Wärmerohr erfüllt mehrere Aufgaben. Die folgenden sind in dieser Arbeit umgesetzt worden:

- Die Kapillarstruktur dient als “Trennwand” zwischen der Flüssigkeit in der Struktur und dem Dampfraum. Sie sorgt für eine Entkopplung zwischen Dampfdruck und Flüssigkeitsdruck (s. Kapitel 4.6.1).
- Sie erzeugt die treibenden Kapillardruckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator mit einer resultierenden Wirkrichtung zur Heizzone hin (Flüssigkeitspumpe, s. Kapitel 4.6.2).
- Die Kapillarstruktur transportiert die Flüssigkeit (s. Kapitel 4.6.3).
- Durch sie wird eine effiziente Verdampfung und Kondensation des Fluids ermöglicht (s. Kapitel 4.6.5).

Diese Aufgaben werden nur erfüllt, wenn die Kapillarstruktur vollständig oder weitgehend mit Flüssigkeit benetzt ist. Für eine genaue Modellierung muss daher auch der Effekt des

- Dry-Outs, d.h. des lokalen Austrocknens der Kapillarstruktur durch zu geringe Kapillarkräfte und/oder zu hohe eingekoppelte Wärmestromdichten berücksichtigt werden (s. Kapitel 4.6.7).

Im Folgenden wird ein Modell der Kapillarstruktur beschrieben, wobei die einzelnen Aufgaben der Struktur getrennt betrachtet werden (Kapitel 4.6.1 bis Kapitel 4.6.5). Anschließend wird ein darauf aufbauendes Dry-Out-Modell vorgestellt (Kapitel 4.6.7).

4.6.1 Trennwandwirkung der Kapillarstruktur

Befindet sich eine Kapillarstruktur zwischen einer Flüssigkeit und einem Dampf- bzw. Gasraum, so werden die Drücke zwischen Dampf- und Flüssigkeitsphase gegeneinander durch Kapillareffekte entkoppelt, soweit die maximal mögliche Kapillarkraft dies zulässt. “Entkoppelt” bedeutet dabei, dass die beiden Bereiche durch das Äquivalent einer Wand getrennt werden und sich daher getrennt modellieren lassen. In Abb. 12 sind für den statischen Fall mit solider oder poröser Wand und in Abb. 13 für den Fall mit entkoppelter Dampf- und Flüssigkeitsströmung Beispiele gegeben.

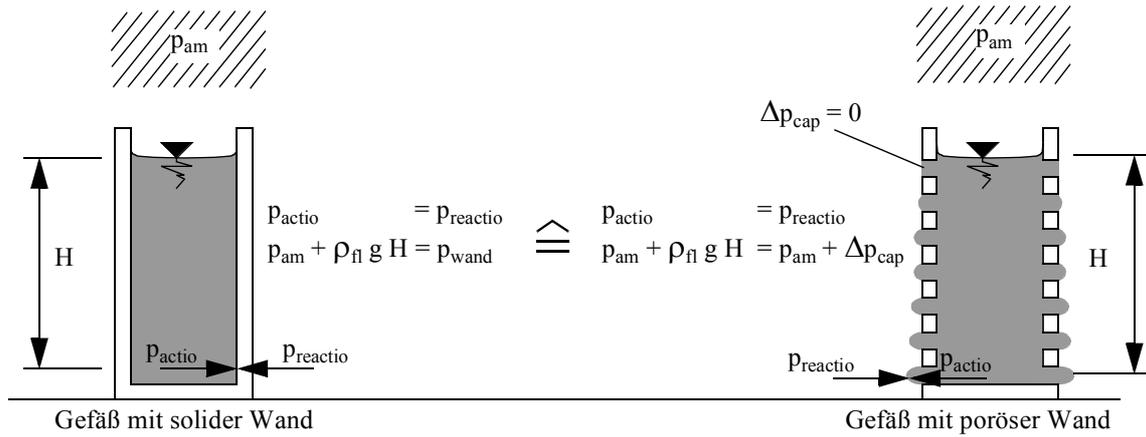


Abbildung 12: Poröses Medium als Trennwand

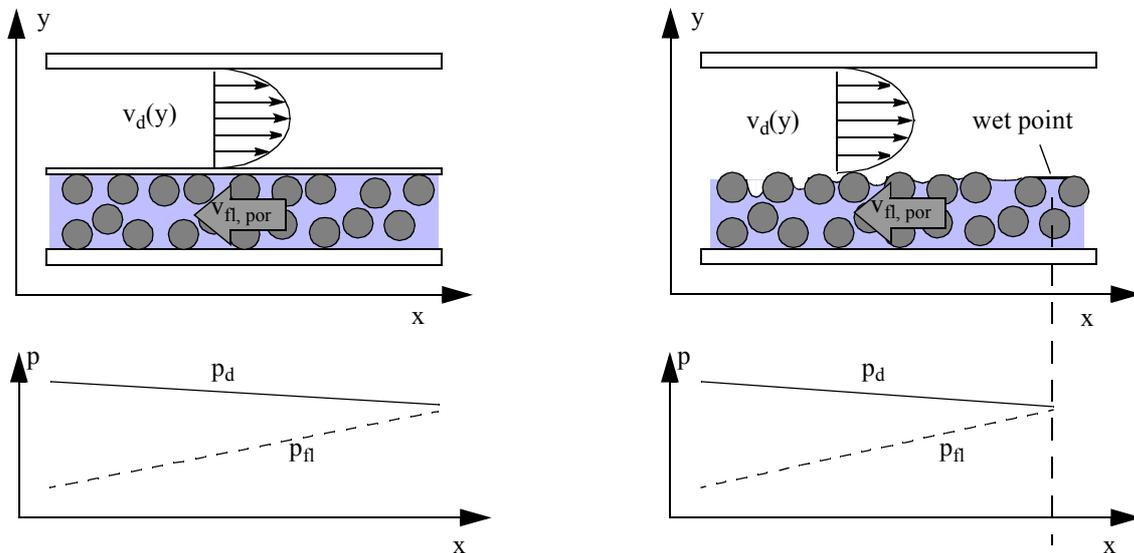


Abbildung 13: Entkopplung der Dampf- und Flüssigkeitsströmung.

Beispiel 1, statischer Fall: Im soliden Gefäß erzeugt die Gefäßwand in jeder Gefäßhöhe H einen dem hydrostatischen Druck entsprechenden Gegendruck (*Actio = Reactio*). Im porösen Gefäß bilden sich in den Poren Menisken aus, die gemäß der Druckdifferenz zwischen innen und aussen gekrümmt sind und übernehmen so die Rolle der Wand, d.h. erzeugen die *Reactio*. Die Flüssigkeit im Gefäßinneren „bemerkt“ keinen Unterschied zwischen Wand und Pore. Dieser Fall entspricht einem senkrecht betriebenen Wärmerohr, wobei die Umgebung um das Gefäß dem Dampfraum entspricht, das Gefäß selbst der Kapillarstruktur.

Beispiel 2, strömende Medien: Die Querschnittsänderungen des Flüssigkeits- und Dampfraums aufgrund der Menisken sind in diesem Beispiel (Abb. 13 links) vernachlässigt. Die Flüssigkeitsoberflä-

che bewirkt jedoch durch lokale Krümmungen eine Entkopplung des Dampf- und Flüssigkeitsdruckverlaufs. An der Stelle mit ebenem Meniskus (Abb. 13 rechts), d.h. an der keine Kapillardruckdifferenz vorliegt („Wet Point“), besitzen beide Phasen denselben Druck. Bei den in dieser Arbeit berücksichtigten niedrig belasteten Wärmerohren liegt der „Wet Point“ am Ort des höchsten Flüssigkeitsdrucks, d.h. am Ende des Kondensationsbereichs [34]¹. In Abb. 13 entspricht das Geschwindigkeitsprofil der Flüssigkeit einer Filterströmung [21][40] und wird daher im Gegensatz zum Dampfströmungsprofil nur durch seine Richtung angedeutet.

Das Trennwandmodell ist im Allgemeinen auch bei Strömungsvorgängen gültig.

Von der Entkopplungseigenschaft wird in dieser Arbeit Gebrauch gemacht: Die Flüssigkeitsströmung und die Dampfströmung werden unabhängig voneinander modelliert. Erst zur Bestimmung des Dry-Outs werden die Resultate beider Modelle zusammengeführt (s. Kapitel 4.6.7).

4.6.2 Kapillarkraft und optimale Kapillarstruktur

In einem thermisch belasteten Wärmerohr entsteht zwischen der Heiz- und Kondensationszone, sowohl innerhalb der Dampf- als auch der Flüssigkeitsströmung, ein Druckabfall. Ein Fluidvolumen erfährt vom Ort kurz nach der Verdampfung über den Bereich der Kondensation zurück zum Ort bis kurz vor der Verdampfung einen Druckabfall. Der Druckabfall muss überwunden werden, damit der Kreisprozess aufrecht erhalten bleibt. Diese Aufgabe übernimmt die Kapillarstruktur (vgl. Kapitel 2.3 und Kapitel 3.2.1).

Die Kapillardruckdifferenz in einer Kapillarpore ist direkt abhängig von den Kapillarahaupttradien bzw. den Kapillarahauptkrümmungen der Menisken (Gl. (27), z.B.[13]):

$$\Delta p_{cap} = \sigma \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) = \sigma \cdot (\kappa_1 + \kappa_2) = p_d - p_{fl} \quad . \quad (27)$$

Besitzt eine Kapillare einen kreisrunden Querschnitt, sind die Haupttradien r_1, r_2 identisch ($r_1 = r_2 = r$), d.h. die Radien lassen sich zu einer Krümmung $\kappa = (1/r_1 + 1/r_2) = 2/r$ zusammenfassen. Bei komplizierteren Kapillargeometrien wie einem Kapillarnetz sind die Haupttradien nur schwer berechenbar. Häufig wird der effektive Porenradius $r_{eff} = 1/(2N)$, mit N als der Maschenzahl (Anzahl der Fäden pro Längeneinheit), verwendet [10]. Damit wird eine Kapillare (z.B. eine rechteckige Kapil-

1. Anders bei hoch belasteten Wärmerohren: Die hohe Dampfgeschwindigkeit führt dort aufgrund der relevant werden den Trägheitskräfte im Bereich des Kondensators zu einem lokalen Dampfdruckanstieg ab dem Eintritt in den Kondensator. Als Folge verschiebt sich der „Wet Point“ zum Kondensatoreintritt.

larnetzpore) auf eine zylindrische Pore vereinfacht. Wird der Kontaktwinkel θ der Flüssigkeit mit der Oberfläche berücksichtigt, wird Gl. (27) damit zu

$$\Delta p_{cap} = \frac{2\sigma}{r_{eff}} \cdot \cos\theta. \quad (28)$$

4.6.2.1 Dry-Out und Kapillargrenze

Verdampft ein Teil der Flüssigkeit aus einer Pore und fließt für einen sehr kurzen Zeitraum aufgrund des zu überwindenden Ansaugdrucks nicht dieselbe Menge an Flüssigkeit nach, verringert sich die Flüssigkeitsmenge in der Pore. Als Folge zieht sich der Flüssigkeitsspiegel in die Pore zurück und die Oberflächenkrümmung nimmt zu. Infolge der so erhöhten Kapillarkraft wird die Pumpwirkung der Pore größer und mehr Flüssigkeit kann pro Zeitabschnitt nachfließen. Ist die Kapillarwirkung der Pore ausreichend, um den Ansaugdruck aufzubringen, stellt sich ein Druckgleichgewicht und eine stabile Krümmung ein. Ansonsten verdampft die Flüssigkeit vollständig aus der Pore und sie trocknet aus (“Dry-Out”).

Der gerade noch von der Kapillarstruktur überwindbare Druckabfall wird als “Kapillargrenze” bezeichnet. In dieser Arbeit wird die Kapillargrenze als maßgebliche Grenze der Wärmeübertragungsfähigkeit angenommen. Andere Grenzen (s. Kapitel 2.3) werden nicht berücksichtigt.

4.6.2.2 Optimierungsmöglichkeit der Kapillarstruktur

In einem typischen Wärmerohr ist die Wandinnenseite mit einer einheitlichen Kapillarstruktur (Netz, Sinterstruktur) bedeckt oder es sind Strukturen wie z. B. Rillen eingearbeitet. Teilweise können sich auch gerollte und gefaltete Netzstrukturen innerhalb des Dampfraums befinden (Abb. 14). Die Kapillarstruktur ist so ausgelegt, dass zwischen der Kondensationszone und der Verdampfungszone ein möglichst geringer Druckverlust entsteht. Je geringer der Druckverlust, desto größer ist die maximal übertragbare Wärmeleistung.

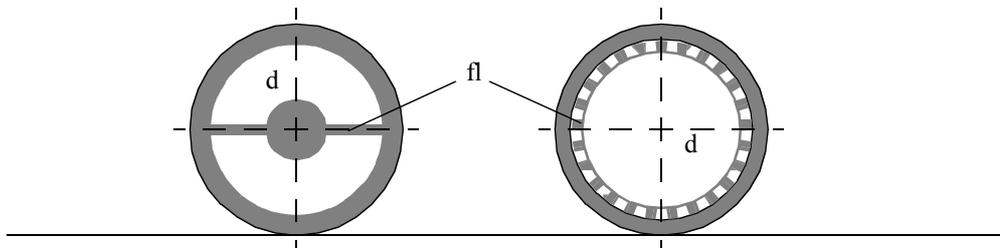


Abbildung 14: Anordnung von Kapillarstrukturen. Links: Kapillarquerschnittsvergrößerung durch zusätzliche Kapillarstrukturen im Dampfraum (d). Rechts: Geschichtete Kapillarstruktur mit grobporiger Struktur auf der Wandseite und feinporiger Struktur dampfseitig.

Eine Erhöhung der Wärmeübertragungsleistung wird in der Regel durch Vergrößern des Strömungsquerschnitts erreicht. Spielt der Druckverlust im Dampfraum keine Rolle, kann der Kapillarstrukturquerschnitt im adiabaten Bereich (zwischen Heiz- und Kühlzone) nahezu beliebig vergrößert werden. In der Heiz- und Kondensationszone erhöht sich durch diese Maßnahme allerdings der radiale Wärmewiderstand. Evtl. führt dies zu einer Überhitzung in der Heizzone bis hin zum Blasensieden.

Dieses Problem kann beispielsweise durch zusätzliche Strukturen im Dampfraum (Kapillarquerschnittsvergrößerung) oder geschichtete Kapillarstrukturen mit zum Dampfraum hin kleiner werdenden Porendurchmessern gelöst werden. Die Schichtung wird dafür so gewählt, dass die Poren zum Dampfraum hin klein genug sind, um eine ausreichende Kapillarkraft zu erzeugen, wohingegen die Poren zur Wärmerohrwand hin im Mittel groß sind, um die Permeabilität zu erhöhen. Die Permeabilität und der Strömungsquerschnitt gehen dabei im gleichen Maß in den Strömungsdruckabfall ein (s. Kapitel 4.6.3.1, Gl. (30)). Handelt es sich um sehr kleine Wärmerohre mit einem Querschnitt im Millimeterbereich, sind Zusatzstrukturen nur aufwändig oder u.U. überhaupt nicht herstellbar. In diesem Fall sind geschichtete Strukturen besser geeignet.

Bei Wärmerohren mit einem Querschnitt kleiner als ca. 1 mm^2 können aufgrund des geringen Dampfströmungsquerschnitts evtl. nur sehr dünne Kapillarstrukturen eingesetzt werden, die eine Schichtung nicht erlauben. Verbessert werden kann dieser Umstand durch eine variable Porengröße zwischen Verdampfer- und Kondensationszone.

Sind die Randbedingungen einer Applikation bekannt und ist der Dampfdruckabfall klein gegenüber dem Druckabfall in der Flüssigkeit, ist die Kapillarstruktur relativ einfach optimierbar (Kapitel 5.1). Sind beispielsweise die Orte des Heizers und des Kühlers festgelegt, kann mit begrenztem Aufwand auch eine inhomogene Kapillarstruktur verwendet werden. Dabei ändern sich die Permeabilität und die effektive Radien der Poren kontinuierlich über den Ort. Die Permeabilität einer solchen Struktur ist im Mittel größer als die einer homogenen Struktur und folglich ist die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit größer (z.B. [24], [25]). Die dafür notwendigen infinitesimal kleinen Änderungen innerhalb einer Kapillarstruktur sind allerdings praktisch nicht herstellbar. Daher ist es sinnvoll, den Verlauf einer inhomogenen Struktur auf endliche Abschnitte zu reduzieren. Die Optimierung einer solchen Struktur wird in Kapitel 5.2 beschrieben.

4.6.3 Flüssigkeitstransport in der Kapillarstruktur als Widerstandsmodell

Die mehrdimensionale Modellierung von Flüssigkeitsströmungen mittels Widerstandsnetzwerken geht bereits auf die 1960er Jahre zurück. Beispielsweise wurde in [33] ein Verfahren zum mehrdimensionalen Berechnen von Grundwasserströmungsvorgängen durch eine Widerstandsnetzwerktechnologie beschrieben. Die Potenzialgröße ist darin der Druck, die Strömungsgröße der Massenstrom. Als Basis wurde die als gültig betrachtete Darcy-Beziehung verwendet. In [31] wurde mathematisch gezeigt, dass die Darcy-Beziehung für ein Medium mit nicht homogener Porosität gültig ist.

Aufgrund seiner Einfachheit dient dieses Verfahren als Basis für das hier verwendete, in Kapitel 4.6.4 beschriebene Paneelverfahren. Die Kapillarstruktur wird dazu in Paneele unterteilt, die durch Strömungswiderstände rechtwinklig verbunden sind (vgl. Abb. 15, blaue Quadrate). Der lokale Flüssigkeitsdruck wird jeweils auf ein Paneelzentrum bezogen. Das (lineare) Widerstandskonzept lässt sich dabei nur anwenden, wenn die Trägheit des Fluids vernachlässigbar ist, da für die Trägheit nichtlineare Terme zu berücksichtigen sind (vgl. Kapitel 4.7.1.3). Durch das Paneelkonzept lassen sich sogar komplexe Eigenschaften wie Querströmungen durch Arterienwände berechnen.

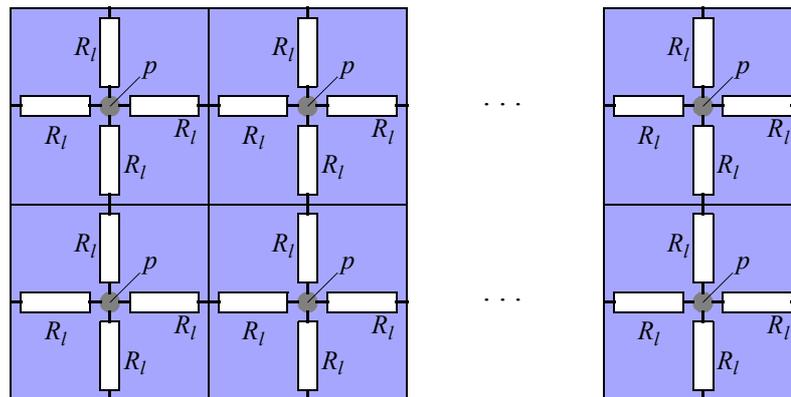


Abbildung 15: Diskretisierung einer Kapillarfläche. Dargestellt ist die Draufsicht auf einen Ausschnitt einer Kapillarstruktur.

Das mehrdimensionale Widerstandsmodell ist sowohl auf die Strömung durch ein poröses Medium, als auch auf die Rillenströmung anwendbar. Um dies zu zeigen, wird zuerst die Strömungsleitfähigkeit (als Kehrwert des Strömungswiderstands, Kapitel 4.6.3.1) eingeführt und gezeigt, dass dieser lineare Modellierungsansatz gültig ist (Kapitel 4.6.3.2). Anschließend erfolgt die Verallgemeinerung auf den dreidimensionalen Fall für ein anisotropes Medium¹ (Kapitel 4.6.3.3). In Kapitel 4.6.3.4

1. Die Anisotropie bezieht sich in der vorliegenden Arbeit auf den Strömungswiderstand. D.h. der Strömungswiderstand variiert mit der betrachteten Koordinatenrichtung. Dies setzt kein Gemisch unterschiedlicher Materialien voraus, sondern ist geometriebedingt. Ebenso ist "isotrop" nicht gleich "homogen", da z.B. eine Struktur aus parallel angeordneten Fasern durchaus homogen, für den Strömungswiderstand aber anisotrop ist.

wird der Fall der Rillenströmung dargestellt. Abschließend wird gezeigt, wie sich beide Fälle, die Strömung durch ein poröses Medium und die Rillenströmung, mit demselben mehrdimensionalen Widerstandsmodell beschreiben lassen (Kapitel 4.6.3.5).

4.6.3.1 Die Strömungsleitfähigkeit

Die Strömungsleitfähigkeit k_{fl} bzw. der Strömungswiderstand R_{fl} wird definiert durch den Zusammenhang zwischen dem Flüssigkeitsmassenstrom \dot{m}_{fl} und der Druckdifferenz Δp zwischen zwei Punkten in der Strömung:

$$\dot{m}_{fl} = k_{fl} \cdot \Delta p = \frac{1}{R_{fl}} \cdot \Delta p \quad (29)$$

Für eine eindimensionale Rohrströmung ist der Zusammenhang zwischen Flüssigkeitsmassenstrom und treibender Druckdifferenz durch die Hagen-Poiseuille-Gleichung gegeben

$$\dot{m}_{fl} = \frac{K \cdot A}{\nu_{fl}} \cdot \frac{\Delta p}{L} \quad (30)$$

D.h. die Strömungsleitfähigkeit bzw. der Strömungswiderstand ist

$$k_{fl} = \frac{1}{R_{fl}} = \frac{K \cdot A}{\nu_{fl} \cdot L} \quad (31)$$

Voraussetzung für die Gültigkeit dieser Gleichungen ist eine axiale Reynoldszahl der Kapillarströmung $Re \leq 10$ [23]. Anhand des Zusammenhangs zwischen Geometrie, Fluid und Kapillarstruktur lässt sich zeigen, dass für die in der vorliegenden Arbeit behandelten Fälle von Wärmerohren davon ausgegangen werden kann.

4.6.3.2 Die maximale Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist gleich dem Verhältnis der Trägheits- zu den Zähigkeitskräften (Gl. (32)).

$$Re_{fl,ax} = \frac{u_{fl,ax} \cdot d_{h,fl}}{\nu_{fl}} \quad (32)$$

Wenn Gl. (29), Gl. (30) und Gl. (32) kombiniert werden, wobei als Druckdifferenz die maximale im System zulässige Druckdifferenz, d.h. die Kapillardruckdifferenz verwendet wird, ergibt sich

$$\dot{m}_{fl,ax} = k_{fl} \cdot \Delta p_{cap} = \frac{K \cdot A}{\nu_{fl} \cdot L} \cdot \Delta p_{cap} = u_{fl,ax} \cdot \rho_{fl} \cdot A \quad (33)$$

Aus Gl. (33) folgt

$$\Delta p_{cap} = \frac{u_{fl,ax} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl} \cdot L}{K} = \frac{u_{fl,ax} \cdot \mu_{fl} \cdot L}{K} \quad (34)$$

mit

$$\mu_{fl} = v_{fl} \cdot \rho_{fl} \cdot \quad (35)$$

Andererseits ist

$$\Delta p_{cap} = \sigma \cdot \kappa \quad , \quad (36)$$

mit

$$\kappa = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) = \frac{2}{r_{eff}} \quad . \quad (37)$$

Aus Gl. (32), (34) und (35) und (36) folgt

$$Re_{fl,ax} = \frac{d_{h,fl}}{L} \cdot \frac{\sigma}{v_{fl}^2 \cdot \rho_{fl}} \cdot K \cdot \kappa \quad . \quad (38)$$

Gl. (38) beschreibt die größte mögliche Reynoldszahl für ein Wärmerohr, bei dem der Druckverlust lediglich innerhalb der Kapillarstruktur auftritt. Diese Reynoldszahl setzt sich aus Termen für

- die Wärmerohrgeometrie $\frac{d_{h,fl}}{L}$,
- das Fluid $\frac{\sigma}{v_{fl}^2 \cdot \rho_{fl}}$,
- und die Kapillarstruktur $K \cdot \kappa$ zusammen.

In Tabelle 1 sind für Wasser und Ethanol Beispiele für die jeweiligen Größenordnungen der Terme und der resultierenden Reynoldszahlen dargestellt. Für die Wärmerohrlänge und den hydraulischen Durchmesser wurden realitätsnahe Größen entsprechend dem Anwendungsfall der Mikroelektronik-kühlung angenommen.

Tabelle 1: Abschätzung der maximalen Reynoldszahl für Kapillarströmungen in porösen Medien. Größen der Kapillarstrukturen nach [10], Stoffwerte nach [13].

	$\frac{d_{h,fl}}{L}$	$\frac{\sigma}{v_{fl} \cdot \rho_{fl}}$	$K \cdot \kappa$	$Re_{fl, ax}$
Wasser (50°C)	0.0002/0.1 = 0.002	0.07/((0.5·10 ⁻⁶) ² · 10 ³) = 2.8 · 10⁸		
SST200Mesh	„	„	5·10 ⁻¹¹ x 3.4·10 ⁴ = 1.7·10⁻⁶	0.96
Cu-Pulver	„	„	9·10 ⁻¹³ x 2.1·10 ⁵ = 1.9·10⁻⁷	0.1
Ethanol (50°C)	“	0.02/((0.9·10 ⁻⁶) ² · 760) = 3.2 · 10⁷		
SST200Mesh	„	„	5·10 ⁻¹¹ x 3.4·10 ⁴ = 1.7·10⁻⁶	0.11
Cu-Pulver	„	„	9·10 ⁻¹³ x 2.1·10 ⁵ = 1.9·10⁻⁷	0.012

Tatsächlich wird die Reynoldszahl in der Realität geringer sein, da in dieser Betrachtung keine zusätzlichen Druckverluste berücksichtigt sind. Diese Druckverluste verringern die maximale Leistung und die daraus resultierende maximale Strömungsgeschwindigkeit. Die Beispiele zeigen, dass im diskutierten Bereich der Elektronik Kühlung (s. Kapitel 2.5) die Reynoldszahlen $Re < 10$ sind. D.h. es kann nach [23] von einer linearen Darcy-Beziehung ausgegangen werden und ein Widerstandsnetzwerkanalogon ist anwendbar.

4.6.3.3 Poröse Strukturen und das Darcy-Gesetz in drei Dimensionen

Das Darcy-Gesetz für eine Flüssigkeitsströmung durch ein anisotropes poröses Medium lautet für den Fall, dass die Hauptachsen des Tensors in Gl. (39) auf den Koordinatenachsen liegen [21] und geringe Reynoldszahlen in der Größenordnung $Re < 10$ [23] vorliegen

$$\vec{u} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} \end{bmatrix} \cdot \nabla H_s \quad , \quad (39)$$

mit

$$k_{ii} = K_{ii} \cdot \frac{g}{v_{fl}} \quad (40)$$

für $ii=xx, yy, zz$.

Dabei ist H_s die Standrohrspiegelhöhe [21]

$$H_s = \frac{p}{\rho_{fl} \cdot g} + Z \quad (41)$$

Mit Gl. (39) und (41) ergibt sich für die x Richtung (mit $\rho_{fl} = const.$)

$$u_x = -k_{xx} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial x} = -k_{xx} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{fl} \cdot g} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial Z}{\partial x} \right) \quad (42)$$

In y- und z-Richtung ergeben sich die entsprechenden Gleichungen.

Wird von einem quaderförmigen Kontrollvolumen mit den Seitenflächen A_x, A_y, A_z und von konstanten Stoffgrößen innerhalb eines Volumenelements ausgegangen, so ergibt sich der Zusammenhang zwischen Druckgradient und durchgesetztem Massenstrom für die x-Richtung zu

$$\dot{m}_x = \rho_{fl} \cdot u_x \cdot A_x = -A_x \cdot k_{xx} \cdot \rho_{fl} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{fl} \cdot g} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial Z}{\partial x} \right) = -A_x \cdot \frac{k_{xx}}{g} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_{fl} \cdot g \cdot \frac{\partial Z}{\partial x} \right) \quad (43)$$

Eine wesentliche Eigenschaft dieser Gleichung ist, dass sie nicht durch Terme der Art $\partial^2 / \partial x \partial y$ mit den Gleichungen für die beiden anderen Hauptrichtungen gekoppelt ist. Aufgrund dieser Eigenschaft lässt sich ein mehrdimensionales orthogonales Widerstandsnetzwerk mit dem Druck als Potenzialgröße (s. Kapitel 4.6.4) aufbauen.

4.6.3.4 Arterien- bzw. Kanalströmungen und das Hagen-Poiseuille-Gesetz

Bei einer Filterströmung fließt die Flüssigkeit durch eine Vielzahl sich verzweigender Mikrokanäle [40]. D.h. diese Lokalströmungen werden durch Kapillarwände getrennt. Folglich sind die Strömungsterme für die verschiedenen Strömungsrichtungen entkoppelt, wodurch ein lineares mehrdimensionales Widerstandsmodell möglich wird (s. Kapitel 4.6.3.3).

Im Fall einer Arterien- oder Kapillarströmung mit einem vergleichbaren Strömungsquerschnitt wie bei einer Darcy-Strömung gibt es keine Entkopplung von Strömungen in verschiedene Richtungen. Eine Kapillarströmung wird durch entsprechende Randbedingungen wie Kanalwände oder Benet-

zungswinkeländerungen gerichtet. Somit ist der Strömungswiderstand immer in Strömungsrichtung anzusetzen.

Wird von einer trägheitsfreien, reibungsbehafteten, voll ausgebildeten stationären Strömung mit konstantem Druck über den gesamten Querschnitt ausgegangen [30], reduzieren sich die Strömungsgleichungen auf

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{dp}{dz} = \text{const} . \quad (44)$$

Der Flüssigkeitsmassenstrom wird bei Annahme einer Hagen-Poiseuille-Strömung durch Gleichung Gl. (30) beschrieben. Die Permeabilität lässt sich dabei durch

$$K = \frac{C_F \cdot d_h^2}{32} \quad (45)$$

berechnen, wobei C_F den Querschnittsform-Korrekturfaktor darstellt:

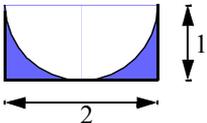
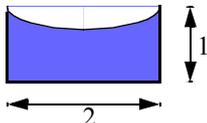
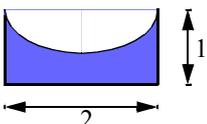
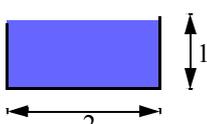
$$C_F = \frac{\bar{u}_F}{\bar{u}_{zyl}} . \quad (46)$$

Der Korrekturfaktor ist der Quotient der mittleren Geschwindigkeit durch eine gegebene Querschnittsgeometrie \bar{u}_F zur mittleren Geschwindigkeit durch ein zylindrisches Rohr \bar{u}_{zyl} , wobei beide den gleichen hydraulischen Durchmesser besitzen und derselbe Druckgradient vorliegt. Die mittlere Geschwindigkeit \bar{u}_F lässt sich durch Lösen von Gl. (44) mittels eines Finite-Differenzenverfahrens berechnen. Zu bemerken ist, dass auch im Fall einer offenen Kapillarrille, bei der *scheinbar* eine Gerinneströmung vorliegt, trotzdem unabhängig vom Umgebungsdruck gerechnet werden kann. D.h. die Umgebung braucht nicht berücksichtigt zu werden. Der Grund ist die in Kapitel 4.6.1 beschriebene Entkopplung des Dampfes und der Flüssigkeit durch die Kapillarkräfte¹.

In Tabelle 2 sind beispielhaft die Korrekturwerte für eine flüssigkeitsgefüllte Rechtecksrille (Breite/Höhe = 2) mit gekrümmter Oberfläche angegeben. Die Werte wurden mit dem oben erwähnten Verfahren berechnet.

1. Bei geringen Betriebstemperaturen (geringe Dampfdichte, hohe Dampfgeschwindigkeit) gibt es allerdings eine gewisse Kopplung aufgrund der Scherspannungen zwischen der Flüssigkeit und dem gegenströmenden Dampf. In [56] wird am Beispiel eines Ammoniak-Wärmerohrs der Unterschied der maximalen Wärmeübertragungsfähigkeit bei Vernachlässigung und bei Berücksichtigung der Scherspannung gezeigt (ca. 10%). Da in der vorliegenden Arbeit ein mittlerer Temperaturbereich betrachtet wird, wird dieser Einfluss vernachlässigt.

Tabelle 2: Korrekturfaktoren für eine Rechteckrinne. Die Oberfläche ist gekrümmt und zum Dampfraum hin offen. Der hydraulische Durchmesser berechnet sich anhand der tatsächlich durchströmten (blau markierten) Fläche.

Geometrie	Korrekturfaktor C_F	Geometrie	Korrekturfaktor C_F
$\kappa/\kappa_{max}=0.95$ 	0.94	$\kappa/\kappa_{max}=0.25$ 	1.1
$\kappa/\kappa_{max}=0.5$ 	1.02	$\kappa/\kappa_{max}=0$ 	1.12

4.6.3.5 Die Darcy- und Hagen-Poiseuille-Strömungen als Widerstandsnetzwerke

Beide Arten der Kapillarstrukturen (poröse Medien und Rillen) lassen sich im selben Widerstandsnetzwerk beschreiben, wenn die Strömungswiderstände für jeden Strukturbereich richtungsabhängig gewählt werden. Parallelrillen werden so durch niedrige Widerstände in Strömungsrichtung und unendlich hohe Widerstände senkrecht dazu modelliert (s. Abb. 16).

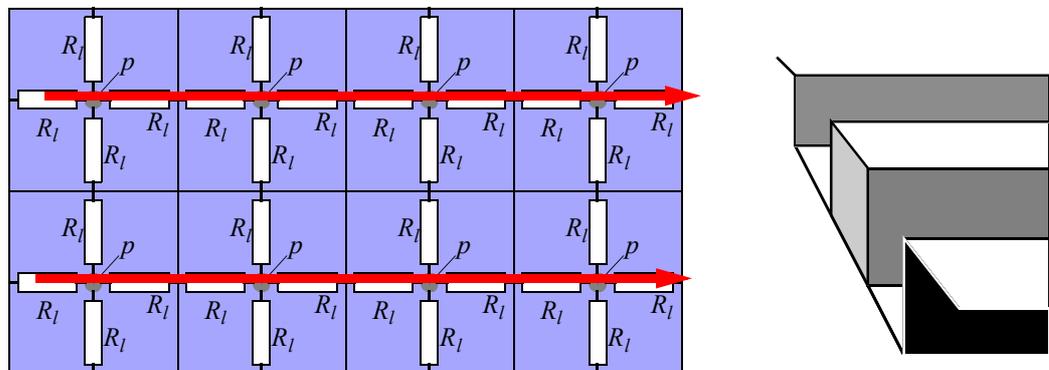


Abbildung 16: Modellierung zweier paralleler Kapillarrillen (rechte Seite) innerhalb eines Widerstandsnetzwerks. In Strömungsrichtung sind die Strömungswiderstände (Pfeile) endlich, senkrecht dazu sind die Widerstände unendlich groß.

4.6.4 Dreidimensionale diskrete Modellierung der Kapillarstruktur

Im vorangegangenen Kapitel 4.6.3 wurde gezeigt, dass sich die Flüssigkeitsströmung für die hier betrachteten Wärmeröhre auf der Basis von linearen Widerständen sowohl ein- als auch dreidimensional modellieren lässt. Im Folgenden wird beschrieben wie die dreidimensionale Diskretisierung umsetzbar ist. Die Massenströme \dot{m}_{fl} und die Strömungsleitfähigkeiten k_{fl} werden innerhalb dieses

Kapitels durch \dot{m} und k abgekürzt.

Die Diskretisierung der Kapillarstruktur erfolgt in Form rechteckförmiger, auf den Seitenflächen der Diskretisierungszellen (vgl. Abb. 9 und 10) aufgesetzter Kapillarpaneele (Abb. 17).

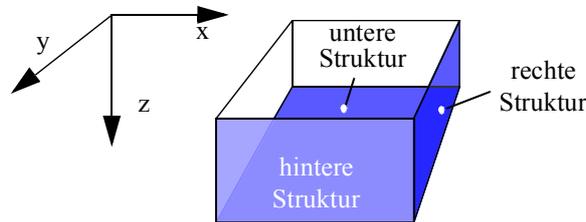


Abbildung 17: Zuordnung von Kapillarpaneelen zu einer Diskretisierungszelle. Die Zelle kann die Eigenschaften: „Festkörper“, „Dampfraum“ und „Leer“ besitzen (durch „leere“ Zellen lassen sich komplexe, z.B. nicht symmetrische Platinengeometrien modellieren). In jedem Fall lassen sich an ihr Kapillarstrukturen anheften.

In jeder der Paneelebenen befinden sich vier senkrecht zueinander stehende Strömungswiderstände (Abb. 18, rechts oben). Der Flüssigkeitsdruck in einem Paneel wird auf sein Zentrum bezogen. Die Paneele sind an ihren Rändern durch Kanten verbunden, wobei der Flüssigkeitsdruck einer Kante auf die Kantenmitte bezogen wird (s. Abb. 18, rechts unten). Die Trennung in Paneele und Kanten erlaubt es, komplexere, z.B. T-förmige Geometrien ohne zusätzliche Diskretisierungsfehler zu erstellen (Abb. 18, links). Jeweils drei Paneele werden pro Diskretisierungszelle angenommen (vgl. Abb. 17 und Abb. 9 und 10): Auf der „rechten Seite“ (in positiver x-Richtung), auf der „Hinterseite“ (in positiver y-Richtung) und auf der „Unterseite“ (in positiver z-Richtung). Die Seiten entsprechen den Paneelen, die Quaderkanten den Paneelkanten.

Werden nur wenige Zellen verwendet, können nur rechtwinklige Geometrien dargestellt werden. Diagonalelemente können nur durch feiner diskretisierte Strukturen in Kombination mit einer Anpassung der Paneelströmungswiderstände bzw. Paneelleitfähigkeiten angenähert werden.

Zur Berechnung des Druckfelds werden für Paneele und Kanten die jeweiligen Massenbilanzgleichungen getrennt erstellt:

- Für ein Paneel wird die Massenbilanz von den umgebenden Kantenmittelpunkten zum Paneelzentrum zuzüglich eines Kondensatmassenstroms ($\dot{m}_{ext, zu} > 0$) oder abzüglich eines Verdampfungsmassenstroms ($\dot{m}_{ext, zu} < 0$) erstellt.
- Für eine Kante wird von den Paneelzentren zum Kantenmittelpunkt hin bilanziert.

Entsprechend Kapitel 4.5.1.1 wurden die Massenströme ab Gl. (47) als ausschließlich „zuströmend“ indiziert, d.h. zum Kanten- bzw. Paneelzentrum hin ist der Massenstrom positiv, ansonsten negativ.

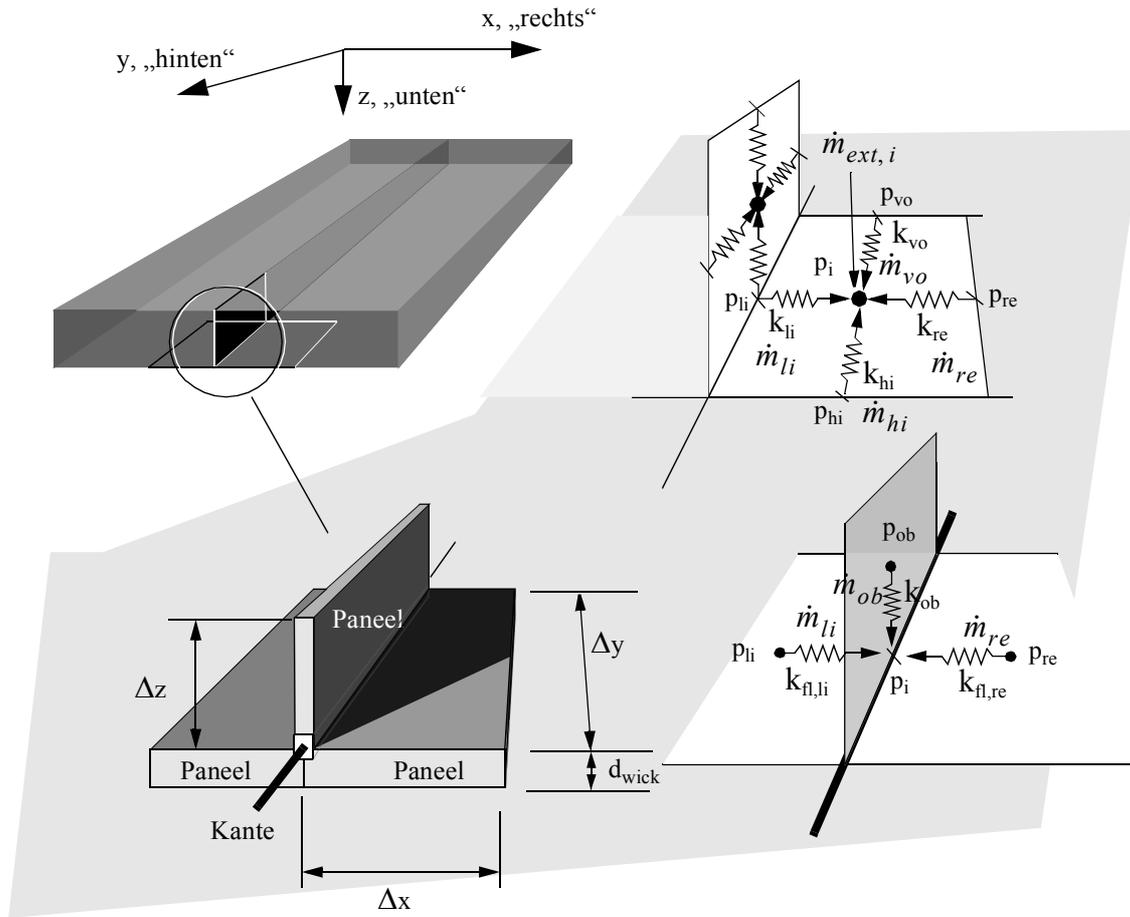


Abbildung 18: Diskretisierung einer Kapillarstruktur in Paneele und Kanten

Die Gleichungen für ein in der x-y-Ebene liegendes Paneel ergeben sich zu

$$\sum \dot{m}_{panel, zu} = 0 \quad (47)$$

$$\dot{m}_{li} + \dot{m}_{re} + \dot{m}_{vo} + \dot{m}_{hi} + \dot{m}_{ext, zu} = 0 \quad (48)$$

Der Massenstrom von einer Kante zum Paneelzentrum ist entsprechend Gl. (29) proportional zur Druckdifferenz zwischen Kante und Paneelzentrum. Wird nach Gl. (43) die Gravitationskraft auf die Flüssigkeit im Paneel berücksichtigt, ergibt sich für den Punkt i in x-Richtung (“re”):

$$p_{re} - p_i = \frac{1}{k_{re}} \cdot \dot{m}_{re} + \rho \cdot g_x \cdot \frac{\Delta x}{2} \quad (49)$$

Der Einfluss des hydrostatischen Drucks innerhalb eines Paneels wird im konstanten Gravitationsterm G zusammengefasst. Er lässt sich bildlich als der dem Massenstrom entgegenwirkende bzw. ihn unterstützende Einfluss interpretieren. Er ergibt sich, wenn die Richtungsgleichungen entspre-

chend Gl. (49) in Gl. (48) eingesetzt und alle konstanten Anteile auf die rechte Seite gebracht werden. Für ein Paneel in der x-y-Ebene, d.h. mit den vier Richtungen „rechts“, „links“, „vorne“, „hinten“, folgt der konstante Gravitationsterm zu

$$G_{xy} = (k_{re} - k_{li}) \cdot \rho \cdot g_x \cdot \frac{\Delta x}{2} + (k_{hi} - k_{vo}) \cdot \rho \cdot g_y \cdot \frac{\Delta y}{2} \quad (50)$$

Aus Gl. (48), Gl. (49) und Gl. (50) folgt

$$k_{li} \cdot (p_{li} - p_i) + k_{re} \cdot (p_{re} - p_i) + k_{vo} \cdot (p_{vo} - p_i) + k_{hi} \cdot (p_{hi} - p_i) + \dot{m}_{ext, zu} = G_{xy}, \quad (51)$$

$$-(k_{li} + k_{re} + k_{vo} + k_{hi}) \cdot p_i + k_{li} \cdot p_{li} + k_{re} \cdot p_{re} + k_{vo} \cdot p_{vo} + k_{hi} \cdot p_{hi} = -\dot{m}_{ext, zu} + G_{xy}. \quad (52)$$

Der Kondensatmassenstrom in das Kapillarpaneel berechnet sich negativ proportional zum zugeführten Wärmestrom:

$$\dot{m}_{ext, zu} = \frac{-\dot{Q}_{ext, zu}}{\Delta h_v}, \quad (53)$$

d.h. $\dot{m}_{ext, zu} > 0$ falls $\dot{Q}_{ext, zu} < 0$ ¹.

In diesem Modell wird die Wärme als ausschließlich durch die Paneelzentren fließend betrachtet, d.h. die Gleichung für eine Kante enthält keinen Term für externe Massezu- oder abströmungen. Für eine Kante mit z.B. drei anschließenden Paneelen (links, rechts, oben, vgl. Abb. 18) ergibt sich:

$$\sum \dot{m}_{kante, zu} = 0 \quad (54)$$

$$\dot{m}_{li, zu} + \dot{m}_{re, zu} + \dot{m}_{ob, zu} = 0 \quad (55)$$

$$k_{li} \cdot (p_{li} - p_i) + k_{re} \cdot (p_{re} - p_i) + k_{ob} \cdot (p_{ob} - p_i) = G_{kante} \quad (56)$$

$$-(k_{li} + k_{re} + k_{ob}) \cdot p_i + k_{li} \cdot p_{li} + k_{re} \cdot p_{re} + k_{ob} \cdot p_{ob} = G_{kante} \quad (57)$$

Der Gravitationsterm G_{kante} wird entsprechend Gl. (50) aufgestellt.

Mit den Koeffizienten der Druckvariablen der linken Seite von Gl. (52) und Gl. (57) und dem Term der jeweiligen rechten Seite wird das Gleichungssystem

$$\overline{\overline{M}}_p \cdot \vec{p} = \vec{b}_p \quad (58)$$

1. Mit anderen Worten: Wird dem Paneel von außen Wärme entzogen, kondensiert Flüssigkeit in das Paneel hinein.

erzeugt. Dabei ist der Zielvektor

$$\vec{b}_p = [R_{p,1}, R_{p,2}, \dots, R_{p,n}]^T, \quad (59)$$

mit $R_{p,i} = G_i$ oder $R_{p,i} = -\dot{m}_{ext,zu,i} + G_i$. Der Druckvektor ist

$$\vec{p} = [p_1, p_2, \dots, p_n]^T \quad (60)$$

Die Matrix ist eine dünn besetzte mit geringem Aufwand komprimierbare Bandmatrix [40]. Das System wird implizit mittels eines iterativen Verfahrens (SOR oder GMRES, beide Verfahren wurden erprobt) nach den Drücken gelöst.

4.6.5 Einfluss des Phasenübergangs und des radialen Wärmewiderstands

4.6.5.1 Spezifische Verdampfungsenthalpie

Bereits vor der Berechnung der maximal übertragbaren Wärmeleistung und dem sich damit ergebenden Temperaturgradienten lässt sich abschätzen, ob die Änderung der spezifischen Verdampfungsenthalpie aufgrund des axialen Temperaturgradienten vernachlässigbar ist.

Die Dampfdruckdifferenz kann maximal so groß sein wie die maximale Kapillardruckdifferenz, d.h. für die Dampfdruckdifferenz gibt es die Grenze (für $\Delta p_{fl} = 0$ und Horizontalbetrieb)

$$\Delta p_d < \Delta p_{cap} = \sigma \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = \sigma \cdot \kappa. \quad (61)$$

Wird zur Abschätzung ein in der Mikroelektronik typischer Temperaturbereich um 50°C angesetzt und als Kapillarstruktur eine sehr feinporige Sinterstruktur mit einem effektiven Porenradius von ca. 10µm [2] angenommen, ergeben sich für die Fluide Wasser und Ethanol nach Gl. (61) und [10][11][13] die Kapillardrücke:

$$p_{cap, wasser} = 0,06795 \cdot \left(\frac{2}{10^{-5}} \right) Pa = 13590 Pa, \quad (62)$$

$$p_{cap, ethanol} = 0,020 \cdot \left(\frac{2}{10^{-5}} \right) Pa = 4000 Pa. \quad (63)$$

Dies entspricht nach [13] Temperaturdifferenzen von ca. 16K für Wasser und 3K für Ethanol. Die entsprechenden Änderungen der spezifischen Verdampfungsenthalpien betragen damit <1% für Wasser und < 0.2% für Ethanol.

Bei einem effektiven Porenradius von 50 μm reduziert sich der jeweilige Kapillardruck auf 2718 Pa bzw. 800 Pa, das entspricht Temperaturdifferenzen von 4 K und 0.3 K. Die Abweichungen der spezifischen Verdampfungsenthalpien liegen damit bereits bei $<0.1\%$ und $<0.02\%$. Für die Stoffe Aceton und Methanol sind die Änderungen noch geringer. Daher wird in dieser Arbeit die spezifische Verdampfungsenthalpie innerhalb eines WR als konstant angenommen.

4.6.5.2 Wärmewiderstand durch die Kapillarstruktur

Der maßgebliche Wärmewiderstand eines Wärmerohrs zur Mikroelektronikkühlung entsteht in der Kapillarstruktur ($R_{th, cap}$). Die nachfolgend genannten Werte basieren auf den in [10] dargestellten Gleichungen (s. Anhang 5). Die entsprechenden Gleichungen sind im Simulationsmodell integriert und werden je nach Art der Kapillarstruktur verwendet. Die effektive Wärmeleitfähigkeit von Netzkapillarstrukturen hängt vorrangig von der Porosität ab und liegt bei Kapillarnetzen zwischen dem ca. 1.5-Fachen (Porosität 0.7) und ca. 4-Fachen (Porosität 0.4) der Wärmeleitfähigkeit der Arbeitsflüssigkeit. Bei Sinterpulverstrukturen liegt die effektive Wärmeleitfähigkeit beim ca. 0.2-Fachen (Porosität 0.7) und ca. 0.5-Fachen (Porosität 0.4) der Wärmeleitfähigkeit des Metalls. Im Fall von rechteckförmigen Axialrillen ist kein einzelner Faktor entscheidend, sondern sowohl Rillentiefe als auch Rillenbreite besitzen jeweils einen etwa gleichwertigen Einfluss. Es ergibt sich ein Bereich der effektiven Wärmeleitfähigkeit zwischen dem ca. 1.5-Fachen und 10-Fachen der Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit.

Kapillarpaneele haften, wie zu Anfang in Kapitel 4.6.5 beschrieben, jeweils an der rechten, hinteren und/oder unteren Zellenfläche. Der Kapillarpaneelwiderstand wird daher jeweils zum Wärmewiderstand für die x-, y- oder z-Richtung gezählt. D.h. für die x-Richtung wird Gl. (12) um den Wärmewiderstand der Kapillarstruktur $R_{th, cap, re}$ zu Gl. (64) ergänzt. Damit wird ein Kapillarpaneel automatisch Bestandteil der Umgebung um das eigentliche (“ideale”) Wärmerohr und erscheint nicht explizit in der Gleichungsmatrix Gl. (19).

$$R_{th, x} = R_{th, cell, 1, x} + R_{th, cell, 2, x} + R_{th, cap, re} \quad (64)$$

4.6.5.3 Phasenwechselbedingte Wärmewiderstände durch die Kapillarstruktur

Die Wärmewiderstände aufgrund der Verdampfung und Kondensation können nach [13] vernachlässigt werden.

4.6.6 Synthese

Für die in dieser Arbeit betrachteten Wärmerohre zur Mikroelektronikkühlung kann die Modellierung der Flüssigkeitsströmung durch die Kapillarstruktur getrennt von der Dampfströmung erfolgen (vgl. Kapitel 4.6.1). Zur Ein- und Auskopplung von Dampf in den, bzw. aus dem Dampfraum kann die spezifische Verdampfungsenthalpie über alle Paneele als konstant angenommen werden (vgl. Kapitel 4.6.5.1).

Sowohl poröse Kapillarstrukturen wie Sinterstrukturen oder Kapillarnetze als auch Rillen können durch dasselbe Strömungswiderstandsnetzmodell beschrieben werden (vgl. Kapitel 4.6.3). Zur Diskretisierung bieten sich durch Kanten getrennte rechtwinklige Paneele an, wobei für ein Paneel verschiedene Strömungswiderstände in den Achsrichtungen wählbar sind (Anisotropie) (vgl. Kapitel 4.6.4).

Das thermische Verhalten der Paneele beschränkt sich auf eine Erhöhung des Wärmewiderstands der an das Wärmerohr angrenzenden Umgebungszellen (vgl. Kapitel 4.6.5.2).

Als Leistungsgrenze wird lediglich die Kapillargrenze (vgl. Kapitel 4.6.2) berücksichtigt. Im folgenden Kapitel wird ein Modell des Dry-Out-Falls beschrieben, der bei Überschreiten dieser Grenze auftritt.

4.6.7 Modellierung des Dry-Out-Verhaltens

Findet in einem beheizten Bereich der Kapillarstruktur keine effektive Verdampfung mehr statt, weil der Bereich entweder vollständig ausgetrocknet oder der vorhandene Flüssigkeitsfilm dermaßen dünn ist, dass die Wandadhäsionskräfte ein Ablösen der Flüssigkeitsmoleküle verhindern, so wird dies als "Dry-Out" bezeichnet [10 bis 12]. Ersteres ist ein typischer Effekt bei Kapillarnetz- und Sinterstrukturwärmerohren, während der zweite Fall vorrangig bei Kapillarrillen und Mikrowärmerohren zum Tragen kommt.

Die maßgebliche Ursache für einen Dry-Out ist, dass die Kapillarkraft in der Heizzone (s. Kapitel 4.6.2) nicht ausreicht, um sämtliche Druckverluste im Fluidkreislauf vollständig auszugleichen. Für die Modellierung ist bei einem Dry-Out der Randbereich des ausgetrockneten Gebiets wichtig: Bis zum Rand ist sämtliche zuströmende Flüssigkeit verdampft, d.h. der ausgetrocknete Bereich hat keinen Einfluss auf die Strömungsvorgänge in der Kapillarstruktur und braucht für die Modellierung nicht berücksichtigt zu werden.

Die Druckverluste sind ausschließlich strömungsbedingt, sofern die Füllmenge optimal im Hinblick auf die maximale Wärmetransportfähigkeit ist. Ist die Flüssigkeitsmenge in der Kapillarstruktur zu gering, sind die Menisken im Kondensatorbereich stärker gekrümmt und vergrößern die zu überwindende Druckdifferenz, da deren Kapillarkraft entgegen der Fließrichtung wirkt. Dieser Zusammenhang zwischen der Füllmenge bzw. der Kapillarstruktursättigung und der resultierenden Kapillarkraft ist bei Netz- und Sinterstrukturen nichtlinear und analytisch schwer erfassbar. Daher wird in dieser Arbeit angenommen (und ggfls. in der iterativen Rechnung erzwungen), dass die Kapillarstruktur zu jedem Zeitpunkt so befüllt ist, dass an der Stelle der minimalen Druckdifferenz zwischen Dampf- und Flüssigkeit der Wet-Point liegt, d.h. das Wärmerohr optimal befüllt ist.

4.6.7.1 Modellierung

Der Ort eines Dry-Outs wird als derjenige definiert, an dem die Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit die maximale Kapillardruckdifferenz übersteigt. Zur Modellierung eines so definierten trockenen Bereichs werden zwei Maßnahmen festgelegt:

1. Der Wärmewiderstand steigt in einem ausgetrockneten Gebiet aufgrund der fehlenden Möglichkeit zur Flüssigkeitsverdampfung auf ein Maximum an. Das Wärmeleitvermögen eines Paneels an der betroffenen Stelle wird deshalb zu Null gesetzt.
2. Da eine betroffene Stelle keine Flüssigkeit mehr enthält und daher auch keine Flüssigkeit mehr durch sie hindurch fließt, wird die Flüssigkeitsleitfähigkeit an dieser Stelle zu Null gesetzt.

Es ist offensichtlich, dass trockene Bereiche nur identifiziert werden können, wenn zuvor die Temperaturverteilung berechnet und darauf aufbauend die Wärme- und Stofftransportgleichungen gelöst wurden. Daher wird das Dry-Out-Modell innerhalb eines iterativen Vorgangs angewendet:

- Es wird eine vollständige Berechnung mit einem idealen Wärmerohr durchgeführt, bei dem alle Kapillarpaneele flüssigkeitsbenetzt sind.
- „Trockene“ Paneele werden identifiziert, und als solche markiert.
- Die Wärme- und Stoffleitfähigkeit der markierten Paneele wird zu 0 gesetzt.
- Die Wärme- und Stoffgleichungsmatrizen werden neu angesetzt.
- Es wird eine vollständige Berechnung mit idealem Wärmerohr und zuvor korrigierten Matrizen, d.h. mit angepassten Gleichungen für trockene Paneele, durchgeführt.

Die letzten vier Schritte werden so lange wiederholt, bis keine weiteren Paneele austrocknen.

4.6.7.2 Fortschreiten des Dry-Outs

Es wird vorausgesetzt, dass ein Dry-Out mit jedem Berechnungsschritt¹ fortschreitet, d.h. keine Paneele wiederbenetzt werden können. Dies kann insoweit als sicher gelten, als trockene Wandbereiche aufgrund des vergrößerten thermischen Pfads eine Temperaturerhöhung erfahren, d.h. dort der Dampfdruck größer wird. Für eine Wiederbenetzung wäre aber eine Verkleinerung erforderlich.

Es ist nicht notwendigerweise korrekt, dass *alle* Paneele, bei denen das Dry-Out-Kriterium erfüllt ist, als „trocken“ markiert werden können. Vielmehr ist denkbar, dass es bereits ausreicht, die Strömungs- und Wärmewiderstände von wenigen der betroffenen Paneele zu Null zu setzen, um die Wärme- und Flüssigkeitsströmungsverhältnisse so zu ändern, dass kein weiterer Dry-Out auftritt. Es sind daher zwei Ansätze untersucht worden (s. auch Abb. 19):

1. Nach der Berechnung der Temperaturverteilung im Festkörpermodell wird die Druckverteilung im Wärmerohr berechnet. Sämtliche Paneele, bei denen die Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit die maximale Kapillardruckdifferenz überschreitet, werden als trocken markiert. Dies wird so lange wiederholt, bis keine neuen trockenen Paneele auftreten.
2. Entsprechend Ansatz 1 wird die Druckverteilung berechnet. Anschließend wird jedoch nur das Panel mit der größten Druckdifferenz als trocken markiert. Dieses Vorgehen wird so lange wiederholt, bis keine weiteren Paneele austrocknen.

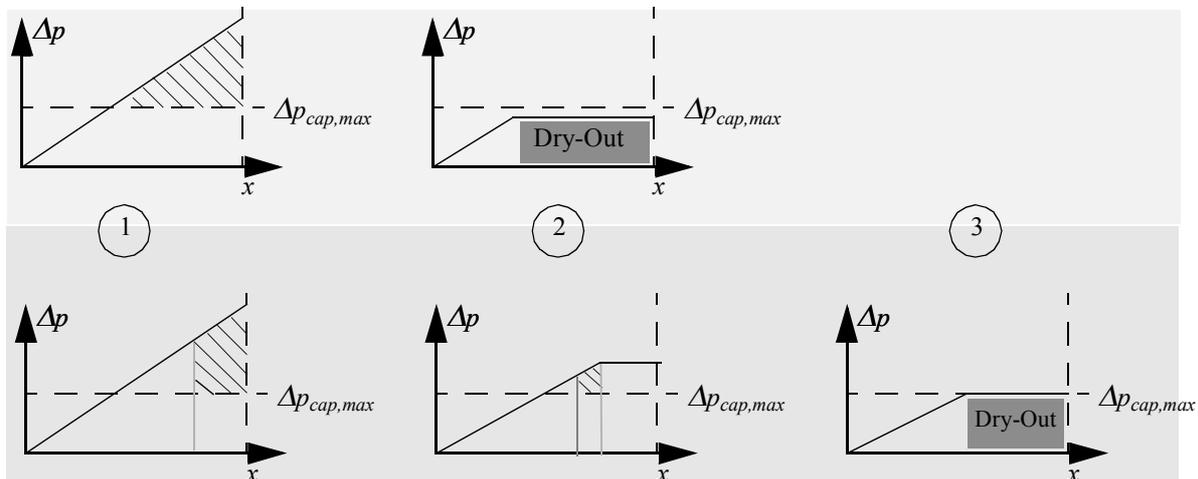


Abbildung 19: Beispiel für das unterschiedliche Vorgehen zur Behandlung eines Dry-Out-Bereichs. Die Graphiken zeigen die Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit über der Länge eines belasteten Wärmerohrs. Die waagrechte gestrichelte Linie kennzeichnet die maximal mögliche Kapillardruckdifferenz. Obere Hälfte: Verfahren 1. Der gesamte Bereich, der das Dry-Out Kriterium erfüllt wird als „trocken“ markiert (schraffiert) (1). Dadurch ist in diesem Beispiel im nächsten Rechenschritt (2) bereits das Abbruchkriterium, dass kein neuer Bereich austrocknet, erfüllt. Untere Hälfte: Verfahren 2. Nur ein Teilbereich des Dry-Out-Bereichs wird als „trocken“ markiert (1). Dadurch werden zwar mehr Iterationen benötigt (2)(3), dafür ist der endgültige Dry-Out-Bereich kleiner und die maximale Druckdifferenz näher am theoretisch möglichen Maximum.

1. Im Fall einer stationären Rechnung wird während eines Rechenschritts das Gleichungssystem vollständig gelöst. Im transienten Fall wird in bestimmten Rechenschrittintervallen eine Dry-Out-Rechnung durchgeführt.

Vergleichsrechnungen mit beiden Verfahren zeigen, dass die erste Methode dazu neigt, zu viele Paneele trocken zulegen (Abb. 19). Die Folge ist ein zu hoher Wärmewiderstand, da der thermische Pfad durch den Festkörper länger wird. Obwohl das zweite Verfahren korrekte Ergebnisse liefert, ist es nur bedingt in der Praxis einsetzbar. Grund ist die unter Umständen sehr lange Rechenzeit, die sich bei großen, durch viele Paneele diskretisierten Dry-Out-Gebieten ergibt.

Zur Lösung des Problems wird ein Verfahren anhand eines gedämpften Regelsystems verwendet. Jede einer Temperatur- und Wärmestromverteilung zugeordnete Druckverteilung p kann als Systemantwort auf eine Sprunggröße, in diesem Fall eine Menge als „trocken“ markierter Paneele S' , betrachtet werden. Diese neue Druckverteilung verursacht wiederum eine neuen Menge trockener Paneele S'' , die in das System rückgekoppelt wird (vgl. Abb. 20). Eine Paneel-Menge, die einmal der Druckverteilungsberechnung übergeben wurde, wird darin gespeichert, d.h. diese Paneele bleiben in jedem weiteren Zyklus „trocken“. Dadurch besitzt das System einen „Falltürencharakter“, d.h. ein trockenes Paneel kann diese Eigenschaft nicht mehr verlieren.

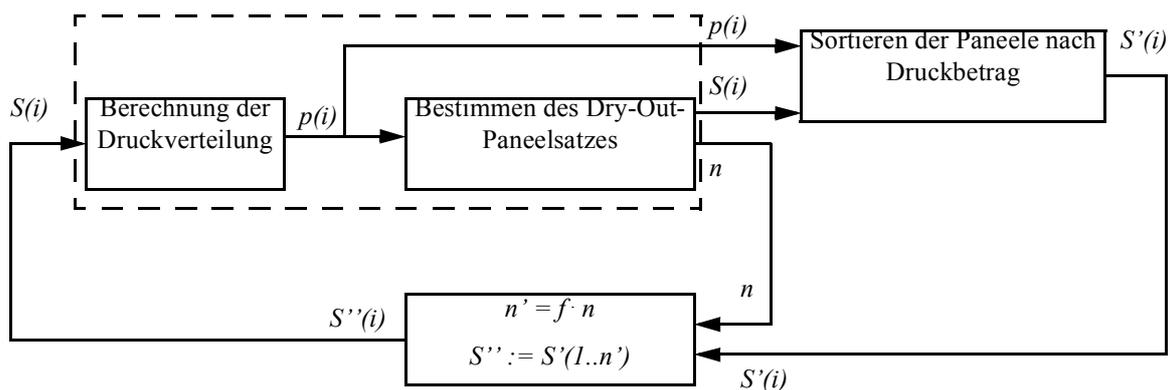


Abbildung 20: Rückgekoppeltes gedämpftes Modell zur Beschreibung des Dry-Out-Modells

Eine Paneel-Menge ist keine skalare Größe, deren Rückkopplungseinfluss auf eine einfache Multiplikation mit einem Dämpfungsfaktor reduzierbar ist. Um die Reduzierbarkeit trotzdem auf die Dry-Out-Modellierung übertragen zu können, wird angenommen, dass ein Paneel umso wahrscheinlicher zur korrekten Konfiguration der trockenen Paneele gehört, je höher die dazugehörige Druckdifferenz ist. Diese Aussage wird durch Verfahren 2 gestützt. Werden die Paneele daher absteigend nach ihrem zugehörigen Druckbetrag sortiert (es ergibt sich die Menge S'), lässt sich der Einfluss der entstandenen Paneel-Menge in einem ähnlichen Maß wie bei einer skalaren Größe reduzieren: Je geringer der Einfluss sein soll, desto weniger der sortierten Paneele n werden rückgekoppelt. Das Verhältnis der Anzahl der rückgekoppelten n' zur Gesamtzahl der Paneele n entspricht dem Dämpfungsfaktor f .

Je nach Dämpfung reicht das Systemverhalten vom Überschwingen (Verfahren 1 hat einen Dämpfungsfaktor von 1.0) bis hin zu einem sehr langsamen asymptotischen Annähern (Verfahren 2, Dämpfungsfaktor $\ll 1.0$). Die Abweichung bei Verfahren 1 ergibt sich durch die ‐Falltüreigenschaft‐, aufgrund derer das System nach einem anfänglichen Überschwingen nicht mehr gegen das korrekte Ergebnis konvergieren kann. Optimal wäre der aperiodische Grenzfall. Ein automatisches Verfahren zum Bestimmen des optimalen Dämpfungsfaktors wurde in dieser Arbeit jedoch nicht erstellt. Im entwickelten Simulationsprogramm wird dem Benutzer daher die Möglichkeit gegeben, den Faktor selbst zu wählen. Der Faktor 0.2 hat sich dabei bewährt und ist voreingestellt.

4.7 Modellierung der Dampfströmung

In diesem Kapitel werden die Methoden und Probleme der Dampfströmungssimulation in einem Wärmerohr beschrieben. Anschließend werden für den betrachteten Fall der Mikroelektronikkühlung mittels Wärmerohrplatinen geeignete Vereinfachungsmöglichkeiten und ein entsprechendes Modellierungsverfahren vorgestellt.

4.7.1 Vereinfachte Strömungsberechnung in einem Plattenwärmerohr

Die vollständige Dampfströmungsmodellierung in einem Wärmerohr erfordert einen komplexen und aufwändig zu lösenden Satz an Gleichungen. Für ein vollständiges diskretes Verfahren sind für ein Element die Massen-, Impuls- und Energieerhaltungsgleichungen (Gl. (65), (66) und (67)) für den instationären, kompressiblen, reibungsbehafteten Fall aufzustellen und zu lösen [40].

Die benötigten Strömungsgleichungen können für komplizierte Geometrien nur mit einem relativ hohen Rechenaufwand aufgestellt und gelöst werden. Für die in der vorliegenden Arbeit angenommenen stationären Strömungen (s. Kapitel 4.3) und die gewählten Grenzen (s. Kapitel 2.5) lassen sich die Gleichungen dagegen auf zwei (Gl. (65) ohne Zeitanteil und Gl. (69)) reduzieren.

4.7.1.1 Massenerhaltung

Für den instationären, kompressiblen Fall ergibt sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\frac{\partial \rho_d}{\partial t} + \rho_d \cdot \left(\frac{u_x}{x} + \frac{u_y}{y} + \frac{u_z}{z} \right) = 0. \quad (65)$$

Der zeitabhängige Term wird entweder für den stationären oder inkompressiblen Fall zu Null. Die Berücksichtigung der Massenerhaltung ist bei der Wärmerohrmodellierung zwingend notwendig. In

dem hier entwickelten Simulationsmodell wird die Massenbilanz explizit durch Gl. (65) (stationär) in die Strömungsgleichungen integriert.

4.7.1.2 Energieerhaltung

Die Energieerhaltungsgleichung Gl. (66) setzt sich aus einem Konvektions- und Diffusionsanteil zusammen. Im Konvektionsanteil (linke Seite) wird die Verteilung der Temperatur durch Massentransport berücksichtigt, im Diffusionsanteil (rechte Seite) durch Wärmediffusion [40].

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad } T = \alpha \cdot \Delta T + q''' \quad (66)$$

Zum einen wirken sich temperaturbedingte lokale Dichteunterschiede auf die natürliche Konvektion, d.h. die Fluidbewegung im Gravitationsfeld aus. Zum anderen gibt es Auswirkungen auf die Wärmeübertragung zwischen Strömung und Wand, da die Temperaturverteilung und damit die treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Fluid von der Strömungsgeschwindigkeit abhängen.

In einem Modell ohne gesonderte Berücksichtigung der Energieerhaltungsgleichung besitzt die Temperatur keinen Einfluss auf die Fluidichte. D.h. wenn dem Modellfluid keine mechanische Energie zugeführt wird, ruht es auf jeden Fall. Dadurch lassen sich Naturkonvektionseffekte nicht simulieren. Allerdings kann der Temperatureinfluss auf die Dichte in einem *bewegten* Fluid vernachlässigt werden, wenn die dichteabhängigen Volumenkräfte im Verhältnis zu den Trägheits- und Zähigkeitskräften klein und keine Naturkonvektionseffekte zu erwarten sind.

In den hier untersuchten Wärmerohren ist die Dampftemperatur nahezu konstant, und es treten große Zähigkeitskräfte auf. Dichteänderungen im Fluid spielen daher keine Rolle. Des weiteren wird die Dampfströmung als stationär betrachtet. Aus diesem Grund wird im Simulationsmodell die Energieerhaltungsgleichung nicht explizit berücksichtigt.

4.7.1.3 Impulserhaltung

Die Impulserhaltungsgleichung Gl. (67) [30] setzt sich aus den Termen für die Beschleunigung, die Trägheitseinflüsse, die Druckkräfte, die Potenzialkräfte (wie die Schwerkraft) und die Reibungskräfte zusammen.

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \text{grad} \frac{\vec{u}^2}{2} - \vec{u} \times \text{rot } \vec{u} + \frac{1}{\rho_d} \cdot \text{grad} \left(p + U - \frac{1}{3} \cdot \mu_d \cdot \text{div } \vec{u} \right) - \frac{\mu_d}{\rho_d} \cdot \Delta \vec{u} = 0 \quad (67)$$

Kann von einer laminaren Strömung ausgegangen werden, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, ist die Beschleunigung vernachlässigbar.

Ist das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften klein, kann der Trägheitsanteil vernachlässigt werden. Ein Beispiel ist eine langsame, zähe Strömung in einem geraden Rohr. Überwiegt der Trägheitsanteil, kann der viskose Anteil vernachlässigt werden.

Im inkompressiblen Fall vereinfacht sich Gl. (67) zu

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{u} + (\vec{u} \cdot \text{grad}) \vec{u} + \frac{1}{\rho_d} \cdot \text{grad}(p + U) = \nu_d \cdot \Delta \vec{u} \quad (68)$$

Bei dem hier betrachteten stationären Fall und plattenförmigen Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsfluid überwiegen die Scherkräfte die Trägheitskräfte. Trägheitseinflüsse können daher bei einem geringen Fehler vernachlässigt und damit die Gleichung auf die Gravitations- (U) und Zähigkeitseinflüsse (Gl. (69)) vereinfacht werden:

$$\frac{1}{\rho_d} \cdot \text{grad}(p + U) = \nu_d \cdot \Delta \vec{u} \quad (69)$$

Im folgenden Beispiel wird dies verdeutlicht.

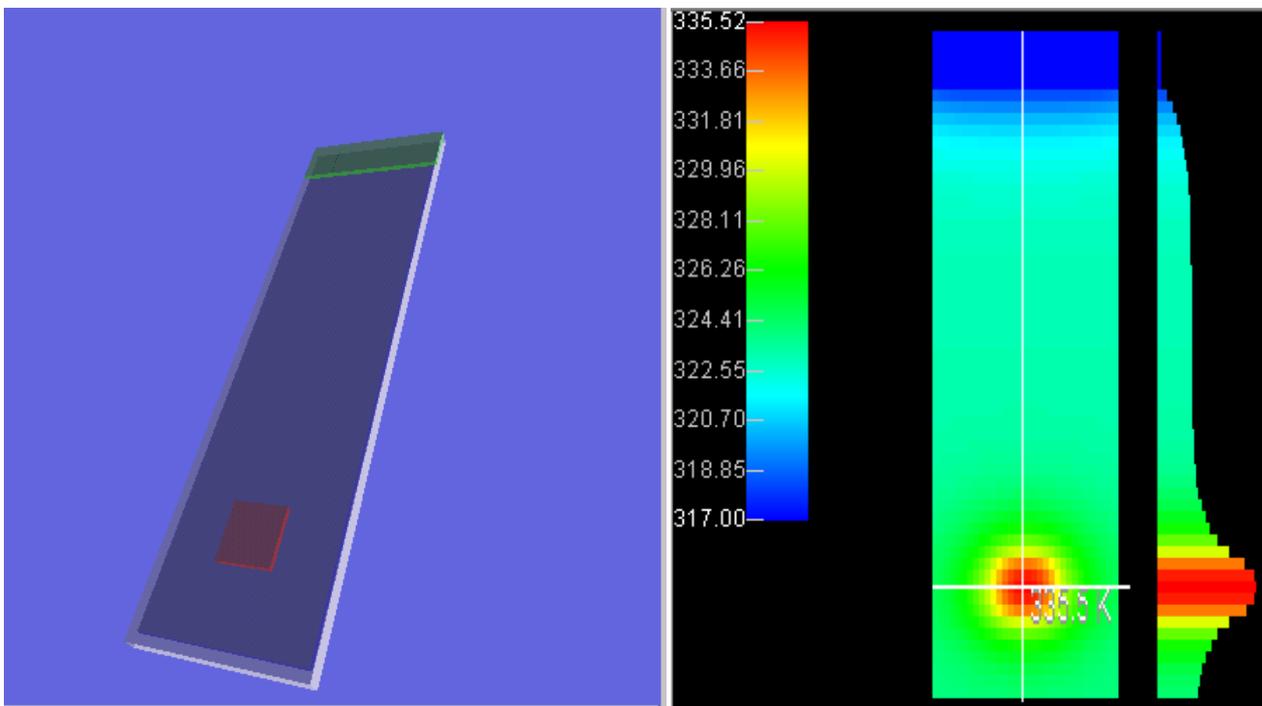


Abbildung 21: Testgeometrie. Auf der linken Seite ist die Testgeometrie dargestellt, auf der rechten Seite der sich einstellende Temperaturverlauf in der Platte (beide Grafiken wurden mit dem in dieser Arbeit entstandenen Simulationswerkzeug erstellt).

Es wird eine rechteckförmige $32 \times 114 \times 3\text{mm}^3$ Cu-WR-Platte mit einem Dampfraumvolumen von $29,7 \times 99,7 \times 0,7\text{mm}^3$ bei einer Dampftemperatur von ca. 50°C modelliert (vgl. Kapitel 2.5). Der Dampfraum wird dazu in $30 \times 60 \times 2$ gleich große Zellen unterteilt. Wärme wird an einem längsseitigen Ende von einem $10 \times 10\text{mm}^2$ 30W-Heizelement zugeführt und am anderen Ende von einer $32 \times 10\text{mm}^2$ messenden auf 307K gehaltenen Kühlplatte abgeführt (Abb. 21). Die Platte ist waagrecht ausgerichtet, d.h. Gravitationseffekte werden nicht berücksichtigt ($U=0$).

Die sich ausbildende Strömung wird ohne Berücksichtigung der Trägheitsterme (Gl. (69), rechte Seite) nach der Druckverteilung $p(x,y)$ und dem Geschwindigkeitsvektorfeld $\vec{u}(x,y)$ gelöst. Anschließend wird indirekt geprüft, ob Gl. (68) und Gl. (69) zu einer hinreichend ähnlichen Lösung führen. Dazu wird anhand des Geschwindigkeitsvektorfelds für jede einzelne Dampfraumzelle der Trägheitsterm

$$\vec{a}_u(x,y) = [\vec{u}(x,y) \cdot \text{grad}] \vec{u}(x,y) \quad (70)$$

und anhand der Druckverteilung der lokale Druckgradient

$$\vec{a}_p(x,y) = 1/\rho_d \cdot \text{grad } p(x,y) \quad (71)$$

(die die jeweilige Lösung von Gl. (69) am Ort (x,y) darstellen) mittels finiter Differenzen berechnet.

Aus den Quotienten der Lösungen für die beiden Richtungskomponenten wird der lokale relative Fehler $f_{u,p}$ durch

$$f_{u,p}(x,y) = \sqrt{\left(\frac{a_{u,x}}{a_{p,x}}\right)^2 + \left(\frac{a_{u,y}}{a_{p,y}}\right)^2} \quad (72)$$

als Maß für die Abweichung der vereinfachten zur trägheitsbehafteten Lösung berechnet. Spielt die Trägheit keine Rolle, sind Gl. (68) und Gl. (69) identisch, und Gl. (72) ist für jeden Ort Null.

In Abb. 22 ist der lokale relative Fehler über den Ort in x- und y-Richtung aufgetragen. Der maximale Fehler ergibt sich an den Rändern der Gebiete, in denen Dampf zu- oder abgeführt wird, da dort aufgrund der verstärkten Richtungsänderungen Trägheitskräfte auftreten. Im adiabaten Bereich ist die Strömung gerichtet (Heizer \rightarrow Kühler), wodurch praktisch keine Trägheitskräfte auftreten. Der Fehler ist an jedem Ort im Dampfraum kleiner als 1.3%, d.h. die Viskositätskräfte überwiegen die Trägheitskräfte deutlich. Es kann in diesem Fall davon ausgegangen werden, dass die Lösung der vollständigen Gl. (68) keine relevanten Änderungen im Ergebnis der Geschwindigkeits- oder Druckverlaufsberechnung zur Folge hat.

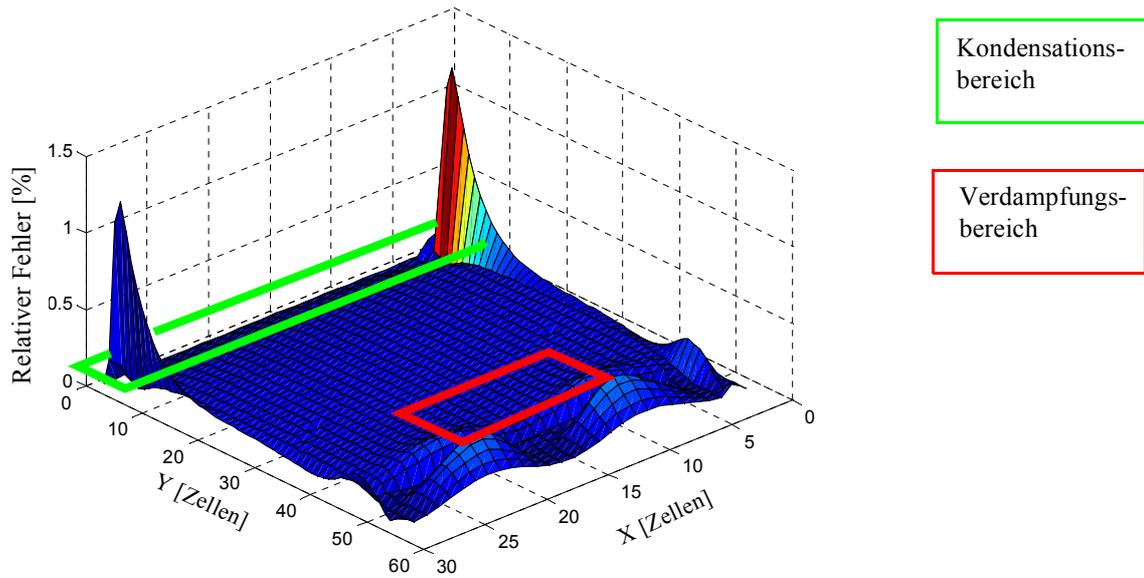


Abbildung 22: Relativer Fehler in der Dampfströmungsberechnung.

Für andere Fluide als Wasser, wie beispielsweise Ethanol und Aceton, vergrößert sich der Fehler. Da sich jedoch die Einflüsse der geringeren kinematische Dampfviskosität, der geringeren Verdampfungsenthalpie und der höheren Dampfdichte in der Impulsgleichung relativ zueinander in etwa ausgleichen, liegt der Fehler aber immer noch in derselben Größenordnung. Daher dient in dem entwickelten Simulationsmodell Gl. (69) als Basis zur Bestimmung der Dampfströmung.

Um eine ausreichende Genauigkeit bei einem geringen Diskretisierungsaufwand zu erhalten, wird die Gleichung durch ein Korrekturfaktormodell ergänzt (s. Kapitel 4.7.2).

4.7.2 Diskretisiertes Korrekturfaktormodell

In einem flachen Wärmerohr lässt sich der Dampfraumquerschnitt meist aus Zellen mit wenigen charakteristischen Basisquerschnitten geometrisch zusammensetzen (Abb. 23). Die Zellen können mathematisch durch eine Matrix mit den Zellindices i, j beschrieben werden. Jeder charakteristische Basisquerschnitt besitzt einen hydraulischen Durchmesser $d_{h,y}(i, j)$ (mit $d_h = 4A_d / U_h$) und einen Querschnittsform-Korrekturfaktor $C_{F,y}(i, j)$ (s. Tabelle A1). Sind beide bekannt, lässt sich für jeden Basisquerschnitt die Permeabilität $K_{d,y}(i, j)$ (s. Kapitel 4.6.3.4) und bei bekannter Strömungslänge $\Delta y(i, j)$ und Durchtrittsfläche $A(i, j)$ die lokale Strömungsleitfähigkeit $k_{d,y}(i, j)$ bzw. der Strömungswiderstand $R_{d,y}(i, j)$ nach Gl. (73) berechnen. Die Indices i und j geben dabei den Ort im Querschnitt nach Abb. 23 an.

$$k_{d,y}(i, y) = \frac{1}{R_{d,y}(i, j)} = \frac{K_d(i, j) \cdot A_d(i, j)}{v_d \cdot \Delta y(i, j)} \quad (73)$$

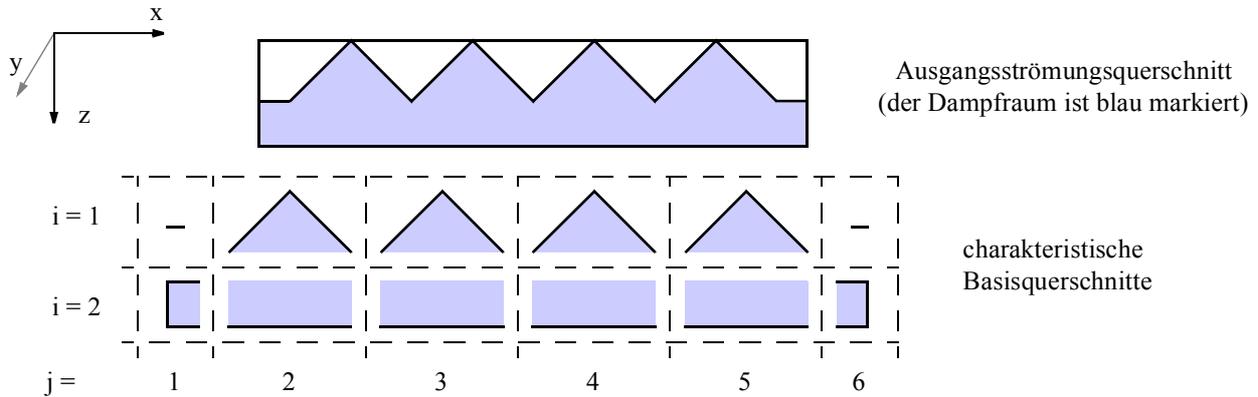


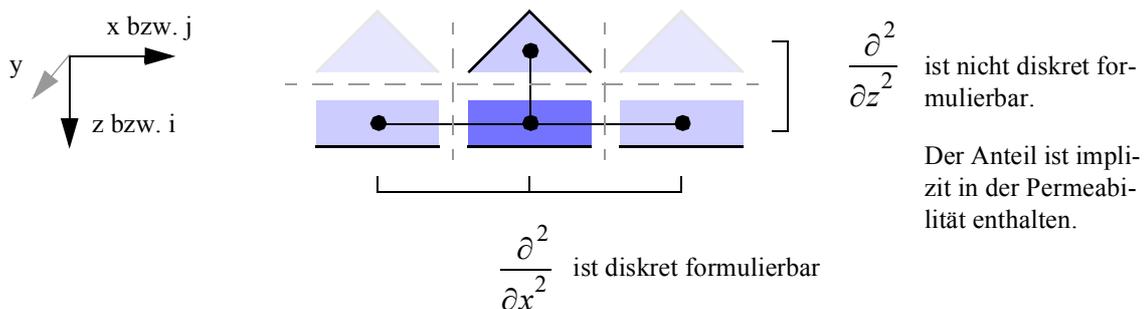
Abbildung 23: Geometrische Aufteilung eines durchströmten Querschnitts (obere Hälfte) in Zellen mit charakteristischen Basisquerschnitten (untere Hälfte). In diesem Fall besitzen alle Zellen mindestens eine Wand und eine freie Oberfläche. Die zwei Matrixelemente (1, 1) und (1, 6) sind als "kein Dampfraum" ("–") markiert.

Für Zellen mit zwei gegenüberliegenden Nachbarn (z.B. in x- oder z-Richtung) lässt sich in die entsprechende Richtung mittels der Finite-Differenzen-Methode das zweifache Differenzial aufstellen. Im in Abb. 24 dargestellten Beispiel ist dies für die dunkelblau dargestellte Zelle in x-Richtung möglich. In z-Richtung lässt sich das Differenzial nicht diskret formulieren, da hier eine Seite durch eine Wand (schwarze Linie) begrenzt ist. Das Differenzial in dieser Richtung wird indirekt durch die Permeabilität ersetzt. Dazu wird nach Kapitel 4.7.1.3 für eine Zelle von Gl. (69) ausgegangen, wobei der Einfluss der Schwerkraft vernachlässigt wird. Für die y-Richtung ergibt sich mit $\mu_d = \rho_d \cdot v_d$

$$\frac{dp}{dy} = \mu_d \cdot \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \quad (74)$$

Für einen analogen Fall in x- oder z-Richtung gilt jeweils

$$\frac{dp}{dx} = \mu_d \cdot \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right), \quad \frac{dp}{dz} = \mu_d \cdot \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \right) \quad (75)$$



$\frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ist nicht diskret formulierbar.
Der Anteil ist implizit in der Permeabilität enthalten.

$\frac{\partial^2}{\partial x^2}$ ist diskret formulierbar

Abbildung 24: Diskretisierungsmöglichkeit des zweifachen Differenzials um eine Zelle. Nur in x-Richtung ist in dem Beispiel eine Diskretisierung möglich. In z-Richtung fehlt der zweite Nachbar. Die Strömungsrichtung (y-Richtung) ist senkrecht zum Querschnitt. Die Strömungslänge ist Δy .

Die rechte Seite von Gl. (74) und Gl. (75) beschreibt den Strömungswiderstand infolge lokaler Geschwindigkeitsgradienten, die linke den sich daraus ergebenden Druckabfall. Der Gradient der rechten Seite lässt sich in einen für das obige Beispiel (Abb. 25) diskret differenzierbaren Anteil für die x-Richtung und einen für die einzelne Zelle lokal zu lösenden Anteil in z-Richtung trennen (s. Gl. (76)):

$$\frac{dp}{dy} = \frac{dp}{dy}\Big|_{x\text{-Richtung}} + \frac{dp}{dy}\Big|_{z\text{-Richtung}} \quad (76)$$

D.h. der x-Anteil des Druckabfalls ist durch die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der Nachbarzellen bestimmt. Für die z-Richtung wird angenommen, dass der Geschwindigkeitsgradient in dieser Richtung innerhalb der Zelle vorrangig durch Wandreibungskräfte bestimmt wird. Das Fluid haftet damit an der Wand (Randbedingung an Wand $u_y=0$), während an den offenen Zellenrändern keine Geschwindigkeitsänderungen vorliegen (Randbedingungen an den offenen Zellenrändern $\partial u_y / \partial x = 0$, $\partial u_y / \partial z = 0$). In Abb. 25 sind diese Randbedingungen (nach [40]) und das sich daraus ergebende Strömungsprofil dargestellt.

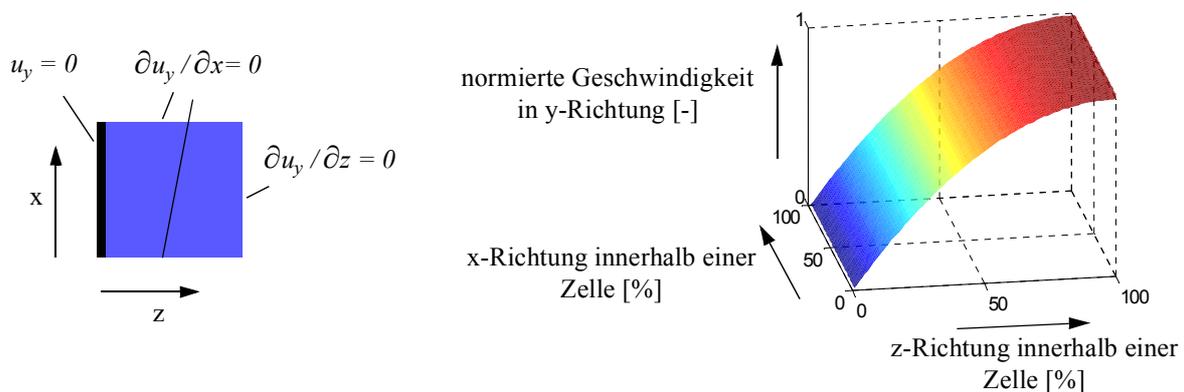


Abbildung 25: Strömungsprofil durch eine Zelle mit rechteckigem Querschnitt und einer Wand. Links: Strömungsrandbedingungen. Rechts: resultierendes Strömungsprofil.

Entsprechend der Methode aus Kapitel 4.6.3.4 lässt sich damit eine die z-Richtung berücksichtigende Permeabilität $K_{d,y}$ berechnen. An die Stelle des Differenzials in z-Richtung tritt damit

$$\frac{dp}{dy}\Big|_{z\text{-Richtung}} = \mu_d \cdot \frac{\bar{u}_y}{K_{d,y}}, \quad (77)$$

woraus folgt:

$$\frac{dp}{dy} = \frac{dp}{dy}\Big|_{x\text{-Richtung}} + \frac{dp}{dy}\Big|_{z\text{-Richtung}} = \mu_d \cdot \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \mu_d \cdot \frac{\bar{u}_y}{K_{d,y}} \quad (78)$$

Dabei ist \bar{u}_y die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit in der Zelle.

Bei Zellen, die genau eine Nachbarzelle zulassen, wie beispielsweise ein Dreiecksquerschnitt (Abb. 24, oben Mitte und Abb. 26) entfällt der differenzielle Term vollständig, und es bleibt allein der Widerstandsterm übrig. Im Gegensatz dazu entfällt der Widerstandsterm vollständig, wenn eine Zelle in Strömungsrichtung vier Nachbarn besitzt. In diesem Fall wird der Geschwindigkeitsgradient in beide Richtungen diskret (wie für die x-Richtung im vorangegangenen Beispiel) formuliert.

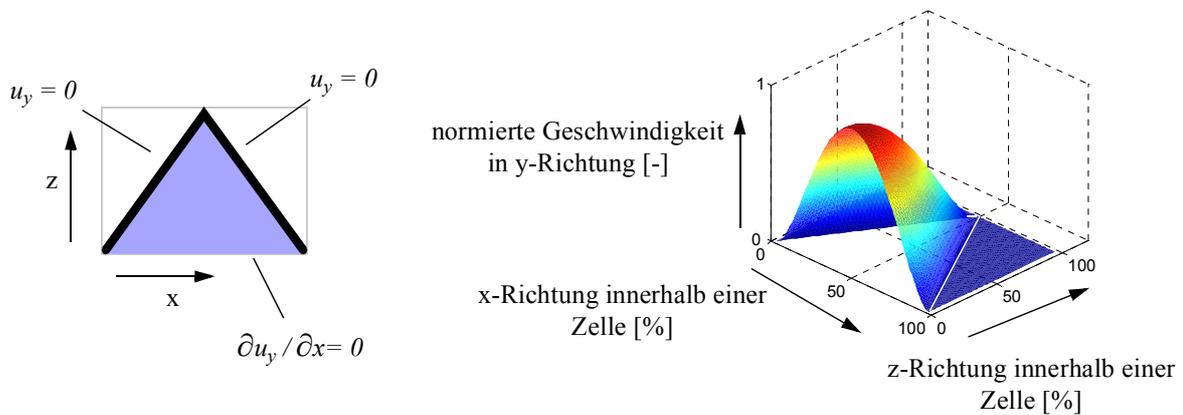


Abbildung 26: Strömungsprofil durch eine Zelle mit dreiecksförmigem Querschnitt und einer offenen Seite. Links: Strömungsrandbedingungen. Rechts: resultierendes Strömungsprofil.

Da je nach Typ des Basisquerschnitts der Geschwindigkeitsgradient allein, der Widerstand allein oder eine Kombination aus beiden auftreten kann, enthält die für alle drei Raumrichtungen verallgemeinerte Schreibweise des Impulssatzes für eine Zelle sowohl den Geschwindigkeitsgradienten als auch den Widerstandsterm (Gl. (79)).

$$\text{grad}(p) = \mu_d \cdot \Delta \vec{u} + \mu_d \left[\frac{\bar{u}_x}{K_{d,x}}, \frac{\bar{u}_y}{K_{d,y}}, \frac{\bar{u}_z}{K_{d,z}} \right]^T \quad (79)$$

Im Simulationsmodell wird für jede Zelle und für jede Raumrichtung geprüft, welcher der Anteile zu verwenden ist, und entsprechend werden die Gleichungen aufgestellt. Eine Besonderheit des Ver-

fahrens ergibt sich für den Fall, dass sich ein Querschnitt auf zwei benachbarte Basisquerschnittszellen reduzieren lässt (s. Abb. 27).

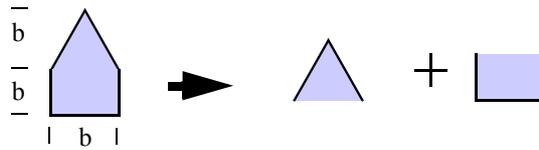


Abbildung 27: Aufteilung eines einfachen Querschnitts in zwei Basisquerschnitte. Die schwarze Umrandung symbolisiert die Wand. Die hellblaue Fläche im Inneren ist der Dampfraum.

In diesem Fall lässt sich die Strömungsleitfähigkeit des Gesamtquerschnitts näherungsweise als Summe der Leitfähigkeiten der Einzelquerschnitte berechnen. Der Fehler in der dargestellten Geometrie liegt bei einem Breiten- / Höhenverhältnis von 0,5 bei $< 2,5\%$.

Wird eine Geometrie, wie in Abb. 27 dargestellt, feiner diskretisiert und kann dadurch lokal das Differenzial gebildet werden, erhöht sich die Genauigkeit in der Form, dass der Druckverlauf innerhalb des Strömungsquerschnitts diskret genähert wird. Innerhalb der einzelnen Basisquerschnittszellen wird er entsprechend einer Rohrströmung lediglich als konstant angenommen.

In Tabelle A1 (Anhang 2) sind für die im Simulationsmodell enthaltenen Basisquerschnitte die Koeffizienten des Polynoms

$$\frac{1}{C_F} = A \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^7 + B \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^6 + C \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^5 + D \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^4 + E \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^3 + F \cdot \left(\frac{b}{h}\right)^2 + G \cdot \frac{b}{h} + H \quad (80)$$

zur Berechnung des Formfaktorkehrwerts ($1/C_F$) angegeben.

4.7.3 Gleichungsmatrix

Für jede Dampfzelle eines WR werden die Gleichungen (65) und (79) diskret aufgestellt. Die Geschwindigkeiten werden dabei entsprechend [40] als sog. “Staggered Grid” (Versetztes Gitter) auf die Zellenränder, der Druck auf das Zellenzentrum bezogen. In Abb. 28 ist diese Diskretisierungsart für die x-y-Ebene dargestellt. Dabei gibt (i, j, k) die Zellenposition in der WR-Platine an.

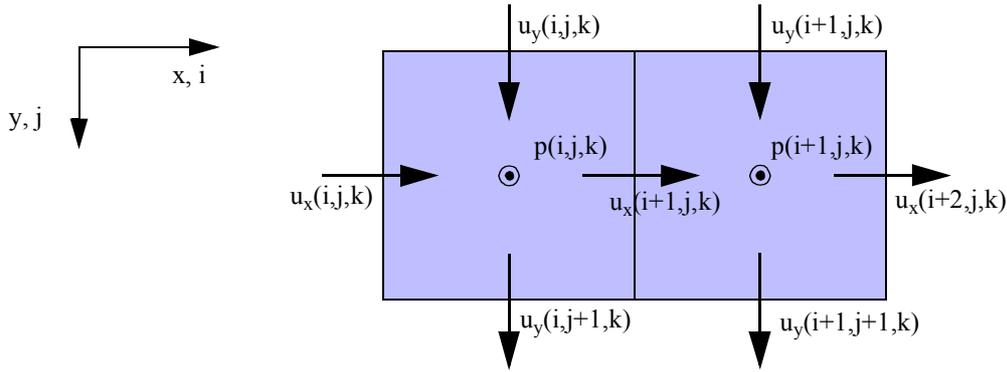


Abbildung 28: Diskretisierung des Dampfraums als “Staggered Grid”. Dargestellt für die x-y-Ebene.

Die Dampftemperatur innerhalb eines Wärmerohrs wird als konstant angenommen. Daher wird Gl. (65) für eine Zelle bei (i, j, k) innerhalb des Wärmerohrs zu

$$u_x(i, j, k) + u_x(i+1, j, k) + u_y(i, j, k) + u_y(i, j+1, k) + u_z(i, j, k) + u_z(i, j, k+1) = 0. \quad (81)$$

Die Diskretisierung von Gl. (79) erfolgt durch ein Verfahren zweiter Ordnung mit einer Zentralfdifferenz für die erste Ableitung und ergibt drei lineare Gleichungen. Das verwendete Verfahren entspricht der in [40] ausführlich dargestellten Methodik. Die Formeln werden aus diesem Grund in der vorliegenden Arbeit nicht weiter beschrieben.

Mit den Koeffizienten der Geschwindigkeitsvariablen von Gl. (81) und den Koeffizienten für den Druck und die Geschwindigkeiten der drei diskretisierten Gleichungen von Gl. (79) wird das Gleichungssystem

$$\overline{\overline{M}}_v \cdot \vec{p}_v = \vec{0} \quad (82)$$

erzeugt (der Null-Vektor ergibt sich durch Vernachlässigen der Gravitation). Das System wird implizit mittels eines GMRES-Verfahrens iterativ nach den Drücken und den Geschwindigkeiten (in \vec{p}_v) gelöst. Im Lösungsvektor \vec{p}_v sind dabei sowohl die Geschwindigkeiten als auch die Drücke enthalten:

$$\vec{p}_v = [u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}, \dots, p_1, p_2, p_3, \dots]^T. \quad (83)$$

Die Nummerierung der Geschwindigkeiten und Drücke (Laufindices 1, 2, 3...) steht durch eine Liste in direktem Zusammenhang mit der Position (i, j, k) der betroffenen Zelle in der Platine. Diese Index-zu-Position-Liste wird beim Aufstellen der Matrix erstellt. Nachdem Gleichung (83) gelöst ist,

wird (anhand der Tabelle) für jeden Index die zugeordnete Zellenposition bestimmt und der zuvor berechnete Druck in der Zelle eingetragen. Anhand der nun bekannten Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit erfolgt die Dry-Out-Berechnung (Kapitel 4.6.7).

4.8 Vergleich mit Experimenten für den horizontalen Betrieb

Zur Überprüfung des Simulationsmodells wurden die Geometrien der im Projekt KHIEPCOOL [44] (Anhang 4) untersuchten Wärmerohrplatten modelliert und jeweils die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit berechnet. Die Permeabilität (in der Strukturebene) der verwendeten Kapillarnetzstruktur wurde dabei mittels

$$K_{fl} = \frac{d_w^2 \cdot \varepsilon^3}{122 \cdot (1 - \varepsilon)^2} \quad (84)$$

angenähert [26]. Dabei ist d_w der Drahtdurchmesser und ε die Porosität. Die Porosität (in Strömungsrichtung) der Netzstrukturen mit der Maschenzahl N ergibt sich nach [10] aus der Gleichung

$$\varepsilon = 1 - 1,05 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot N \cdot d_w \quad (85)$$

In Abb. 29 sind zum Vergleich die Ergebnisse von Messung und Rechnung aufgetragen.

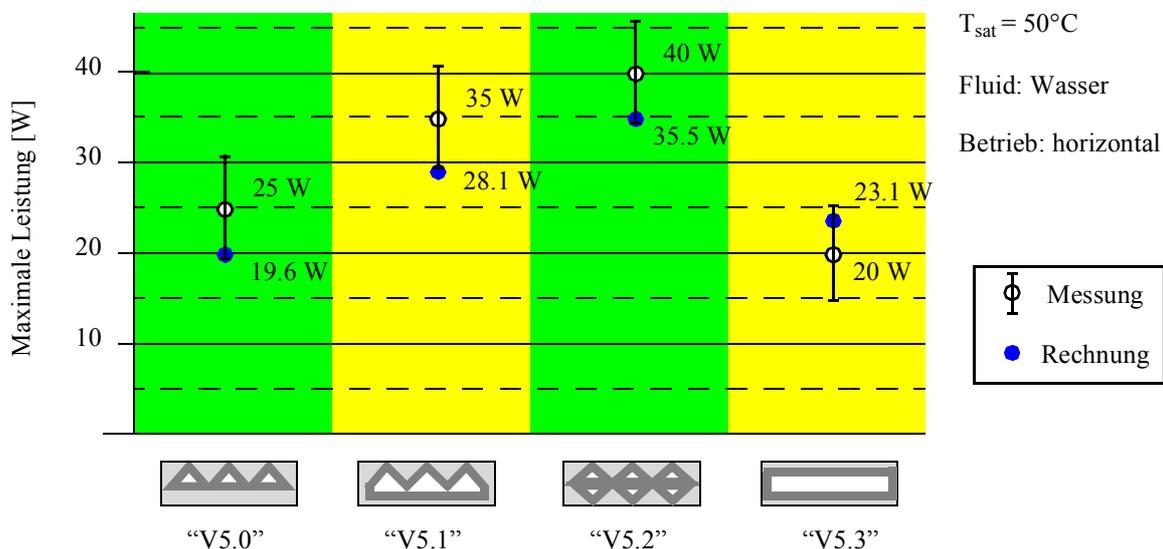


Abbildung 29: Maximale Leistungen für vier Wärmerohrplatten. Die Bezeichnung “V5.x” ist die KHIEPCOOL-Notation.

Im Rahmen der Messungenauigkeiten (Anhang 3) gibt es eine gute Übereinstimmung der berechneten und der gemessenen maximalen Wärmeübertragungsleistungen. Für die Struktur V5.3 liegt der berechnete Wert über dem Messwert, für die Strukturen V5.0, V5.1 und V5.2 unterhalb. Ursachen

für die Abweichungen zwischen Messungen und Berechnungen können beispielsweise die Modellannahmen für die Dreiecksrillen sein, die möglicherweise zu einem zu hohen Druckverlust führen. Weitere Begründungen sind, dass evtl. der Dampfraum der Struktur V5.3 als zu groß angenommen wurde, oder dass der Dampfraum fertigungsbedingt lokale Verengungen aufweist.

4.9 Vernachlässigung der Mikrowärmerohreigenschaft

Der hydraulische Durchmesser eines Mikrowärmerohrs [14] und die Kapillarkrümmung der Flüssigkeit liegen in derselben Größenordnung bei ca. 0,1 bis 1mm. Die Flüssigkeit wird durch Kapillarkräfte in den Kanten des WR gehalten. Wird Flüssigkeit aus der Heizzone verdampft, stellt sich ein Krümmungsverlauf in der Flüssigkeitsoberfläche zwischen Heiz- und Kondensationszone ein. Die Resultierende der Kapillarkräfte treibt die Flüssigkeit in Richtung des Heizers. Das Funktionsprinzip eines Mikrowärmerohrs entspricht folglich dem eines üblichen Wärmerohrs. Der Vorteil eines Mikrowärmerohrs ist der verbesserte radiale Wärmedurchgang im Vergleich zu einem Wärmerohr mit zusätzlicher Kapillarstruktur. Die Wärmerohrwand ist gleichzeitig Teil der Kapillarstruktur, wodurch der thermische Pfad sehr kurz ist. D.h. der thermische Pfad verläuft nicht durch eine Schicht aus relativ schlecht wärmeleitender Kapillarstruktur.

Der Hauptnachteil eines Mikrowärmerohrs ist der auf die Wärmerohrkanten beschränkte Flüssigkeitsquerschnitt. Die maximale Wärmetransportfähigkeit $\dot{Q}L_{eff}$ eines einzelnen Mikrowärmerohrs ist dementsprechend niedrig und liegt in der Größenordnung von $0,01 \text{ Wm}^1$ für Wasser als Arbeitsfluid und 50°C Sättigungstemperatur [12][28][41]. Im Vergleich dazu besitzt ein herkömmliches Wärmerohr mit einem hydraulischen Durchmesser von 1mm eine Wärmetransportfähigkeit von ca. $0,2 \text{ Wm}$. D.h. die sich evtl. in den Kapillarstrukturkanten eines Wärmerohrs (mit oberflächenbedeckenden Kapillarstrukturen, vgl. Abb. 39) ausbildenden Menisken tragen nur mit etwa 5% zur Gesamtleistung bei und sind daher vernachlässigbar.

1. Die Wärmetransportfähigkeit eines Wärmerohrs nimmt näherungsweise linear mit zunehmender effektiver Länge ab. Das Produkt aus der effektiven Wärmerohrlänge und der dabei übertragbaren Wärmeleistung ergibt die Einheit $[\text{Wm}]$.

5. Optimierung von Wärmerohrplatinen

In Kapitel 4 wird gezeigt, wie sich eine Wärmerohrplatine mit geringem Aufwand auf der Basis von linearen Widerstandsnetzen ein- und dreidimensional modellieren lässt. Aufgrund der guten Übereinstimmung von darauf basierenden Simulationsrechnungen mit Experimenten kann davon ausgegangen werden, dass sich aufbauend auf diesen Annahmen Methoden zur Optimierung der Wärmerohrstrukturen entwickeln lassen.

Im Folgenden wird gezeigt, dass eine Wärmerohrstruktur ein theoretisch nicht überschreitbares Maximum für die Wärmeübertragungsfähigkeit besitzt und wie dieses Maximum bestimmt, d.h. die Struktur optimiert wird. Dies erfolgt zum einen für eine homogene (Kapitel 5.1), zum anderen für eine inhomogene Kapillarstruktur (Kapitel 5.2). In diesen Kapiteln wird von einschränkenden Annahmen, nämlich einer bekannten Kapillarstrukturstärke und einem vernachlässigbaren Dampfdruckabfall ausgegangen. Für beide Fälle wird jeweils eine Beispielrechnung durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Optimierungsuntersuchung über den Dampfraumquerschnitt anhand von fünf Beispielgeometrien (Kapitel 5.4), wobei hier auch die Strukturstärke ein zu optimierender Parameter ist. Schließlich wird gezeigt, wie sich eine Wärmerohrstruktur optimal in eine Platine integrieren lässt (Kapitel 5.5).

5.1 Optimale Maschenzahl einer homogenen Kapillarnetzstruktur

Je kleiner der effektive Porenradius (vgl. Gl. (28)), desto größer ist die Pumpwirkung der Kapillarstruktur. Allerdings steigt auch der Strömungswiderstand. Das Optimum liegt vor, wenn der maximale Wärmestrom übertragen werden kann, d.h. durch einen Kapillarquerschnitt ein von der Kapillarkraft angetriebener maximaler Massenstrom fließt. Die Maschenzahl steht in direktem Zusammenhang mit dem effektiven Porenradius ($r_{eff} \cong l / (2N)$) [10] und der Permeabilität (vgl. Gl. (88)). Sie ist daher der zu optimierende Parameter. In der Regel wird versucht, die optimale Maschenzahl experimentell durch Versuchsreihen zu ermitteln [35]. Der Erfolg hängt im Wesentlichen davon ab, ob sich das Optimum im untersuchten Parameterraum befindet.

Falls der Druckverlust in der Kapillarstruktur der maßgebliche Druckverlust im System und die Stärke der Kapillarstruktur vorgegeben ist, kann anhand einer theoretischen Optimierung bereits ein Startpunkt (N, n_{struct}) für die weiteren experimentellen Untersuchungen gefunden werden. Für eine optimale Kapillarstruktur ist der sich durch den Massenstrom einstellende Druckabfall gerade gleich der maximalen Kapillarkraft (Gl. (86)):

$$\Delta p = \frac{v_{fl}}{K \cdot A} \cdot L \cdot \dot{m} + \rho_{fl} \cdot g \cdot L \cdot \sin \beta = \sigma \cdot \left\{ \frac{2}{r_{eff}} \right\} \cdot \cos \theta = \Delta p_{cap} \quad . \quad (86)$$

Der Flüssigkeitsquerschnitt ist durch den Dampfraumquerschnitt begrenzt. Die Länge ist vorzugeben und die Stoffgrößen sind von der Dampfraumtemperatur abhängig.

Die Permeabilität einer Gitternetzstruktur mit einem Drahtdurchmesser d_w und einer Porosität ε (parallel zu den Maschen) wird mittels Gl. (84) angenähert, die Porosität durch Gl. (85). Der Drahtdurchmesser eines Kapillarnetzes hängt von der Maschenzahl N , d.h. der Anzahl der Drähte pro Längeneinheit ab. Er kann von einem gegebenen Referenzkapillarnetz (d_0, N_0) ausgehend in erster Näherung als umgekehrt proportional zur Maschenzahl angenommen werden (Gl. (87)):

$$d_w = \frac{d_0 \cdot N_0}{N} \quad . \quad (87)$$

Die möglichen Drahtdurchmesser sind allerdings vom Hersteller, dem Fertigungsverfahren, dem verwendeten Material und der Webart abhängig. In [27] geben Chan et al. die experimentell ermittelten Kapillarkräfte und Permeabilitäten gängiger Strukturen an. Das Arbeitsfluid ist dabei Wasser. Eine Sammlung weiterer Messdaten für verschiedene Kapillarstrukturen findet sich in [10].

Aus Gl. (85) und Gl. (87) eingesetzt in Gl. (84) folgt für die Permeabilität:

$$K = \frac{d_0^2 \cdot N_0^2 \cdot \left(1 - 1,05 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_0 \cdot N_0\right)^3}{122 \cdot \left(1,05 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot N_0 \cdot d_0\right)^2} \cdot \frac{1}{N^2} = C_K \cdot \frac{1}{N^2} \quad . \quad (88)$$

Für andere Strukturen, z.B. aus Sinterpulver oder Längsrillen, ändert sich am Prinzip der im Folgenden beschriebenen Algorithmik nichts. Die Gl. (85) bis Gl. (88) sind je nach Anwendungsfall durch entsprechend andere Funktionen (z.B. auf Basis von [13]) zu ersetzen.

Zur Veranschaulichung wird ein gegen die Gravitation betriebenes Wärmerohr mit einer effektiven Länge von $L_{eff} = 0,1m$ und einem Kapillarquerschnitt von $A=1,2mm^2$ untersucht. Das Arbeitsfluid ist Wasser, die Sättigungstemperatur beträgt $50^\circ C$. Die Stärke der Kapillarstruktur d_{struct} wird als konstant ($d_{struct}=0,2mm$) angenommen. Inwieweit sich die angenommene Strukturstärke in eine realistische Anzahl an Netzlagen umsetzen lässt, wird in Kapitel 5.1.1 beschrieben. Das Referenzkapillarnetz besitzt eine Maschenzahl von $N_0 = 325$ 1/Zoll und einen Drahtdurchmesser von $d_0=36\mu m$. Der Kontaktwinkel wurde zu $\theta = 0^\circ$ gesetzt (vgl. Abb. 30).

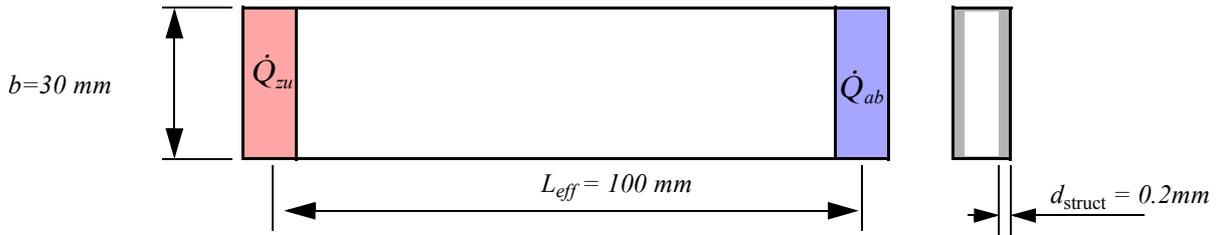


Abbildung 30: Theoretisch untersuchtes Wärmerohr für die Optimierung der homogenen Kapillarstruktur. Da der Dampfdruckverlust vernachlässigt wird, sind keine Angaben zum Dampfraum vorhanden.

In Abb. 31 sind zum einen die sich aus Gl. (86) und Gl. (88) ergebenden Druckverlustkurven für unterschiedliche Wärmeleistungen über der Maschenzahl dargestellt. Der Ursprung der Kurven liegt wg. des Betriebs gegen die Gravitation bei $\Delta p_0 = \rho g L_{eff} = 980 Pa$. Zum anderen enthält die Abbildung die Kapillardruckgerade Gl. (89), die sich ergibt, wenn die Beziehung $r_{eff} = 1/2N$ in Gl. (28) eingesetzt wird:

$$\Delta p_{cap} = 4\sigma \cdot N \cdot \cos\theta \quad (89)$$

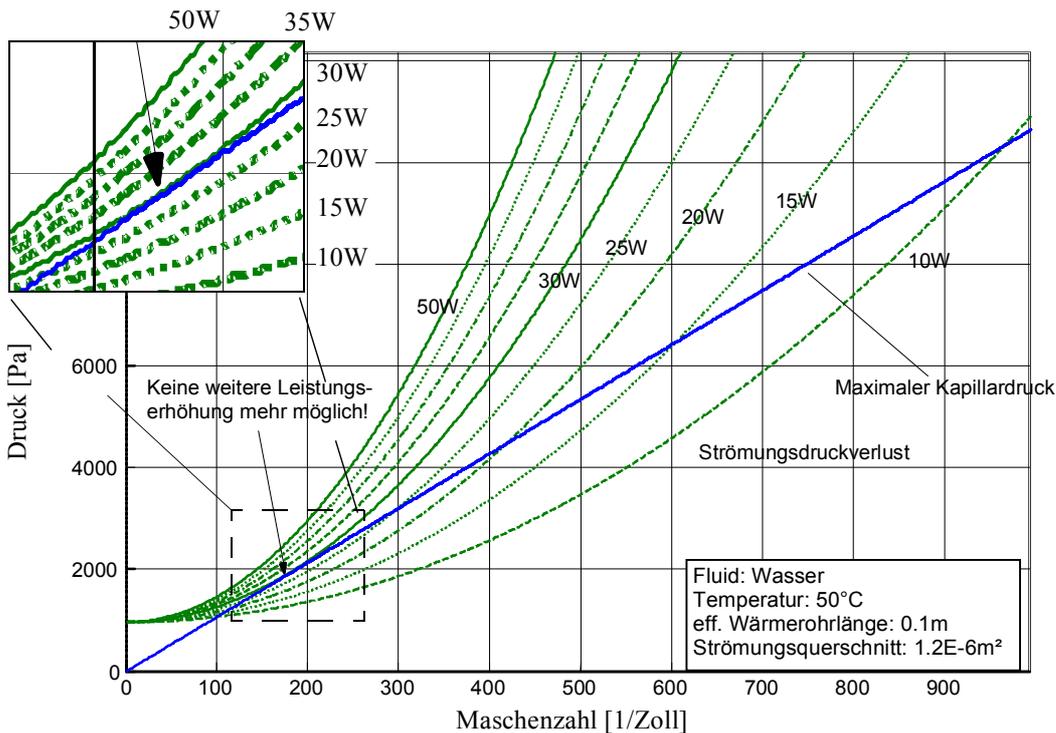


Abbildung 31: Druckverlust und Kapillardruck über der Maschenzahl für ein senkrecht gegen die Gravitation betriebenes Wärmerohr.

Für Wärmeleistungen von 10W bis 25W sind jeweils zwei Schnittpunkte der Druckverlustkurven mit der Kapillardruckgeraden vorhanden. Die Schnittpunkte kennzeichnen das Maschenzahlminimum und -maximum. D.h. eine Kapillarstruktur darf eine der beiden Maschenzahlen besitzen, damit die vorgegebene Wärmeleistung gerade noch übertragen werden kann. Für Maschenzahlen dazwischen kann eine größere Wärmeleistung als die angenommene übertragen werden. Die optimale

Kombination Maschenzahl/Wärmeübertragungsfähigkeit ergibt sich damit für die Leistung, bei der die Druckverlustkurve die Kapillardruckgerade tangiert. Diese Maschenzahl ist die optimale Maschenzahl.

In beschriebenen Fall ist die Maximalleistung 29,5W bei einer Maschenzahl von 181 Maschen/Zoll. Für größere Leistungen ist der Druckverlust auf jeden Fall größer als der maximale Kapillardruck. D.h. für das untersuchte Wärmerohr mit den Näherungsgleichungen für den Drahtdurchmesser (Gl. (87)), die Porosität (Gl. (85)), die Permeabilität (Gl. (84)) und das gewählte Referenznetz gibt es kein homogenes Kapillarnetz das Wärmeleistungen $\approx 30\text{W}$ übertragen kann. In der Praxis kann dieser Leistungswert allerdings sowohl über- als auch unterschritten werden (vgl. Kapitel 5.1.1).

Das Optimum lässt sich iterativ berechnen¹ (s. Abb. A9, Anhang 7). Die Leistungserhöhung/-verminderung wird durch ein Bisektionsverfahren ermittelt. Dabei wird für den mittleren Leistungswert zwischen einer oberen und unteren Schranke geprüft, ob die Leistung zu hoch ist. Falls dem so ist, wird die obere Schranke auf den mittleren Wert gesetzt. Falls nicht, wird die untere Schranke durch ihn ersetzt. Anschließend wird der mittlere Wert für die neuen Schranken neu berechnet. Dieser Vorgang wird so lange wiederholt, bis die Differenz der beiden Schranken einen vorgegebenen Wert unterschreitet.

5.1.1 Realisierung der Netzstruktur

Im Fall von Netzstrukturen liefert die Umrechnung der Strukturstärke in die Anzahl der Netzlagen n_{struct} meistens keinen ganzzahligen Wert². Daher kann die Strukturstärke selten exakt durch Netzlagen erreicht werden. D.h. es muss von einer Näherungslösung ausgegangen werden.

Wird angenommen, dass gewebte, ungesinterte, unverpresste Netzstrukturen eine Stärke von ca. dem 2-Fachen des Drahtdurchmessers besitzen, d.h. die Strukturstärke $d_{struct} = 2 \cdot d_w \cdot n_{struct}$ ist, liefert die erste Näherung der (maximalen) Anzahl der Netzlagen

$$n_{struct} = \text{floor}\left(\frac{d_{struct}}{2 \cdot d_w}\right). \quad (90)$$

(Die *floor()* - Funktion schneidet alle Stellen hinter dem Komma ab. Dadurch wird sichergestellt, dass die Kapillarstruktur nicht die maximal vorgegebene Strukturstärke überschreitet).

-
1. Für das beschriebene Beispiel ließe sich das Optimum auch analytisch bestimmen. Da in der vorliegenden Arbeit eine allgemeingültige Vorgehensweise dargestellt ist, wird jedoch nicht näher darauf eingegangen.
 2. Im Fall von Sinterstrukturen oder Kapillarrillen kann die Strukturstärke direkt eingestellt werden.

Für das in Kapitel 5.1 gegebene Beispiel wäre die der theoretisch optimalen Struktur (Tabelle 3, obere Zeile) ähnlichste Struktur ein 200 1/Zoll-Netz ($d_w = 42\mu\text{m}$, Tabelle 3, untere Zeile). Der effektive Porenradius, die Porosität und die Permeabilität sind dabei Messwerte für ein SST 200Mesh-Netz aus [10]. Der Drahtdurchmesser d_w für dieses Netz ist [27] entnommen. Mit diesen Daten wurde \dot{Q}_{max} für die realitätsnahe Struktur berechnet (Tabelle 3, untere Zeile).

Tabelle 3: Praxisrelevante Näherung für die theoretisch optimale Netzstruktur aus dem gegebenen Beispiel (180 1/Zoll, 200 μm Strukturstärke)

Netz	N	d_w	n_{struct}	$n_{\text{struct}} \times 2 \cdot d_w$	r_{eff}	ε	K	\dot{Q}_{max}
	[1/Zoll]	[μm]	[-]	[μm]	[μm]	[-]	[10^{-10}m^2]	[W]
theor.	181	65 μm	1.54	200	70	0.62	0.57	29.5
praxis	200	42 μm	2	168	58	0.733	0.52	32.2

Offensichtlich ermöglicht die praxisnahe Netzstruktur theoretisch eine größere übertragbare Wärmeleistung als die der Optimierungsrechnung. Die größere Wärmeübertragungsfähigkeit ergibt sich aus dem geringeren effektiven Porenradius. Der sich ergebende höhere Kapillardruck überkompensiert die leicht geringere Permeabilität und Querschnittsfläche. Solch geringe Unterschiede in der berechneten Leistungsfähigkeit ergeben sich prinzipbedingt dadurch, dass in der Optimierungsrechnung die Zusammenhänge zwischen den Größen Maschenzahl, Permeabilität und Porenradius durch Näherungsgleichungen ausgedrückt werden. Die Menge der sich ergebenden Kombinationen dieser Größen enthält daher nicht zwangsläufig alle in der Praxis vorkommenden Kombinationen.

5.1.2 Einfluss des Benetzungswinkels, der Gravitation und des Dampfdruckverlusts

Für Fluid/Netz-Paarungen mit einem Benetzungswinkel $\theta > 0^\circ$ ist die Kapillardruckgerade flacher als diejenige, die in Abb. 31 eingezeichnet ist. Folglich verschiebt sich das Optimum in Richtung größerer Maschenzahlen und kleinerer Wärmeleistungen.

Für den waagrechten Betrieb verschiebt sich der Ursprung der Druckverlustkurven in den Nullpunkt. Folglich wäre es mit einer geringen Maschenzahl nahe $N=0$ möglich, eine praktisch unbegrenzt hohe Leistung zu übertragen. Dies macht physikalisch keinen Sinn. Der Fehler liegt vorrangig in der Wahl von Gl. (84), die eigentlich für Filterströmungen durch eine homogene Struktur gilt. Bei niedrigen Maschenzahlen, bei denen die Maschen deutlich weiter werden als die Struktur dick ist, liegt solch eine homogene Struktur nicht mehr vor.

Des weiteren wurde, wie eingangs erwähnt, der Dampfdruckverlust nicht berücksichtigt. Auch bei einem, gegenüber dem Druckverlust in der Flüssigkeit, geringen Dampfdruckverlust beginnen die

Druckverlustkurven nicht mehr im Nullpunkt. D.h. Maschenzahlen von $N=0$ sind unmöglich. Für hohe Leistungen oder einen geringen Dampfraumquerschnitt kann der Dampfdruckverlust nicht mehr vernachlässigt werden. Als Folge muss der Ursprung für jede Druckverlustkurve in Abhängigkeit der Maschenzahl bestimmt werden. In Kapitel 5.4.1 wird der dahin gehend geänderte Algorithmus beschrieben.

Es ist nochmals anzumerken, dass diese Darstellung nur ein Beispiel ist. Es kann nur Anhaltspunkte zur Auswahl von Kapillarstrukturen liefern. Für exaktere Aussagen sind erhältliche Netzstrukturgrößen (s. [10], [27]) einzusetzen anstatt die lineare Gl. (87).

5.2 Optimaler Maschenzahlverlauf einer inhomogenen Kapillarnetzstruktur

In einer homogenen Kapillarnetzstruktur (s. Kapitel 5.1) wie auch in anderen Kapillarstrukturen (Sinterstrukturen, Rillenstrukturen) ist der effektive Porenradius über der gesamten Länge der gleiche wie in der Verdampfungszone. Hier muss er so klein sein, dass der Gesamtdruckabfall überwunden wird. Dadurch sind im Bereich der Kondensation die Poren kleiner und damit der Druckabfall größer als eigentlich notwendig. Es ist daher sinnvoll, die Porengröße und damit die Permeabilität entlang der Wärmerohrachse so zu variieren, dass der Gesamtdruckabfall minimiert wird. Das Optimum wird erreicht, wenn die Permeabilität in jedem Abschnitt maximal und der effektive Porenradius minimal ist, d.h. er muss gerade klein genug sein, um die Druckdifferenz zwischen Dampf- und Flüssigkeitsphase aufrecht zu halten. Eine solche Kapillarstruktur wird im Folgenden als “inhomogene Kapillarstruktur” bezeichnet. Eine *optimale* inhomogene Kapillarstruktur besitzt die theoretisch am höchsten erreichbare Stoff- und damit Wärmetransportfähigkeit für ein bestimmtes Fluid bei einer bestimmten mittleren Temperatur in Abhängigkeit der vorgegebenen Länge, des Strömungsquerschnitts und des Dampfdruckverlaufs.

5.2.1 Stand der Technik

Das in [24] verwendete Computerprogramm “GRADE” berechnet bei gegebenen Randbedingungen einen Kapillarnetzstrukturverlauf durch den die Kapillarkraft an jeder Stelle im Wärmerohr gerade ausreichend ist, um den Druckabfall zu überwinden. In der Summe sinkt damit der Gesamtdruckabfall. Die experimentellen Ergebnisse belegen, dass der berechnete Maschenzahlverlauf zu einer Vergrößerung der maximalen Wärmetransportfähigkeit im Vergleich zu einer optimierten homogenen Struktur führt. Dennoch scheint das verwendete Berechnungsverfahren nicht genau genug zu sein, da die experimentellen Ergebnisse deutlich unter den vorhergesagten liegen.

In [25] wird ein ähnlich arbeitendes Optimierungsverfahren vorgestellt. Die grundlegende Bilanzgleichung für jeden Strukturabschnitt in axialer Richtung ist mit Gl. (91) dieser Arbeit gleichzusetzen. Allerdings scheinen die vorgestellten analytisch gelösten Gleichungen nicht korrekt interpretiert zu sein (wie Sprünge in den dargestellten Druckverläufen andeuten). Es lassen sich keine Aussagen über Strukturen mit einer endlichen Anzahl Längenabschnitte machen, da die Diskretisierung in endliche Abschnitte nicht berücksichtigt wird.

5.2.2 Optimale inhomogene Kapillarnetzstruktur

Innerhalb eines infinitesimal kleinen Streckenabschnitts dx im adiabaten Bereich folgt für die Änderung der Kapillardruckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit die Differenzialgleichung der Gleichgewichtsbedingung

$$d \Delta p_{cap} = \rho_{fl} \cdot g \cdot \sin \beta \, dx + \dot{m}_{fl} \cdot \frac{v_{fl}}{K(\kappa(x)) \cdot A} \, dx - C_d \cdot \dot{m}_d \, dx = \sigma \cdot \cos \theta \, d\kappa, \quad (91)$$

wobei der Flüssigkeitsmassenstrom entgegen der Strömungsrichtung des Dampfmassenstroms fließt, d.h. $\dot{m}_{fl} < 0$, $\dot{m}_{fl} = -\dot{m}_d$. Der Dampfströmungsdruckabfall wird als linear mit der Steigung C_d angenommen. Die optimale inhomogene Struktur ist eine Lösung dieser Differenzialgleichung. Der Massenstrom und die Integrationslänge sind vorgegeben; der Zusammenhang zwischen Permeabilität und Krümmung ist bekannt.

Wird nach [10] für den effektiven Porenradius eines Netzes $r_{eff} = l / 2N$ verwendet, ergibt sich für die Krümmung (vgl. Kapitel 4.6.2) der Zusammenhang

$$\kappa = 4N. \quad (92)$$

Wird entsprechend dem Beispiel aus Kapitel 5.1 Gl. (92) und Gl. (88) in Gl. (91) eingesetzt, folgt

$$\rho_{fl} \cdot g \cdot \sin \beta + \dot{m}_{fl} \cdot \frac{\kappa^2 \cdot v_{fl}}{16 \cdot C_k \cdot A} + C_d \cdot \dot{m}_{fl} = \sigma \cdot \cos \theta \frac{d\kappa}{dx}, \quad (93)$$

bzw. in allgemeiner Form

$$C_1 + C_2 \cdot \kappa^2 + C_3 = C_4 \frac{d\kappa}{dx}, \text{ mit} \quad (94)$$

$$C_1 = \pm \rho_{fl} \cdot g \cdot \sin \beta, \quad (95)$$

$$C_2 = \dot{m}_{fl} \cdot \frac{v_{fl}}{16 \cdot C_k \cdot A}, \quad (96)$$

$$C_3 = C_d \cdot \dot{m}_{fl} \text{ und} \quad (97)$$

$$C_4 = \sigma \cdot \cos \theta. \quad (98)$$

5.2.2.1 Analytische Lösung

Um zu zeigen, dass sich für diese Kapillarnetzstruktur ohne Annahme eines N_{max} keine analytische Lösung ermitteln lässt, die zu einer realisierbaren Kapillarstruktur führt, wird an dieser Stelle kurz auf die analytische Lösung für eine Netzstruktur eingegangen.

Die analytische Lösung der Differenzialgleichung (93) mit der Randbedingung $\kappa(0) = 0$ und dem Zusammenhang Gl. (92) ergibt die Tangentialfunktion (vgl. Abb. 32):

$$N(x) = \frac{1}{4} \cdot \tan \left(x \cdot \frac{\sqrt{C_1 \cdot C_2 + C_2 \cdot C_3}}{C_4} \right) \cdot \sqrt{C_1/C_2 + C_3/C_2}. \quad (99)$$

Theoretisch sinnvolle Lösungen ergeben sich für Gl. (99) im Intervall

$$0 \leq x/C_4 \cdot \sqrt{C_1 \cdot C_2 + C_2 \cdot C_3} \leq \pi/2. \quad (100)$$

Der maximal übertragbare Wärmestrom folgt aus der Grenzwertgleichung

$$\frac{\sqrt{C_1 \cdot C_2 + C_2 \cdot C_3}}{C_4} = \frac{\pi}{2 \cdot L_{eff}} \quad (101)$$

zu

$$\dot{Q}_{max} = \Delta h_v \cdot \frac{(\sqrt{C_1^2 \cdot v^2 \cdot L_{eff}^2 + 16 \cdot v_{fl} \cdot C_d \cdot \pi^2 \cdot C_4^2 \cdot C_k \cdot A}) - C_1 \cdot (v_{fl} \cdot L_{eff})}{2 \cdot v_{fl} \cdot C_d \cdot L_{eff}}, \quad (102)$$

bzw. für den Fall, dass $C_d = 0$ ($\Delta p_d = 0$) angenommen wird:

$$\dot{Q}_{max} = \Delta h_v \cdot \dot{m}_{max} = 4 \cdot \Delta h_v \cdot \frac{\pi^2 \cdot C_4^2 \cdot C_k \cdot A}{C_1 \cdot v_{fl} \cdot L_{eff}^2}. \quad (103)$$

(Die beiden Lösungen (102), (103) wurden durch Verwendung des Programms ‘‘Matlab 6.0’’ bestimmt)

Die hergeleitete Wärmeübertragungsfähigkeit (Gl. (102), Gl. (103)) stellt das theoretische Optimum dar, ist jedoch in der Praxis aus mindestens zwei Gründen nicht erreichbar:

1. Die Maschenzahl erreicht am Heizerende einen unendlich großen Wert (vgl. Abb. 32).
2. Der Maschenzahlverlauf ist kontinuierlich und z.B. durch übliche Kapillarnetze nicht darstellbar.

Daher wird im nächsten Unterkapitel 5.2.3 die Optimierung einer diskretisierten inhomogenen Kapillarstruktur erläutert.

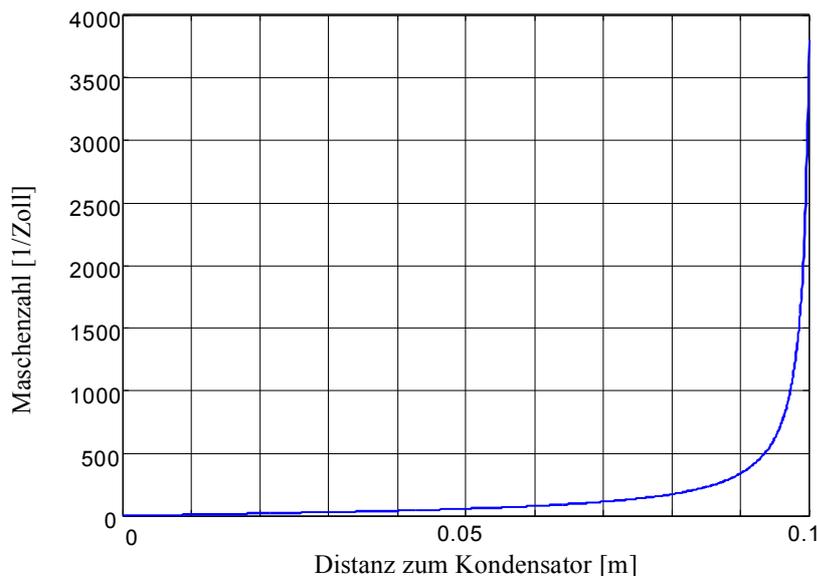


Abbildung 32: Lösung der Gl. (91), Näherung durch 2000 Elemente. Aufgetragen ist die Maschenzahl über die Wärmerohrlänge.

5.2.3 Optimaler Maschenzahlverlauf der diskretisierten Netzstruktur

Die Unterteilung des WR in diskrete Bereiche wird durchgeführt, um in jedem so entstandenen Abschnitt die jeweils optimale Maschenzahl zu ermitteln. So kann sichergestellt werden, dass vom WR die höchstmögliche Wärmeleistung in jedem Abschnitt übertragen wird. Als Beispiel werden die Daten des senkrecht gegen die Schwerkraft betriebenen Kapillarnetzwärmerohrs aus Kapitel 5.1 verwendet. Der Dampfströmungsdruckverlust wird vernachlässigt, d.h. der Dampfdruck wird als konstant über der Länge betrachtet.

Das Wärmerohr wird in n Elemente der Länge ΔL unterteilt (vgl. Abb. 33). Bei vorgegebener Wärmeleistung wird für jedes Längenelement mit einem auf Kapitel 5.1 basierenden Verfahren die optimale Maschenzahl ermittelt. Das Resultat wird vom Kondensationsbereich in Richtung Heizzone gehend für das nächste Element verwendet ($N_{\text{start}} > 0$). Dies wird für alle Längenelemente wiederholt. Anschließend wird die Wärmeleistung erhöht, bis die maximale Übertragungsfähigkeit für die

Gesamtlänge erreicht ist. Die berechneten Werte gelten jeweils vom *Abschnittsbeginn* bis *Abschnittsende*, d.h. beziehen sich *nicht* nur auf das *Abschnittszentrum*.

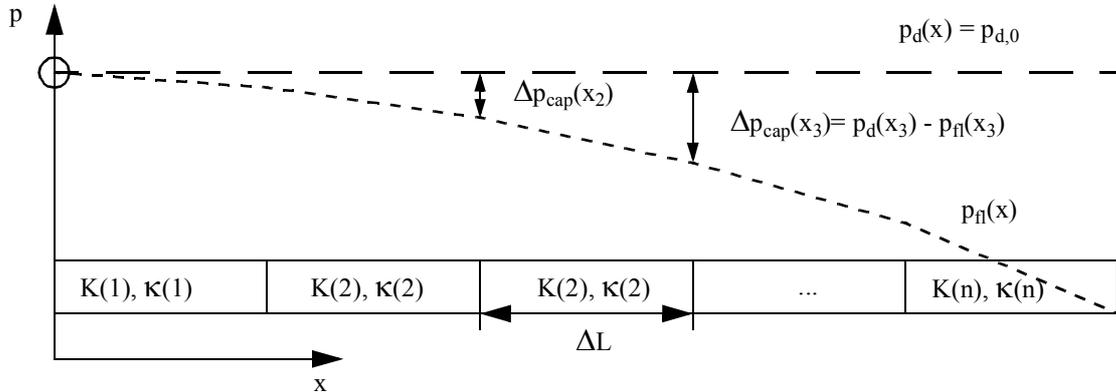


Abbildung 33: Druckverlaufskurven für Dampf und Flüssigkeit vom Kondensator ausgehend. Der Dampfdruck wird als konstant über die Länge angenommen. Die Kapillarnetzstruktur ist in n Elemente der Länge ΔL unterteilt.

Der sich ergebende Algorithmus ist in Abb. A10 (Anhang 7) dargestellt¹. Zu beachten ist, dass für einen Abschnitt i ausschließlich der linke Schnittpunkt mit der Kapillardruckgeraden bestimmt und als optimale Maschenzahl N_i verwendet wird. Die Maschenzahl des rechten Schnittpunkts führt zu einem schnelleren Anstieg des Druckverlusts von Element zu Element. Als Folge sinkt die maximal erreichbare Wärmeübertragungsleistung. Nachdem der Algorithmus abgearbeitet ist, liegt die maximal übertragbare Leistung \dot{Q}_{max} für eine inhomogene Kapillarnetzstruktur mit optimaler Maschenzahl $N_{1..n}$ im jeweiligen Abschnitt vor.

Der Einfluss der Anzahl der Längenelemente auf die maximal übertragbare Wärmeleistung ist in Abb. 34 dargestellt. Es handelt sich um Näherungslösungen von Gl. (91). Der Wert ganz links ($n=1$) ist mit dem einer optimierten homogenen Kapillarnetzstruktur identisch (Kapitel 5.1). Für 2000 Unterteilungen ergibt sich der Maschenzahlverlauf wie in Abb. 32 gezeigt. Ab ca. $n=400$ Unterteilungen nähert sich die maximal erreichbare Wärmeübertragungsfähigkeit asymptotisch einer oberen Grenze von ca. 285W. Linear mit der Anzahl der Unterteilungen erhöht sich (siehe Abb. 35) auch die maximale Maschenzahl, d.h. die Maschenzahl im Bereich des Heizers. Im unteren Diagramm von Abb. 35 ist für den Ausschnitt von 1 bis 25 Unterteilungen zusätzlich zur maximalen auch die minimale Maschenzahl angegeben.

1. Die Leistungserhöhung/-reduktion erfolgt entsprechend Kapitel 5.1 durch ein Bisektionsverfahren.

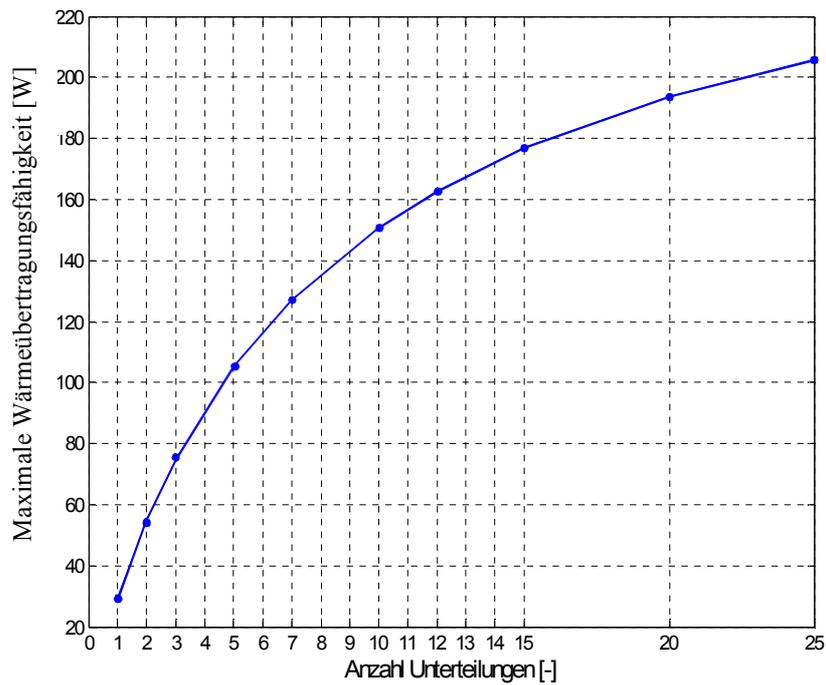
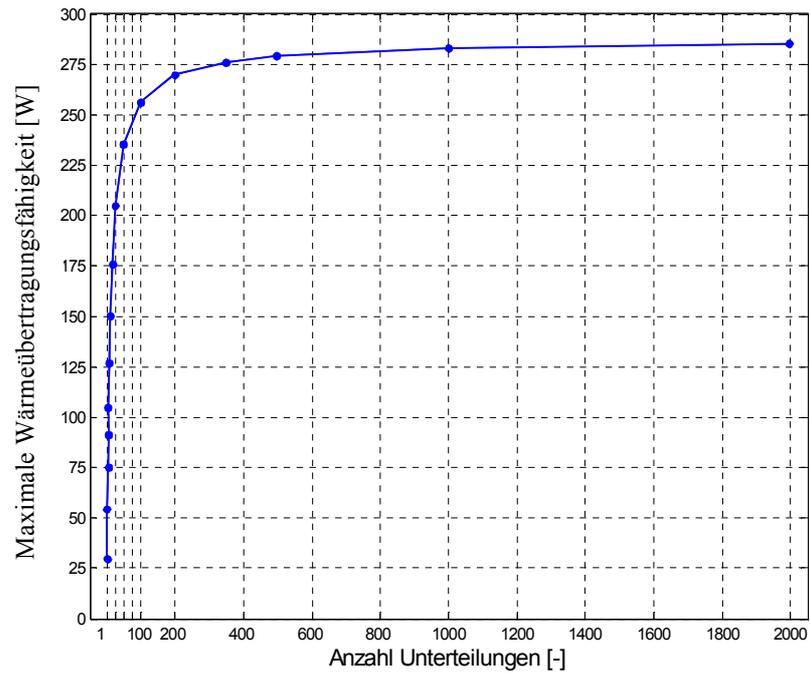


Abbildung 34: Maximale Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit von der Anzahl der Unterteilungen der Kapillarstruktur. Oben für Unterteilungen von 1 bis 2000. Unten ein Ausschnitt für den Bereich 1 bis 25 Unterteilungen.

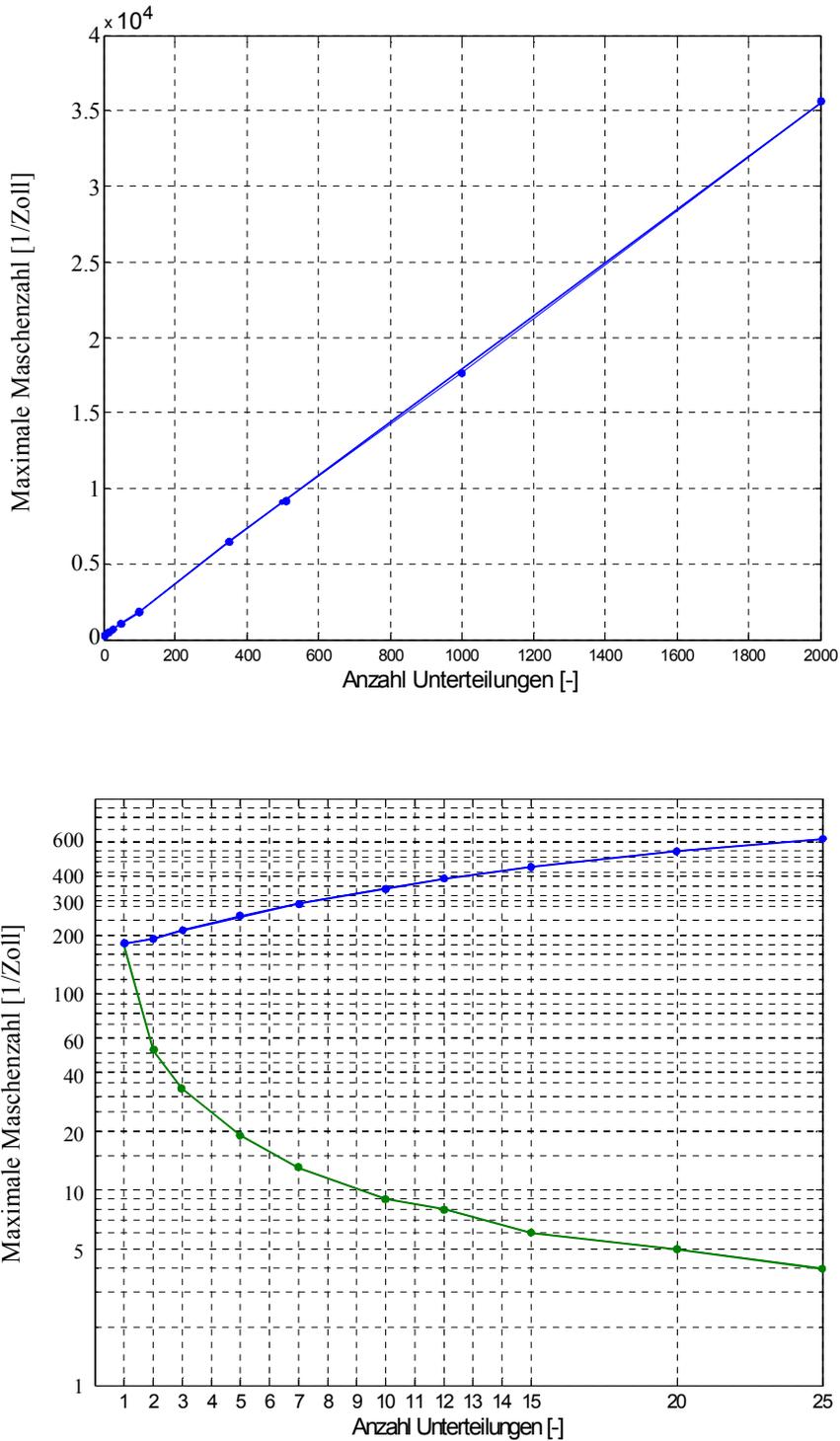


Abbildung 35: Linearer Anstieg der maximalen Maschenzahl bei zunehmender Unterteilung eines Wärmerohrs in Längenabschnitte. Oben für 1 bis 2000 Unterteilungen. Unten ein Ausschnitt für den Bereich 1 bis 25 Unterteilungen mit logarithmischer Darstellung für die Maschenzahlen. Die obere Kurve gibt die maximale, die untere Kurve die minimale Maschenzahl an.

Theoretisch lässt sich für das Beispiel durch die Verwendung einer inhomogenen Struktur die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit von 29,4W auf ca. 285W mehr als verneunfachen.

Dieses Ergebnis ist jedoch noch nicht von praktischer Relevanz, denn:

- Ab einer bestimmten Anzahl an Unterteilungen ist eine Struktur nicht mehr realisierbar. Zum einen wird die maximale Maschenzahl zu groß, zum anderen die minimale Maschenzahl zu klein. In dem gegebenen Beispiel ist die minimale Maschenzahl bereits bei drei Unterteilungen so klein, dass die Strukturstärke aufgrund des Drahtdurchmessers deutlich über der vorgegebenen Strukturstärke liegt. Eine inhomogene Kapillarstruktur wird daher erst praktisch anwendbar, wenn für die minimale Maschenzahl eine praxisrelevante untere Grenze festgelegt wird.

In Abb. 36 ist für das Beispielwärmerohr die Abhängigkeit der maximalen Maschenzahl von einer unteren Grenze (minimale Maschenzahl im Kondensator) und der Anzahl der Unterteilungen dargestellt, in Abb. 37 entsprechend die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit.

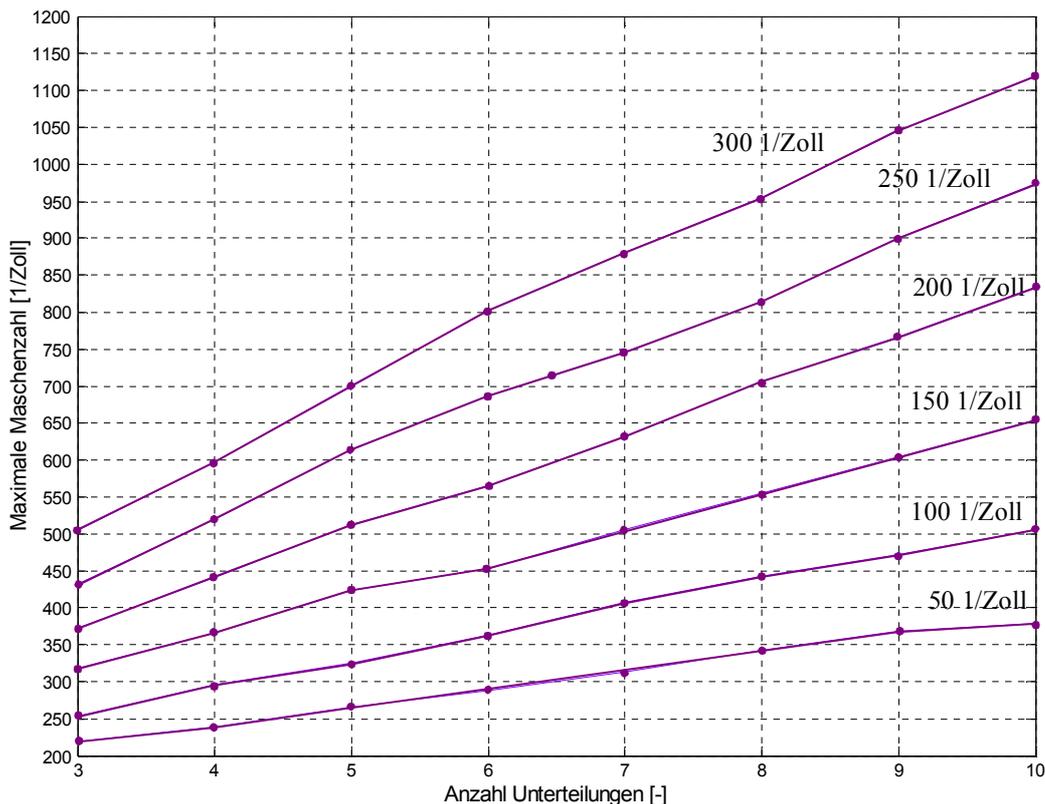


Abbildung 36: Maximale Maschenzahl in Abhängigkeit von der Anzahl der Unterteilungen und der minimalen Maschenzahl.

Es sind nur bis zu 10 Unterteilungen dargestellt, da mehr Unterteilungen zu nicht mehr praktikablen maximalen Maschenzahlen führen. Es zeigt sich, dass je größer die Mindestmaschenzahl im Kon-

densator ist, desto geringer ist die maximale Wärmetransportfähigkeit. Zusätzlich vergrößert sich die maximale Maschenzahl im Verdampfer. Die Ursache ist der bei einer großen Maschenzahl hohe Druckabfall im Kondensator; zu dessen Kompensation wird eine feinporigere Struktur in der Verdampfungszone nötig. Insgesamt ist der Strömungswiderstand dadurch größer und daher die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit kleiner.

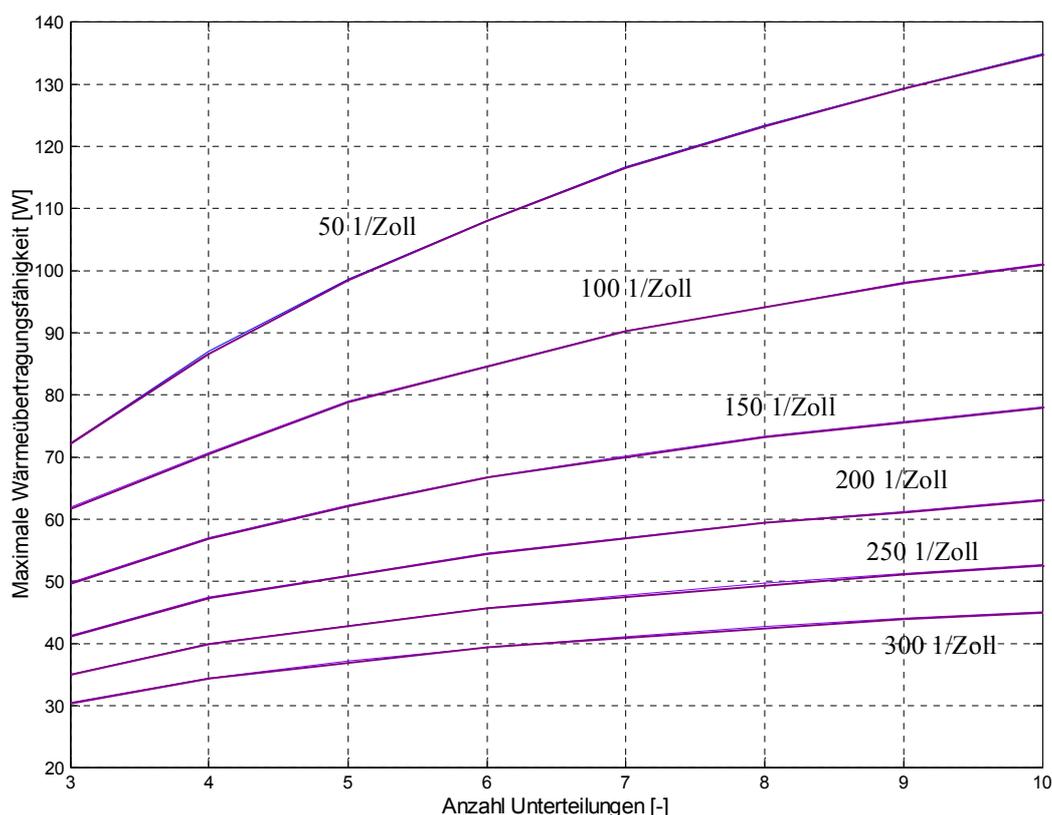


Abbildung 37: Maximale Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit von der Anzahl der Unterteilungen und der minimalen Maschenzahl.

In Abb. 38 ist beispielhaft der optimale Maschenzahlverlauf eines Wärmerohrs mit viergeteilter Struktur und vorgegebener Mindestmaschenzahl von 250 1/Zoll dargestellt. Der Optimierungsvorgang liefert als Ergebnis genau zwei unterschiedliche Maschenzahlen, da bis zum Ende von Abschnitt 3 diese Mindestmaschenzahl noch ausreicht, um den Druckabfall auszugleichen. Für dieses Beispiel liefert die dargestellte Vierfachunterteilung eine theoretische Leistungssteigerung relativ zur optimierten homogenen Kapillarstruktur (29,5W) um den Faktor 1,35 auf 39,9W.

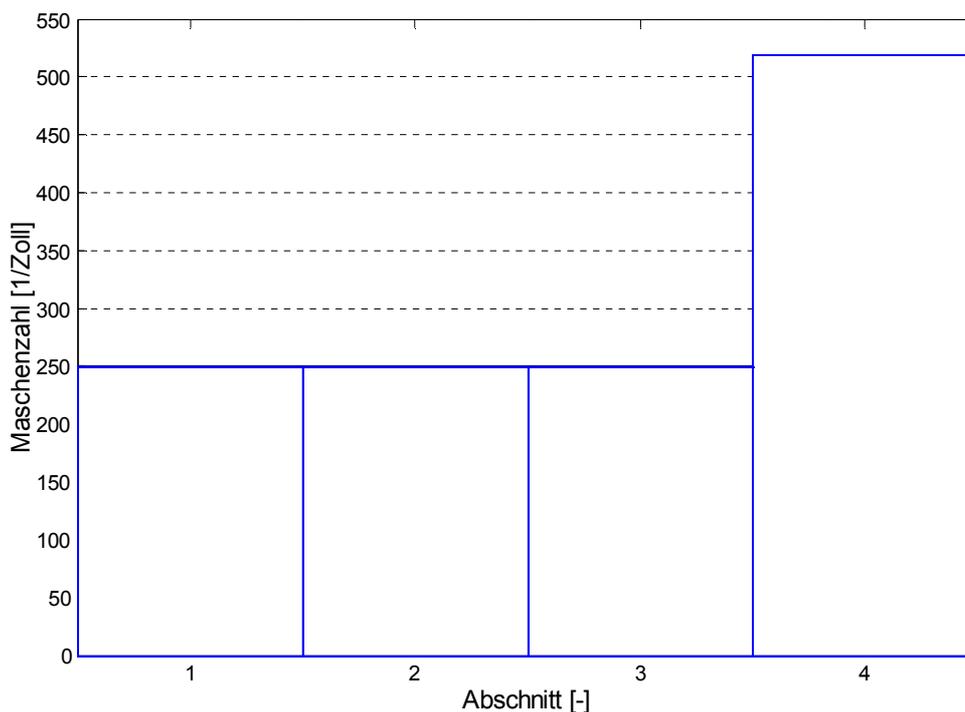


Abbildung 38: Wärmerohr mit viergeteilter Kapillarstruktur bei vorgegebener Mindestmaschenzahl von 250 1/Zoll.

5.2.4 Möglichkeiten zur Realisierung einer inhomogenen Netzstruktur

Wie bereits in Kapitel 5.1.1 beschrieben, können die optimalen Parameter für die Maschenzahl N und die Anzahl der Kapillarstrukturlagen n_{struct} im Fall einer Netzstruktur nur angenähert werden. Im zuvor beschriebenen Beispielwärmerohr mit viergeteilter Struktur besteht die praxisnahe Lösung aus drei Abschnitten mit jeweils zwei Lagen 250 1/Zoll-Netzen. Der vierte Abschnitt wird durch 4 Lagen 500 1/Zoll-Netz abgedeckt.

Je mehr Unterteilungen eine inhomogene Kapillarstruktur besitzt, desto schwieriger wird es, geeignete Netzstrukturen zu finden. Unter Umständen ist es dann überhaupt nicht sinnvoll, entweder eine inhomogene Netzstruktur einzusetzen oder überhaupt Netze zu verwenden. D.h. eine inhomogene Kapillarstruktur ist vorrangig bei Sinterstrukturen sinnvoll einzusetzen.

5.2.5 Einfluss des Dampfdruckabfalls

Je kleiner der Dampfdruckabfall gegenüber dem Druckverlust in der Flüssigkeit ist, desto stärker wirkt sich eine Reduzierung des Strömungswiderstands in der Kapillarstruktur auf die maximale Wärmetransportfähigkeit aus. Bei einem vernachlässigbaren Dampfdruckabfall ist die Wärmetransportfähigkeit fast ausschließlich vom Strömungswiderstand in der Kapillarstruktur abhängig. Die

Optimierung der Kapillarstruktur wird unnötig, sobald der Druckabfall im Dampf deutlich größer ist als der Druckabfall in der Flüssigkeit.

Daher empfiehlt es sich, vor dem eigentlichen Optimierungsvorgang der inhomogenen Kapillarstruktur eine Optimierungsrechnung für eine homogene Kapillarstruktur ohne Berücksichtigung der Dampfströmung durchzuführen und mit dem Ergebnis einer Überslagsrechnung für den Dampfdruckabfall zu vergleichen. Ist der Druckabfall für den Dampf wesentlich größer als für die Flüssigkeit, ist eine homogene Kapillarstruktur die ausreichende Lösung.

5.3 Synthese

Die meisten gängigen Wärmerohre besitzen eine über die Wärmerohrlänge homogene Kapillarstruktur. Der Vorteil ist die einfache Herstellung. Sind die Orte der Wärmezu- und -abfuhr bekannt, kann eine Verbesserung der Wärmeübertragungsfähigkeit erreicht werden, wenn eine über die Länge inhomogene Struktur eingesetzt wird. Für den Fall der homogenen als auch der inhomogenen Strukturen gibt es jeweils eine optimale Kapillarstruktur bzw. einen optimalen Kapillarstrukturverlauf. Das jeweilige Optimum lässt sich mit geringem Aufwand bestimmen. Im Fall von Kapillarnetzstrukturen dient das Optimum zur Auswahl von Netzen, die dem (theoretisch) optimalen Netz möglichst nahe kommen.

Es zeigt sich, dass inhomogene Netzstrukturen eine höhere Wärmeübertragungsfähigkeit als homogene Netzstrukturen ermöglichen. Voraussetzung ist, dass die Orte der Verdampfung und Kondensation gegeben sind. Allerdings lässt sich bei Netzstrukturen mit einer großen Anzahl an Unterteilungen der Maschenzahlverlauf u.U. nicht durch praktisch verfügbare Kapillarnetze abbilden. Daher ist die Verwendung inhomogener Strukturen vorrangig für Sinterstrukturen geeignet.

5.4 Optimierung von Strömungsquerschnitten mit Kapillarnetzstrukturen

Die Untersuchungen zur Flüssigkeitsströmung in der Kapillarstruktur und der Dampfströmung im Dampfraum zeigen, dass auch bei komplizierten Querschnittsgeometrien von linearen Modellannahmen ausgegangen werden kann. Darauf aufbauend wird in diesem Kapitel ein Vorgehen beschrieben, mit dem sich die Querschnittsgeometrien von Dampfraum und einer Kapillarnetzstruktur jeweils in Abhängigkeit voneinander für den Wärmerohrbetrieb gegen die Gravitation optimieren lassen. Es werden dazu die in Abb. 39 dargestellten fünf Querschnittsgeometrien mit Netzstrukturen untersucht. Die eingesetzte Kapillarnetzstruktur ist jeweils homogen. Anschließend wird dargestellt,

wie sich bei Problemen mit einer Stofftransportrichtung quer zu den Kanälen die Druckverluste reduzieren lassen.

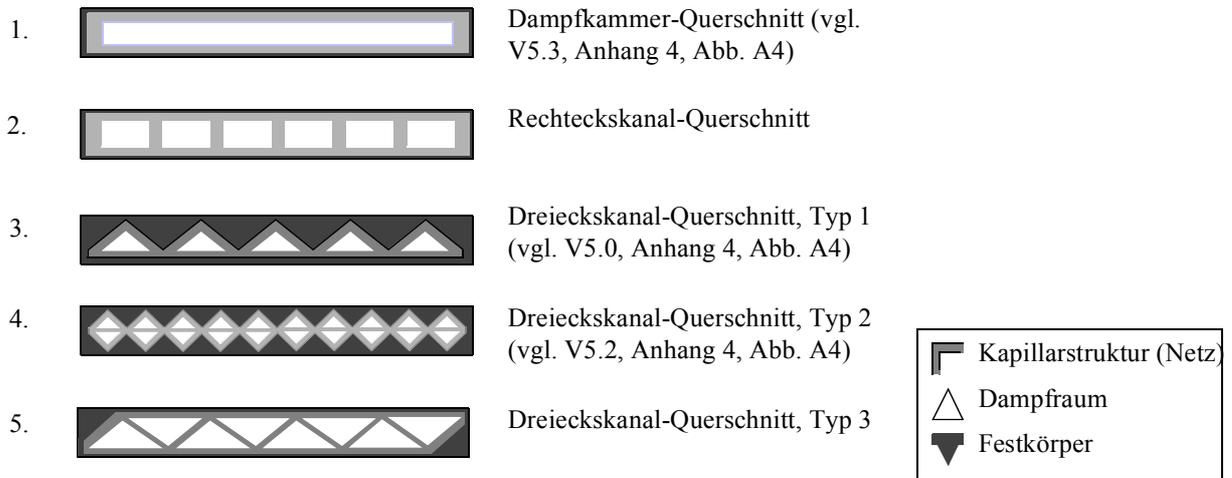


Abbildung 39: Untersuchte Querschnittsgeometrien. Bei den Geometrien Nr. 3 und Nr. 4 besteht der äußere Bereich um die Kapillarnetze aus Wandmaterial und ist für den Fluidtransport nicht relevant. Nr. 1 und 4 entsprechen den experimentell untersuchten Geometrien.

Die maximale Dampfraumhöhe wird nach Kapitel 2.5 zu $d_{in} = 2\text{mm}$ festgelegt, die Breite zu $b_{in} = 30\text{mm}$. Die effektive Länge der Wärmerohre beträgt $L_{eff} = 100\text{mm}$. Das Arbeitsfluid ist Wasser. Die Dampftemperatur wird zu $T_d = 323,14\text{K}$ (50°C) gesetzt. Alle Festkörperoberflächen sind mit Netzstrukturen bedeckt. Die Festkörperwärmeleitung in Axialrichtung, sowie der Einfluss der Kanten auf den Flüssigkeitstransport, wird vernachlässigt (s. Kapitel 4.9).

Die nach der Wärmetransportleistung \dot{Q}_{max} zu optimierenden Parameter sind die Kapillarnetzstrukturstärke $d_{struct, opt}$, die Maschenzahl N_{opt} und die Anzahl der Kanäle oder Kanalpaare¹ $n_{chan, opt}$

$$\dot{Q}_{max} = f(d_{struct, opt}, N_{opt}, n_{chan, opt}) \quad (104)$$

5.4.1 Algorithmus und Ergebnisse

Der Algorithmus zur Optimierung des Strömungs- und Kapillarnetzstrukturquerschnitts arbeitet nach folgendem Prinzip:

1. Zuerst werden für die zwei Parameter “Kapillarnetzstrukturstärke” und “Anzahl der Kanäle” die Querschnitte auf ihre Strömungsleitfähigkeiten für den Dampf und die Flüssigkeit reduziert und anschließend das Optimum bestimmt.

1. im Fall von Struktur Nr. 4

2. Anschließend werden die Parameter innerhalb eines vorgegebenen Gebiets schrittweise variiert und Schritt 1 wird wiederholt, bis das Gebiet durchlaufen ist.

Danach liegen die optimalen Parameter, d.h. die Parameter für die maximale Wärmetransportfähigkeit vor.

Der sich ergebende Algorithmus basiert auf dem Optimierungsalgorithmus aus Kapitel 5.1 und ist in Abb. A11 (Anhang 7) dargestellt. Für einen reinen Dampfkammerquerschnitt (Abb. 39, Querschnittsgeometrie Nr. 1) ist $n_{chan, min} = n_{chan, max} = 1$.

In Abb. 40 ist jeweils der maximale Wärmestrom über der Anzahl der Kanäle für die Querschnittsgeometrien Nr. 1 bis 5 aufgetragen. In Tabelle 4 sind die entsprechenden optimalen Parameter angegeben.

Die Querschnittsgeometrie Nr. 5 ist sowohl im Hinblick auf die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit, als auch auf den radialen Wärmewiderstand für die gesetzten Randbedingungen die beste der fünf Querschnittsgeometrien. Durch die geringere Stärke der Kapillarstruktur im Vergleich zu den beiden ähnlich leistungsfähigen Querschnittsgeometrien Nr. 1 und 2 beträgt der radiale Wärmewiderstand nur 50%.

Zur Vereinfachung der Rechnung werden zwei Ecken der Querschnittsgeometrie Nr. 5 als nicht zum Fluidtransport beitragend gesetzt (links oben und rechts unten). In der Praxis sind diese Ecken Teil des Dampfraums, wodurch die wirkliche Wärmeübertragungsfähigkeit noch höher ist. Die höhere Leistung für Querschnittsgeometrie Nr. 5 ergibt sich im Wesentlichen durch den hohen Formfaktor für die Dampfströmung bei einem großen Dampfraum- und Flüssigkeitsquerschnitt.

Die Querschnittsgeometrien Nr. 3 und 4 besitzen zwar noch größere Formfaktoren, aber geringere Strömungsquerschnitte als Querschnittsgeometrie Nr. 5. Aus diesem Grund ist die maximal übertragbare Leistung dieser beiden Querschnittsgeometrien geringer. Wird zusätzlich der kompliziertere Herstellungsprozess im Vergleich zu den Querschnittsgeometrien Nr. 1 und 5 berücksichtigt, so sind die Querschnittsgeometrien Nr. 3 und 4 nicht als optimal anzusehen.

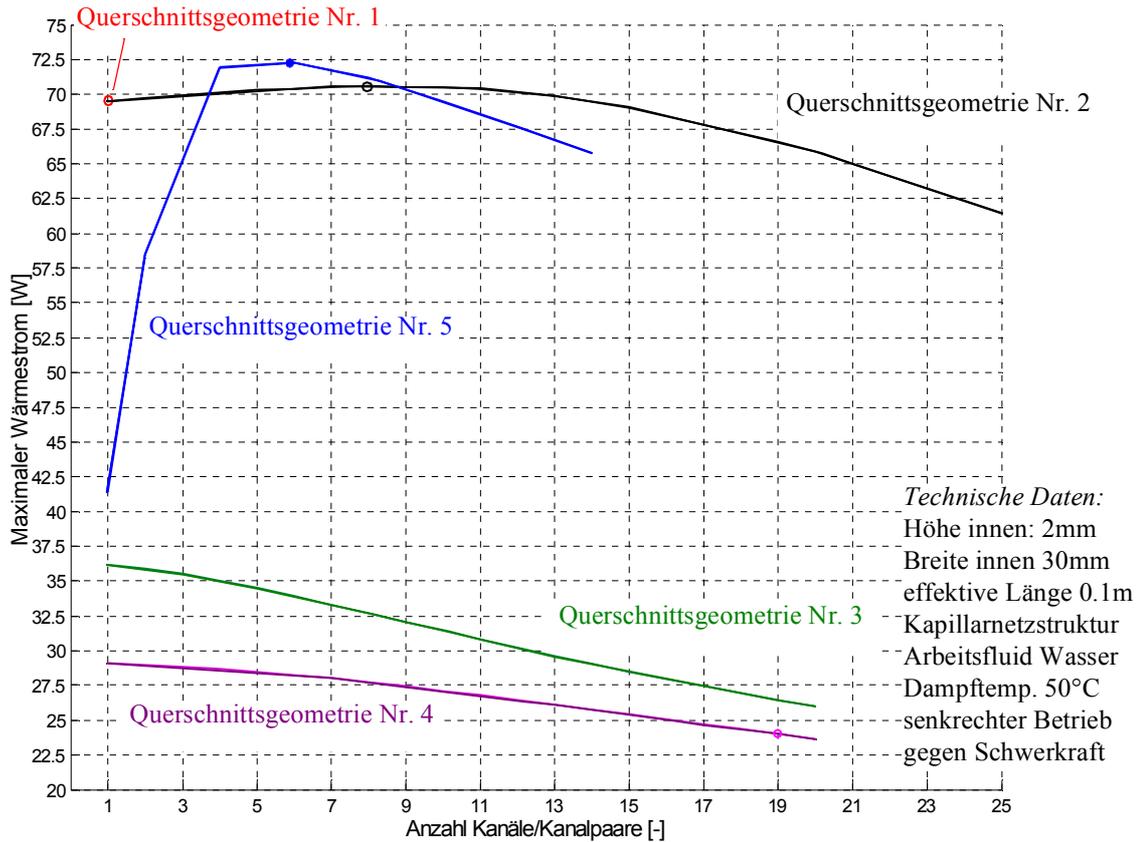


Abbildung 40: Maximale Wärmeübertragungsfähigkeit über der Anzahl der Kanäle (Querschnittsgeometrien Nr. 2, 3 und 5) bzw. Kanalpaare (Querschnittsgeometrie Nr. 4). Das Ergebnis von Querschnittsgeometrie Nr. 1 ist durch einen Punkt markiert, da nur ein Dampfraum vorliegt.

Tabelle 4: Optimierte Geometrie Größen (für den senkrechten Wärmerohrbetrieb gegen die Schwerkraft)

Nr.	Typ	$n_{\text{chan, opt}}$	N_{opt}	$d_{\text{struct, opt}}$	n_{struct}	C_F	\dot{Q}_{max}	Skizze
			[1/Zoll]	[μm]				
1	Dampfraum	1	232	591	7	0.694	69.45	
2	Rechteckskanal	8	235	551	6	0.962	70.6	
3	Dreieckskanal, Typ 1	1	243	416	5	1.32	36.2	
4	Dreieckskanal, Typ 2	1	247	179	2	1.33	29	
5	Dreieckskanal, Typ 3	6	238	251	3	1.23	72.3	

5.4.2 Realisierung der Netzkapillarstruktur

Wie bereits in Kapitel 5.1.1 beschrieben, kann eine optimale Netzstruktur selten in die Praxis umgesetzt werden. Auch in dem hier beschriebenen Beispiel kann die Struktur nur der theoretischen angenähert werden. Wird das Optimum für Querschnittsgeometrie Nr. 5 durch drei Lagen 250 1/Zoll

SST-Netz mit $40\mu\text{m}$ Drahtdurchmesser und einem effektiven Radius von $63\mu\text{m}$ [27] angenähert, so ergibt sich eine maximale Wärmeübertragungsfähigkeit von $\dot{Q}_{max} = 88,7 \text{ W}$. Dieses Ergebnis basiert auf Näherungen für die Porosität (Gl. (85)) und Permeabilität (Gl. (84)), da hierfür keine Messdaten vorliegen.

An den Ergebnissen für die Querschnittsgeometrien 1 und 4 lässt sich die Problematik des großen Aufwands eines überwiegend experimentellen Optimierungsvorgehens andeuten:

Der Vergleich zwischen der optimierten Querschnittsgeometrie 1 und der KHIEPCOOL-Struktur V5.3 (s. Abb. 29 und Abb. A4) zeigt, dass diese KHIEPCOOL-Struktur ($N=325 \text{ 1/Zoll}$, $n_{struct} = 2$, $\dot{Q}_{max} = 20\text{W}$) deutlich vom theoretischen Optimum (praxisnahe Struktur [27]: $N=250 \text{ 1/Zoll}$, $n_{struct}=7$, $\dot{Q}_{max} = 69.45\text{W}$) mit seinem wesentlich größeren Kapillarstrukturquerschnitt entfernt ist.

Zum Vergleichen der KHIEPCOOL-Struktur V5.2 (die 19 Kanalpaare enthält) mit der optimierten Querschnittsgeometrie 4 wird das Optimierungsergebnis für 19 Kanalpaare verwendet. Die optimierte Netzstrukturstärke ist für diesen nicht-optimalen (!) Fall $d_{struct,opt,19Channels} = 167\mu\text{m}$, die optimale Maschenzahl ist $N_{opt, 19Channels}=337 \text{ 1/Zoll}$. Die maximale Leistung beträgt 24W (vertikal gegen die Gravitation). Die nächste praxisnahe Netzstruktur besteht aus zwei Lagen 325 1/Zoll -Netzen mit einer Gesamtstärke von $140\mu\text{m}$ [27]. Dies entspricht exakt der verwendeten Struktur V5.2 des KHIEPCOOL-Projekts (vgl. Abb. A4). Für diese Querschnittsgeometrie wurde im horizontalen Betrieb eine maximale Leistung von 35.5W (Simulation), bzw. 40W (Experiment) ermittelt. Wird angenommen, dass die Simulation auch für den vertikalen Betrieb korrekte Ergebnisse liefert (vgl. Kapitel 4.8), dann lässt sich aus Abb. 40 schließen, dass mit 19 Kanalpaaren das Maximum an Leistungsfähigkeit weit verfehlt wurde. D.h. durch die Experimente wurde das Optimum trotz des hohen investierten Aufwands nicht gefunden.

5.4.3 Vorschlag zur Berücksichtigung des verlängerten Flüssigkeitspfads

Befinden sich ein Heizer und ein Kühler auf derselben Seite einer Wärmerohrplatte, so fließt die Flüssigkeit auf direktem Weg vom Kühler zum Heizer. Befinden sich der Heizer und der Kühler (bei derselben Distanz wie im gleichseitigen Fall) auf unterschiedlichen Seiten einer Wärmerohrplatte, dann muss die Flüssigkeit vom Kühler zuerst zum Wärmerohrtrand fließen und von dort zurück zum Heizer. Die Flüssigkeit erfährt einen Umweg. Im schlechtesten Fall verlängert sich der Weg um ca. eine Plattenbreite. Dieses Problem lässt sich durch Kapillarnetzstrukturen zwischen den Plattenseiten, z.B. Kanalwände wie bei den Querschnittsgeometrien 2 bis 5, lösen.

Der zusätzliche Strömungspfad kann prinzipiell innerhalb des oben beschriebenen Algorithmus für homogene Kapillarstrukturen (s. Abb. A11, Anhang 7) berücksichtigt werden. Dafür wird es u.U. notwendig, die Strömung zweidimensional, d.h. parallel und senkrecht zur Plattenachse zu berechnen. Dies hängt von der Positionierung der Heiz- und Kühlelemente auf der Plattenoberfläche ab. Im vorliegenden Algorithmus ist dies nicht enthalten

5.4.4 Vorschlag zur Berücksichtigung des verlängerten Dampfpfads

Besitzt in einem Wärmerohr mit Kanalgeometrie die kürzeste Distanz zwischen Verdampfer und Kondensator eine Komponente senkrecht zu den Kanälen, verlängert sich der Dampfpfad. Ist zusätzlich keine ausreichende Verbindung zwischen den Dampfkanälen vorhanden, steigt der Dampfdruckabfall stark an. Die Folge ist eine Reduktion von \dot{Q}_{max} .

Dieses Problem lässt sich durch Verbindungen zwischen den Dampfkanälen lösen. In der Praxis können in Netzstrukturen zusätzlich Löcher mit einem Durchmesser in der Größenordnung des Plattenabstands gestanzt werden. Bei Rillenstrukturen können es Schlitz- oder Kerben quer zur Rillenachse sein.

Die auftretenden Strömungen besitzen einen zweidimensionalen Charakter. Eine Reduktion auf eine Dimension ist daher nicht sinnvoll. Als (in der vorliegenden Arbeit jedoch nicht umgesetzter) Optimierungsansatz bietet sich an, in einem ersten Schritt eine Optimierung nach obigem Verfahren durchzuführen. Im zweiten Schritt werden Öffnungen mit identischer Größe in regelmäßigen Abständen in die Kapillarschicht eingebracht. Die Öffnungsgröße und das Verhältnis von Öffnungsgröße zu Öffnungsabstand werden innerhalb eines iterativen Vorgangs optimiert. Dazu wird in jedem Iterationsschritt anhand eines mehrdimensionalen Strömungsmodells die übertragbare Wärmeleistung maximiert. Anschließend wird für die so modifizierte Struktur wieder die Kapillarstruktur nach dem oben beschriebenen Algorithmus optimiert und der Prozess wiederholt.

5.4.5 Vorschlag zur Optimierung von inhomogenen Kapillarstrukturen

Der in Abb. A11 beschriebene Algorithmus kann prinzipiell auf die Optimierung inhomogener Strukturen angepasst werden. Dazu muss der Aufruf des Optimierers aus Kapitel 5.1 (vgl. Abb. A11, Mitte in Anhang 7) durch den Aufruf des Optimierers aus Kapitel 5.2.3 ersetzt werden. Als Rückgabegröße wird nun nicht mehr eine einzelne Maschenzahl, sondern ein Maschenzahlfeld (pro Kanal ein Maschenzahlverlauf) geliefert.

5.5 Optimierte Wärmerohrintegration mittels Evolutionärer Algorithmik (EA)

In diesem Teil der Arbeit wird ein Verfahren zur automatischen optimierten Integration einer Wärmerohrstruktur in bzw. auf eine Wärmerohrplatte vorgestellt. Das Verfahren basiert auf einem speziellen Evolutionären Algorithmus (EA), einer sogenannten Evolutionsstrategie (ES).

Ein Anwendungsfall ist beispielsweise die Verbesserung der Kühlung einer gedruckten Schaltung mit mehreren thermisch belasteten Bauteilen. Da an der Schaltung keine Konstruktionsänderungen erlaubt und Kosten zu minimieren sind, soll ein einzelnes handelsübliches (biegsames) Wärmerohr eingesetzt werden. Die Aufgabe des EA ist beispielsweise, eine Route für das Wärmerohr zu bestimmen, die es ermöglicht, die gegebenen Temperaturgrenzen einzuhalten (Abb. 41).

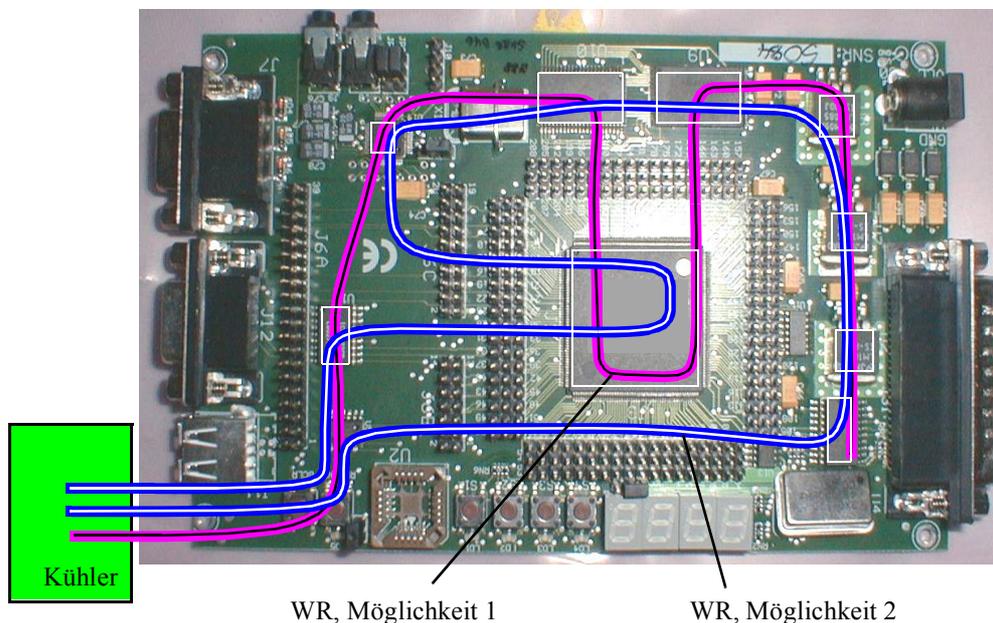


Abbildung 41: Beispiel (kein realer Fall) für eine Anwendung der optimierten Wärmerohrintegration. Dargestellt sind zwei potenzielle Möglichkeiten für den Verlauf eines Wärmerohrs.

Ein anderes Ziel wäre z.B. aus einer Auswahl von verschiedenen Wärmerohrstrukturen (wie Sinterstrukturen oder Netzstrukturen) die Struktur mit dem geringsten Wärmewiderstand und der größten thermischen Belastbarkeit zu finden. Dabei wird auch hier jeweils die optimale Route für die jeweilige Strukturart bestimmt. Dies ist das Ziel für die Beispielrechnungen in Kapitel 5.5.6.

Als Eingangsgrößen sind für die Optimierung die Kapillarstrukturdaten, die Abmessungen des Wärmerohrquerschnitts, das Fluid und die maximal zulässige Wärmestromdichte vorzugeben. Das Optimierungsziel ist, vorgegebene maximale Temperaturdifferenzen zwischen definierten Platinenbereichen bei bestimmten Wärmebelastungen einzuhalten.

Dies wird durch das geeignete Positionieren eines Wärmerohrs erreicht. Die Positionieraufgabe wird als Optimierungsproblem betrachtet, bei dem es gilt, eine Qualitätsfunktion q zu minimieren.

Das Optimierungsverfahren wird auf eine einzelne zusammenhängende Wärmerohrstruktur angewendet. Die Lage der Wärmerohrstruktur (im Folgenden Wärmerohr genannt) wird durch ihren Parametervektor \vec{I} festgelegt. Es ist zulässig, dass sich die Struktur in ihrem Verlauf schneidet. Dadurch ist es möglich, eine Wärmerohrmatrix zu simulieren. Voraussetzung dafür ist ein mindestens zweidimensional arbeitendes Simulationswerkzeug, mit dem sich die Qualitätsfunktion berechnen lässt. Da es an existierenden Simulationswerkzeugen mangelt, wird das in Kapitel 4 entwickelte (3D-) Simulationsmodell verwendet.

Das Ziel des Optimierungsverfahrens ist (mindestens) die Erfüllung der folgenden drei Aufgaben:

1. Es soll für eine gegebene Anordnung von Heiz- und Kühlelementen auf einer beliebigen Geometrie ein optimaler Wärmerohrverlauf bestimmbar sein.
2. Es soll möglich sein, verschiedene Wärmerohrstrukturarten quantitativ gegeneinander zu bewerten.
3. Der Algorithmus soll nach dem Festlegen der Rahmenbedingungen und der Zielvorgaben autonom arbeiten. Dies bedeutet, dass der Algorithmus ohne weitere Benutzereingaben seine Aufgabe erfüllt.

5.5.1 Motivation zur Verwendung der EA

Bei einem Optimierungsproblem wird das globale Optimum einer aufzustellenden Qualitätsfunktion gesucht. Nicht-zufallsbasierte Optimierungsverfahren wie das Simplex-Verfahren, das Gauß-Seidel-Koordinatenverfahren, das Gradientenverfahren oder das Newton-Verfahren benötigen eine Qualitätsfunktion, die eine „Verbesserungsrichtung“ von jedem Standort im Parameterraum liefert. Für das Gradienten- oder auch das Newton-Verfahren wird dafür die erste bzw. zweite Ableitung der Funktion verwendet. D.h. es können nur für solche Probleme Lösungen gefunden werden, bei denen der Lösungsraum stetig, und je nach Verfahren, mehrfach differenzierbar ist [47][49].

Bei dem in dieser Arbeit vorliegenden Problem kann der Lösungsraum Plateaus enthalten, d.h. Gebiete, in denen keine Aussage über die lokal optimale Richtung möglich ist. Zusätzlich sind lokale Minima typisch, die stellenweise durch ansteigende Stufen umgeben sind. Daher ist es unwahrscheinlich, dass eines dieser Verfahren zur Lösung des vorliegenden Problems einsetzbar ist.

Einen Ausweg bieten zufallsbasierte Verfahren wie die Monte-Carlo-Methode oder die Evolutionären Algorithmen. Im ersten Fall wird wahlfrei (der Ort wird zufällig bestimmt) im Lösungsraum gesucht, d.h. das Verfahren ist erinnerungsfrei. Damit ist prinzipiell garantiert, dass das globale Optimum gefunden wird, wenn eine unbegrenzte Anzahl Suchschritte erlaubt ist. Das Verfahren besitzt demnach eine hohe Konvergenzsicherheit. Auch im zweiten Fall wird das Zufallselement verwendet, um nicht in einem lokalen Optimum oder auf einem Plateau zu enden. Allerdings ist die Suche gerichtet, und ein Suchgebiet bezieht sich auf die Lösung(en) der vorhergehenden Suche. D.h. die Suche ist nicht erinnerungsfrei [47].

Der Hauptvorteil von EA gegenüber den Monte-Carlo-Methoden ist die sehr viel höhere Konvergenzgeschwindigkeit. Der Nachteil ist die geringere Konvergenzsicherheit, die aber durch mehrfaches Durchführen der Optimumssuche theoretisch auf Monte-Carlo-Niveau erhöht werden kann. Aufgrund der beschriebenen Vorteile und der akzeptablen Nachteile wird in dieser Arbeit ein EA verwendet.

5.5.2 Evolutionäre Algorithmen (EA)

Die in den 1950er Jahren trotz ihrer Ähnlichkeit unabhängig voneinander entwickelten evolutionsbasierten Konzepte werden heute unter dem Überbegriff „Evolutionäre Algorithmen“ (EA) zusammengefasst. Die drei wesentlichsten Algorithmenarten sind (vgl. Anhang 6):

- EP: Evolutionäres Programmieren (Evolutionary Programming)
- GA: Genetische Algorithmen (Genetic Algorithms)
- ES: Evolutionsstrategien (Evolution Strategies)

In der vorliegenden Arbeit wird eine ES verwendet, sie soll daher näher erläutert werden. Die grundlegenden Arbeiten bezüglich Evolutionsstrategien wurden Anfang/Mitte der 60er Jahre von I. Rechenberg, H.-P. Schwefel und P. Bienert geleistet¹ [51]. Rechenberg führte ein Verfahren ein, bei dem die Parameter - entsprechend der Natur als Vorbild - mit zufallsbasierten Verfahren „mutiert“ und „selektiert“ wurden, bei späteren Entwicklungen auch „rekombiniert“. Das dabei entstandene Verfahren [51][52] und die parallel entwickelten GA sind die Grundlage der heutigen Evolutionsstrategien.

1. Damals suchten Rechenberg und Schwefel einen Weg, um die Anzahl der Experimente, die zur Aerodynamikoptimierung von durchströmten Körpern notwendig waren, durch geeignete Verfahren zur Variation der formgebenden Parameter zu minimieren. Anfangs verwendete Koordinaten- und Gradientenverfahren zur Parameteranpassung führten zu keinem Erfolg.

5.5.3 Wahl und Grundprinzip der verwendeten EA

5.5.3.1 Wahl des Verfahrens

Es ist nicht möglich, aus einer der drei Möglichkeiten EP, ES oder GA ein für jeden Anwendungsfall optimales Verfahren auszuwählen. In [46] wird daher eine empirische Untersuchung durchgeführt, bei der jeweils der optimale Lösungsvektor (x_1, x_2) für $f_i(x_1, x_2) \rightarrow \min$ von fünf verschiedenen Funktionen f_i zu finden ist (vgl. Anhang 6). Die verwendeten Funktionen repräsentieren die Klasse der Probleme mit reellwertigen oder ganzzahligen Parametervektoren (s. Beispiel in Abb. 42). Alle zu vergleichenden Algorithmen wurden so parametrisiert, dass sie möglichst optimal im Hinblick auf die Anzahl notwendiger Schritte und der Nähe zum globalen Optimum arbeiten.

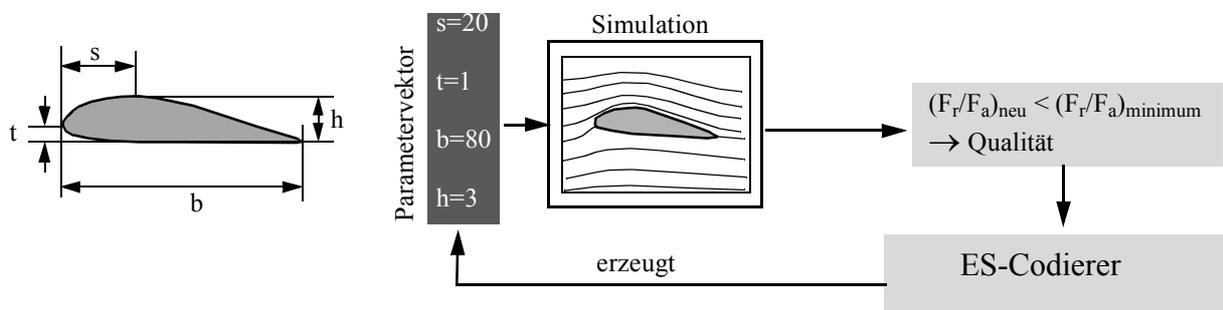


Abbildung 42: Anwendungsbeispiel für eine ES: Optimierung des Widerstands (F_a)- zu Auftriebsverhältnisses (F_r) einer Tragfläche durch Variation der formgebenden Parameter und Simulation bzw. Test des jeweiligen Profils.

Als Resultat dieses empirischen Tests zeigt sich die ES als der geeignetste Lösungsalgorithmus. Zwar weist der Autor darauf hin, dass dieses Resultat keine generischen Aussagen über die Anwendung auf beliebige andere Probleme erlaubt, andererseits sind sie durchaus auf das Problem dieser Arbeit übertragbar: Hier werden Individuen durch Ganzzahlvektoren beschrieben, die einen Lösungsraum mit Plateaus oder Gebieten mit geringem Gradienten parametrisieren (s. Kapitel 5.5.4.1). Daher wird in dieser Arbeit eine ES-Variante verwendet.

5.5.3.2 Prinzip der verwendeten Evolutionsstrategie (ES)

Ein evolutionärer Algorithmus besteht aus den drei Teilschritten (vgl. Abb. 43):

- Rekombination,
- Mutation,
- Selektion.

In der vorliegenden Arbeit wird aufgrund der einfachen Realisierbarkeit die obige Reihenfolge eingehalten. Ob die Rekombination vor oder nach der Mutation stattfindet ist für das hier verwendete Rekombinationsverfahren ohne Auswirkung auf das Ergebnis.

Die drei Teilschritte werden programmtechnisch wie folgt umgesetzt:

- Aus einer Menge von e Eltern-Individuen, beschrieben durch ihre Parametervektoren $\vec{I}_{p,i}$ werden zufällig e_{pk} Individuen ausgewählt und durch eine Rekombinationsfunktion (Kapitel 5.5.4.3) zu einem Nachkommen $\vec{I}'_{k,i}$ kombiniert. Ein Individuum ist dabei eine Wärmerohrstruktur, deren Lage durch den Parametervektor festgelegt wird. Mit dieser Methode werden k_{evo} Nachkommen erzeugt.
- Jedes dieser Nachkommen-Individuen wird mutiert¹ ($\vec{I}'_{k,i} \rightarrow \vec{I}_{k,i}$) (Kapitel 5.5.4.4). Die Menge der Elternindividuen plus der mutierten Kind-Individuen ergibt die Gesamtpopulation $\{\vec{I}_{ges,1..(e+k_{evo})}\} = \{\vec{I}_{p,1..e}, \vec{I}_{k,1..k_{evo}}\}$. Auf diese Gesamtpopulation wird die Qualitätsfunktion angewendet und die sog. „Fitness“ oder Qualität ermittelt. Die Qualitätsfunktion entspricht der numerischen Berechnung des Temperaturprofils einer Platine inklusive des Wärmerohrverhaltens (Dry-Out) und der anschließenden Bewertung (Kapitel 5.5.4.2) des Ergebnisses.
- Die Individuen werden ihrer so ermittelten Qualität nach sortiert und die am höchsten bewerteten e Individuen werden selektiert (Kapitel 5.5.4.5) und als Elternpopulation für den nächsten Berechnungszyklus herangezogen. In Anhang 8 sind die wichtigsten Ablaufschemata des erstellten Computerprogramms abgebildet.

1. Eine Mutation stellt eine Veränderung, jedoch nicht zwangsweise eine Verbesserung von Eigenschaften dar.

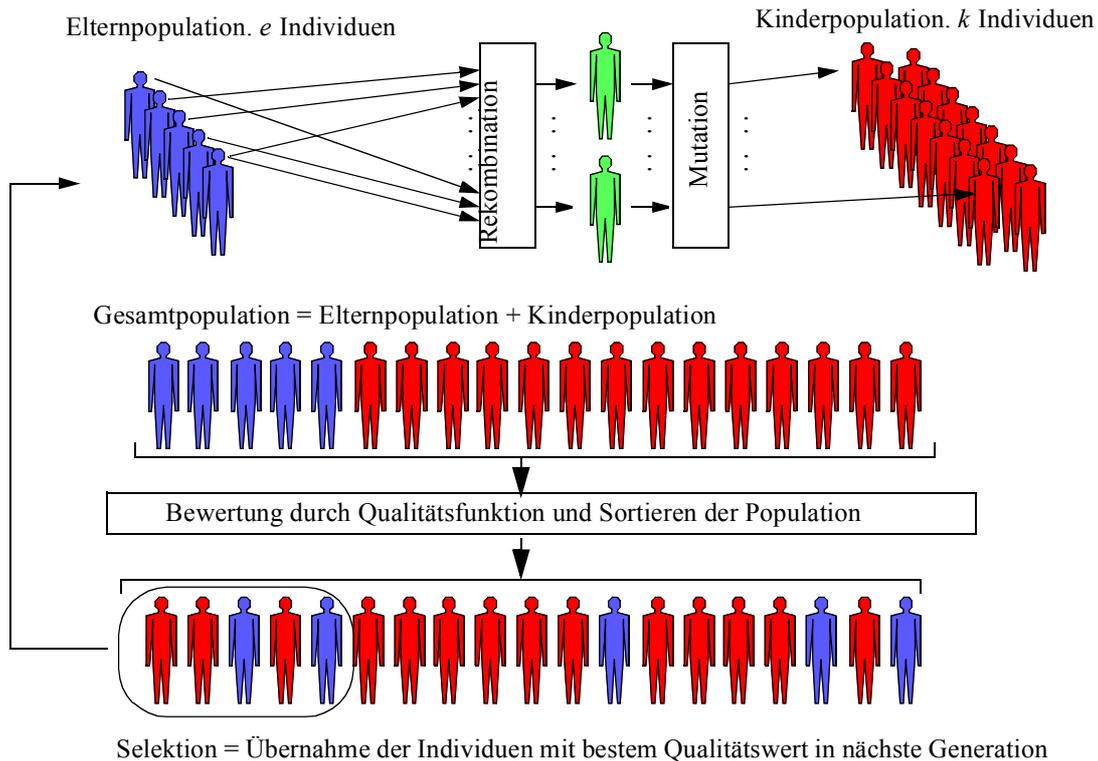


Abbildung 43: Ablauf des in dieser Arbeit umgesetzten Evolutionsalgorithmus, hier dargestellt für die Reihenfolge Rekombination-Mutation-Selektion.

5.5.4 Definitionsvektoren und Umsetzung der ES-Grundkonzepte

5.5.4.1 Der Parametervektor eines Individuums und der Beschreibungsvektor

Ein Wärmerohr - das Individuum - wird in dieser Arbeit als Kette von Abschnitten aufgebaut. Jeder Abschnitt verbindet zwei Punkte \vec{P} . Die Lage der Punkte ist durch den Parametervektor eines Individuums \vec{I}_i , vgl. Gl. (105) (der nach dem Verfahren aus Kapitel 5.5.3.2 erstellt wird) und einen Beschreibungsvektor \vec{B} festgelegt (vgl. Gl. (106)).

Die x-, y-, z-Komponenten eines Punktes \vec{P} können sich jeweils nur um eine Richtungskomponente von ihrem Vorgänger in der Kette unterscheiden. Folglich stoßen die Abschnitte nur in 0° , 90° oder 180° -Winkeln aufeinander. Für den Startpunkt müssen alle drei Ortskomponenten (x_0, y_0, z_0) angegeben werden. Die Einschränkung auf die geringe Anzahl an Winkeln ergibt sich durch das in Kapitel 4 beschriebene Modell, welches nur rechtwinklige Geometrien zulässt.

Der Parametervektor \vec{I}_i eines Individuums besitzt n Parameter p_{ij} ($j=1..n$):

$$\vec{I}_i = [p_{i1}, \dots, p_{in}]^T \quad (105)$$

Der Beschreibungsvektor \vec{B} legt für die gesamte Population fest, welche Richtungskomponente sich jeweils von einem Punkt zum nächsten ändern lässt (Gl. (106)). Er besitzt dieselbe Anzahl an Parametern wie der Parametervektor \vec{I}_i eines Individuums.

$$\vec{B} = \begin{bmatrix} x|x_0 \\ y|y_0 \\ z|z_0 \\ X|Y|Z \\ X|Y|Z \\ X|Y|Z \\ \dots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{0,x} \\ P_{0,y} \\ P_{0,z} \\ P_{1,richtung} \\ P_{2,richtung} \\ P_{3,richtung} \\ \dots \end{bmatrix} \quad (106)$$

Die Komponenten des Startpunkts \vec{P}_0 können entweder als Konstanten vorgegeben werden (Index "0") oder sind variabel, d.h. vom ES variierbar (kein Index)¹. Für die Folgepunkte $\vec{P}_{1\dots n}$ wird jeweils nur eine Komponente geändert, entweder relativ zur entsprechenden Komponente des Vorgängerpunkts (z.B. $X_5 = "dx"$) oder absolut ($X_5 = "x"$). D.h eine Komponente kann entweder eine Zahl ("1", "2", ...) für einen konstanten Wert, ein "x", "y", "z" für absolute aber variable Koordinaten oder "dx", "dy", "dz" für relative aber variable Koordinaten sein. In der Umsetzung als Computerprogramm wird der Beschreibungsvektor daher als Vektor von Textzeilen dargestellt.

Die beiden Vektoren \vec{B} und \vec{I} werden innerhalb der Qualitätsfunktion (Kapitel 5.5.4.2) parameterweise verknüpft, wodurch sich eine Punkt-Liste $[\vec{P}_0, \vec{P}_1 \dots \vec{P}_n]$ ergibt. Die Verknüpfung entspricht dem Einsetzen der Individuenparameter in die Parameter der Punkte an den durch den Beschreibungsvektor vorgegebenen Stellen. Ein Beispiel für die Verknüpfung der beiden Vektoren \vec{B} und \vec{I} ist in Abb. 44 dargestellt.

1. Aus der Anzahl der nicht konstanten, d.h. veränderlichen Parameter im Beschreibungsvektor ergibt sich der Freiheitsgrad eines Individuums G_{evo} .

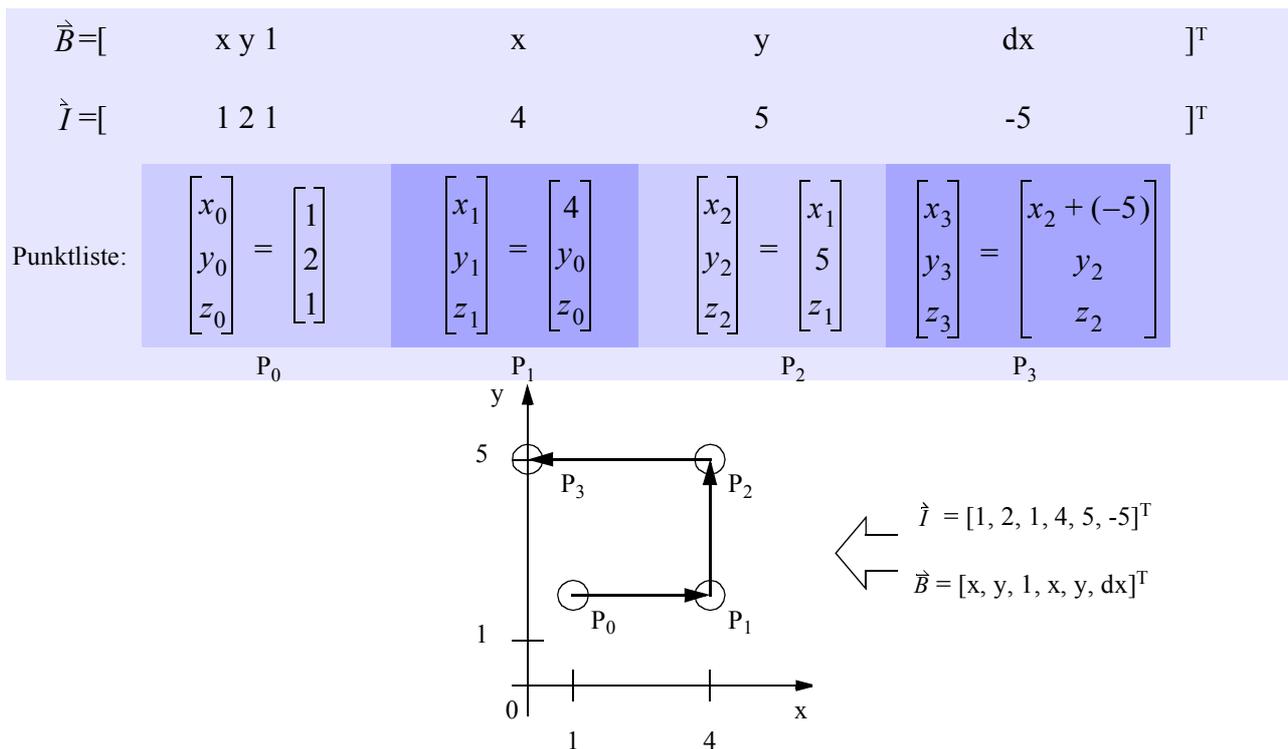


Abbildung 44: Beispiel für die Beschreibung des Wärmerohrverlaufs durch die Verknüpfung eines Parametervektors mit einem Beschreibungsvektor.

5.5.4.2 Die Qualitätsfunktion

Um die „Qualität“ oder auch „Fitness“ eines solchen Individuums (Wärmerohr) zu bewerten, wird die Qualitätsfunktion

$$q = f(p_{i1}, \dots, p_{in}), \quad (107)$$

mit $q \geq 0$, eingeführt. In dieser Arbeit gilt: Je näher ein Individuum am Optimum ist, desto kleiner ist der ihr zugeordnete Funktionswert von q . D.h. die Qualitätsfunktion bildet sämtliche Eigenschaften des Parameterraums, in dem ein Individuum definiert ist, auf einen einzelnen Wert ab. Bei der Erstellung eines evolutionsbasierten Algorithmus besteht die Schwierigkeit darin, die Qualitätsfunktion so zu formulieren, dass die Einflüsse der einzelnen Parameter bei der Bewertung vergleichbar groß sind.

In der Regel wird versucht, die Qualitätsfunktion so aufzustellen, dass kleine Änderungen der Parameter nur kleine Änderungen der Qualität ergeben [47] und dass der Zusammenhang zwischen Parameteränderung und Qualitätsänderung stetig ist.

Die Ausgabegröße der Funktion setzt sich im Fall der Wärmerohroptimierung aus den Anteilen des Dry-Out-Einflusses, der Temperaturdifferenz, der kritischen Wärmestromdichte und des Alters des Individuums zusammen. Die Anteile werden im folgenden erläutert:

- Der Dry-Out-Einfluss. Ein Dry-Out wird als ein unbedingt zu vermeidender Zustand interpretiert. D.h. dieser Funktionsanteil besitzt einen Sprungcharakter zwischen 0 (kein Dry-out) und einem Maximalwert (Dry-Out). Um eine Staffelung der Schwere des Dry-Outs zu erreichen, ist der Maximalwert eine Funktion des maximal auftretenden und des maximal zulässigen Druckabfalls: $q_{Dry-Out} = \{0, (\Delta p_i / \Delta p_{max}) \cdot q_{max}\}$. D.h. $q_{Dry-Out}$ ist entweder 0 oder $(\Delta p_i / \Delta p_{max}) \cdot q_{max}$.
- Die Temperaturdifferenz. Die maximale Temperaturdifferenzen $\Delta T_{max1-2, i}$ zwischen zwei interessierenden Platinenbereichen 1 und 2 ist applikationsbedingt, z.B. zwischen einem Chip und einem Kühler, vorgegeben. Je mehr die wirkliche Temperaturdifferenz diese Vorgabe überschreitet, desto größer ist der Abstand vom Optimum: $q_T = (\Delta T / \Delta T_{max1-2})^2$. Das Ziel ist $q_T \leq 1$. Besitzt eine Platine n Wärmequellen-/Senkenpaare ergibt sich $q_T = \sum q_{T, 1..n}$.
- Die kritische Wärmestromdichte. Wird Wärme dem Wärmerohr punktuell zugeführt, wird u.U. die kritische Wärmestromdichte erreicht und das Wärmerohr versagt. Dieser Funktionsanteil besitzt wie der Dry-Out einen Sprungcharakter mit Abstufung: $q_{crit} = \{0, (\dot{q} / \dot{q}_{crit}) \cdot q_{max}\}$. Der Maximalwert der Wärmestromdichte \dot{q}_{crit} wird vom Simulationsmodell nicht geliefert und muss explizit vom Benutzer eingegeben werden.
- Das Alter eines Individuums. Um zu verhindern, dass eine Population in einem lokalen Optimum endet, besitzen alle Individuen ein maximales Lebensalter o . Das Alter eines Individuums beginnt nach seiner Erzeugung bei Null und wird mit jeder Generation um einen Schritt hochgezählt. Sobald das maximale (vom Benutzer vorzugebende) Lebensalter überschritten ist, wird die Qualität des Individuums auf einen maximal schlechten Wert q_{max} gesetzt: $q_{alter} = \{0, q_{max}\}$, d.h. das Individuum "stirbt".

Die Qualitätsfunktion für ein Individuum i berechnet sich damit zu

$$q_i := q_{Dry-Out, i} + q_{T, i} + q_{crit, i} + q_{alter, i} \quad (108)$$

Der Maximalwert q_{max} ist dabei die Referenzqualität, s. Kapitel 5.5.4.2.1. Der Ausdruck (108) kann nur nach einer vollständigen Wärmerohrsimulation gebildet werden, wenn alle Informationen über Temperatur, Wärmestromdichte und Dry-Out vorliegen.

Ein weiterer Qualitätseinfluss ist die geometrische Überschneidung. In manchen Fällen kann sich das Wärmerohr mit sich selbst schneiden, wie im Fall einer gekoppelten Wärmerohrmatrix. Wird nur

der Verlauf z.B. eines einzelnen Wärmrohrs ohne Überschneidung betrachtet (vgl. Abb. 41), müssen entsprechende Individuen aussortiert werden. Um Rechenzeit zu sparen, wird dieser Schritt bereits beim Aufbau einer Population durchgeführt. D.h. für jedes Kind-Individuum wird vor der Simulation geprüft, ob eine Überschneidung vorliegt. Falls dies der Fall ist, wird es verworfen und ein neues erzeugt. Dies wird bis zum Erfolg wiederholt. Ob eine Überschneidung erlaubt ist oder nicht, ist vom Anwender vorzugeben.

5.5.4.2.1 Die Referenzqualität

Generell sollten Qualitätsplateaus vermieden werden, da sie die Konvergenzgeschwindigkeit reduzieren. Ein solches Plateau liegt z.B. vor, wenn die Distanz zwischen Heizer und Kühler relativ groß ist (z.B. halbe Platinenlänge) und daher ein Parameterraum mit einem großen Dry-Out-Gebiet existiert. Im Fall einer Qualitätssprungfunktion besitzen Individuen innerhalb dieses Gebiets alle dieselbe Qualität. Ist das Gebiet sehr groß (z.B. Platinenlänge), kann es vorkommen, dass eine gesamte Population innerhalb des Gebiets liegt. In diesem Fall besitzt die ES dieselbe geringe Konvergenzgeschwindigkeit wie eine Monte-Carlo-Strategie.

Zur Vermeidung von Plateaus werden die Werte der Qualitätsfunktion gestaffelt. D.h. die Qualität eines Individuums ist die Summe der oben beschriebenen Teilqualitäten (Gl. (108)). Dadurch kann der ES-Algorithmus auch zwischen “schlechten” und “sehr schlechten” Individuen unterscheiden und eine Tendenz in Richtung einer Verbesserung erkennen. Um eine entsprechende Differenzierung zu erreichen, wird die sogenannte “Referenz-Qualität” q_{max} eingeführt, die als “schlecht” gilt. Dafür wird zu Beginn des Optimierungsvorgangs eine Berechnung ohne Wärmerohr durchgeführt (reine Festkörperleitung) und die sich dabei ergebende (zu überbietende) Qualität als Referenzqualität q_{max} verwendet.

5.5.4.3 Rekombination

Die in [46] vorgestellten Rekombinationsvorschriften für die ES lassen sich als drei generelle Verfahren zusammenfassen:

1. Diskrete Rekombination: Für das zu erzeugende Kind-Individuum I_k , werden zufällig e_{pk} Eltern-Individuen zu einer Menge zusammengefasst ($e_{pk} \geq 2$). Für jeden Parameter p_{kj} des Kind-Individuums wird zufällig eines der Eltern-Individuen I_p aus der Menge genommen und dessen entsprechender Parameter p_{pj} nach p_{kj} kopiert. Bei GA wird dieses Verfahren auch „Crossover“ genannt. Ein Sonderfall ist, wenn für jeden Parameter p_{kj} ein anderes Eltern-Individuum verwendet wird.

2. Gewichtete Rekombination: Für das zu erzeugende Kind-Individuum wird eine Menge aus e_{pk} gewählten Eltern-Individuen erstellt. Für jeden Parameter p_{kj} des Kind-Individuums werden zwei Eltern-Individuen I_{p1}, I_{p2} gewählt und die beiden Parameter p_{p1j}, p_{p2j} der Eltern-Individuen werden gewichtet zusammengefasst (Gl. (109)):

$$p_{kj} = (1 - F_{rk}) \cdot p_{p1j} + F_{rk} \cdot p_{p2j} \quad (109)$$

Ein Sonderfall ist, ein Eltern-Individuum für alle Parameter festzuhalten.

3. Keine Rekombination: Ein Kind-Individuum ist eine Kopie eines zufällig gewählten Eltern-Individuums. Die Veränderung erfolgt im nachfolgenden Mutationsschritt.

In dieser Arbeit wird die diskrete Rekombination (Verfahren 1) verwendet, wobei pro Parameter ein Eltern-Individuum zufällig gewählt wird. Experimente mit der gewichteten Rekombination oder der reinen Mutation führten zu keinen befriedigenden Ergebnissen: Die Optimierungsrechnungen endeten häufig in lokalen Optima.

5.5.4.4 Mutation

Mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit, der sog. "Mutationsrate", wird für jeden Parameter eines jeden Nachkommen-Individuums ein zufälliger Wert erzeugt und addiert. Die Standardabweichung der Parameteränderung¹ ist die Mutationsweite. Die Mutationsweite ist für alle Parameter gleich. Die Wahl der Mutationsweite ist maßgeblich für die Konvergenzgeschwindigkeit eines EA und wird in der Regel adaptiert, d.h. in jeder Generation neu angepasst (s. Kapitel 5.5.5). Für die Mutationsrate und die Mutationsweite entspricht die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nach [47] der Gaußschen-Normalverteilung.

5.5.4.5 Selektion

Nachdem die Qualitätsfunktion auf eine Population angewendet wurde, existiert zu jedem Individuum dessen Qualität als Teil des Individuums. Die Gesamtpopulation der Individuen ist auf eine Liste abgebildet. Diese wird aufsteigend nach den Qualitätswerten sortiert. Nach diesem Schritt liegen die "besten" Individuen am Anfang der Liste. Die ersten e Individuen werden als Elternpopulation für die nächste Rekombinations-Mutations-Selektionsrunde verwendet.

1. Die Standardabweichung ist bei computerbasierten Zufallszahlengeneratoren einstellbar.

5.5.5 Anpassung der Mutationsweite und des Abbruchkriteriums

Einer minimalen Mutationsweite zustrebende Verfahren besitzen prinzipbedingt eine Neigung zum „Einfrieren“ einer Population in einem lokalen Optimum. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Verfahren wird das Problem durch eine kosinusförmige zyklische Vergrößerung und Verkleinerung der Mutationsweite verringert. Die Periodendauer wird dabei gleich der maximalen Lebensdauer eines Individuums gesetzt. D.h. während eines maximalen Lebenszykluses durchlebt ein Individuum eine Hoch- und eine Tiefphase bzgl. der Mutationsweite seiner Nachkommen. Dadurch ist zum einen die Möglichkeit gegeben, dass eine Population in ein Optimum konvergieren kann, zum anderen wird die Wahrscheinlichkeit erhöht, dass eine Population nicht in einem lokalen Optimum verharret. Die Mutationsrate wird in diesem Verfahren zu 100% gesetzt, d.h. es werden in jeder Generation alle Parameter eines Individuums mutiert.

Die zyklische Verkleinerung von einem maximalen (vom Benutzer vorgegebenen) Wert für die Mutationsweite auf einen minimalen entspricht dem in [48] beschriebenen Verfahren des “Simulated Annealing”. Der Unterschied zwischen der Mutationsweitenvergrößerung dieses Verfahrens gegenüber anderen Verfahren [47] [48] ist, dass einerseits von einem lokalen Optimum ausgehend neu gestartet wird. Andererseits wird dadurch die Wahrscheinlichkeit erhöht, wenigstens für einige Generationen die Mutation mit einer optimalen Mutationsweite durchzuführen. Das Abbruchkriterium ist erfüllt, wenn für eine vorgegebene Anzahl von Zyklen keine weitere Verbesserung eintritt.

5.5.6 Untersuchungen

Im Folgenden wird anhand von Beispielen für drei verschiedene Plattengeometrien die Funktion der beschriebenen EAs dargestellt. Die betrachteten Wärmerohrstrukturen werden in zwei Serien zum einen als Sinterstruktur, zum anderen als Netzstruktur modelliert. Die Optimierung erfolgt mittels dreier verschiedener Beschreibungsvektoren. Der erste Vektor repräsentiert eine Klasse mit einem minimalen Freiheitsgrad¹ (G_{evo}), der zweite eine Klasse mit einem mittleren und der dritte eine Klasse mit einem hohen Freiheitsgrad hinsichtlich des Verlaufs der Wärmerohrstruktur.

5.5.6.1 Untersuchte Geometrien und Wärmerohrstrukturen

Es werden exemplarisch drei verschiedene Geometrien untersucht (vgl. Abb. 45):

1. Aus der Anzahl der nicht konstanten, d.h. veränderlichen Parameter im Beschreibungsvektor ergibt sich der Freiheitsgrad eines Individuums G_{evo} . Er dient in dieser Arbeit zur qualitativen Unterscheidung der Beschreibungsvektoren.

1. Geometrie 1: Ein $6 \times 7,5 \times 135\text{mm}^3$ - Aluminiumstab mit rechteckigem Querschnitt und rechteckiger Dampfkammer. Die Heizleistung (5W , $11,9 \text{ W/cm}^2$) wird an den Stabenden zu- bzw. abgeführt.
2. Geometrie 2: Eine $30 \times 120 \times 3\text{mm}^3$ - Aluminiumplatte, auf der zwei Heizer zu je 10 W (12.3 W/cm^2) angeordnet sind. Die Wärme wird am längsseitigen Platinenende am Rand abgeführt.
3. Geometrie 3: Eine $55 \times 50 \times 1\text{mm}^3$ - Aluminiumplatte. Auf der Platte befindet sich ein Heizer zu 5W (5 W/cm^2). Gekühlt wird an zwei gegenüberliegenden Rändern.

Innerhalb der Platinen verlaufen die Wärmerohrstrukturen in einer Ebene (s. Tabelle 6). Für Geometrie 1 besitzt die Wärmerohrstruktur einen Querschnitt von $2,5 \times 2\text{mm}^2$, in Geometrie 2 einen Querschnitt von $1 \times 1\text{mm}^2$ und in Geometrie 3 einen Querschnitt von $0,5 \times 2,5\text{mm}^2$. Als Kapillarstrukturen werden eine Netzstruktur und eine Sinterpulverstruktur verwendet (s. Tabelle 5).

Die vorgegebenen Randbedingungen sind die Heizleistung(en) und die Kühltemperatur. Die Kühltemperatur beträgt in allen drei Fällen 300K . Die Wärmerohre werden waagrecht betrieben. An die Umgebung kann keine Wärme abgeführt werden. Das Arbeitsfluid ist in allen Fällen Wasser. Gesucht ist der Wärmerohrverlauf, bei dem die Quadratsumme der Temperaturdifferenzen zwischen den Heizern und den Kühlern minimal ist, d.h. $\sum q_{T,1..n} = \min$ mit $q_T = (\Delta T / \Delta T_{\max,2})^2$.

Die Temperaturverteilung im Metall und die Flüssigkeitsströmung in der Kapillarstruktur werden dreidimensional berechnet, die Dampf-Strömung mittels des Korrekturfaktormodells (Kapitel 4.7.2).

5.5.6.2 Klassen der Beschreibungsvektoren

Der Beschreibungsvektor bestimmt maßgeblich das Resultat. Die verwendeten Beschreibungsvektoren lassen sich in drei Klassen einteilen.

Klasse 1: Nur eine eindimensionale Lösung ist möglich. Der EA hat ein gerades Stück Wärmerohr zu platzieren: $\vec{B} = (x \ y \ 1 \ y)^T$. D.h. die x, y-Koordinate der Startposition kann vom Algorithmus variiert werden. Die z-Position liegt fest auf dem Wert 1. Die y-Position des Verlaufsendes ist auch variabel.

Klasse 2: Zwei Richtungsänderungen sind zugelassen. Der EA könnte die Heizer und den/die Kühler direkt verbinden: $\vec{B} = (x \ y \ 1 \ dx \ dy \ dx)^T$. D.h. die Startposition kann in der x, y-Position variiert werden. Anschließend folgen drei Abschnitte (und damit zwei Richtungsänderungen) variabler Länge; zuerst in x, dann in y und anschließend wieder in x-Richtung. Durch "d" wird festgelegt, dass es sich jeweils um eine Abschnittslänge und nicht eine absolute Koordinate handelt.

Klasse 3: Acht Richtungsänderungen sind möglich. Der EA kann eine Matrix erzeugen oder den Dampfraum durch Parallelschalten vergrößern, Überschneidungen sind erlaubt: $\vec{B} = (x \ y \ 1 \ dx \ dy \ dx \ dy \ dx \ dy \ dx \ dy)^T$.

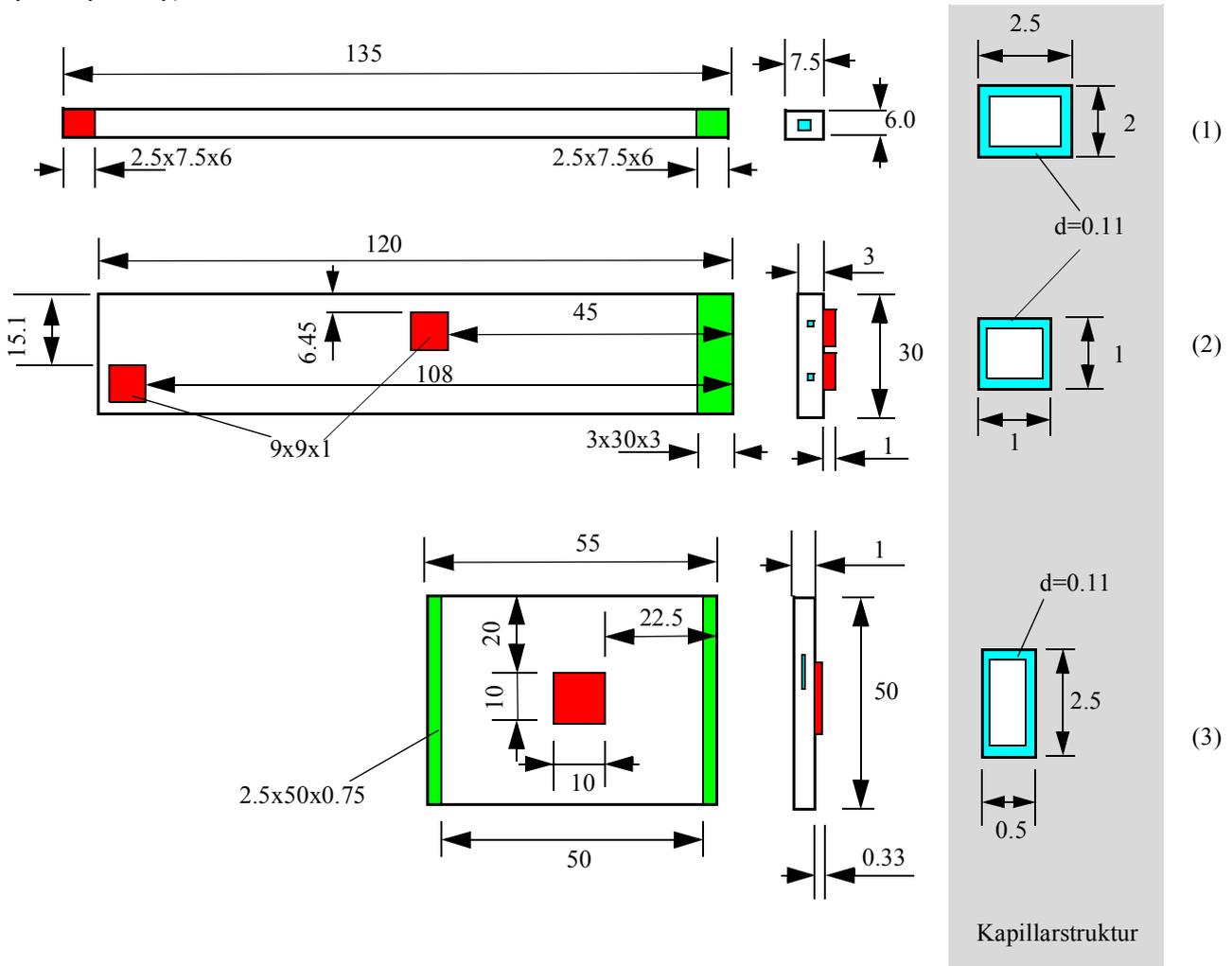


Abbildung 45: Untersuchte Geometrien. Alle Maße in Millimeter. Die roten Rechtecke markieren die Heizer, die grünen die Kühler. Auf der rechten Seite sind die Abmessungen der Kapillarstruktur mit der Strukturstärke d angegeben. Geometrie 1: WR verläuft zentral im Stab. Geometrie 2 und 3: Beliebige Kanäle, beliebiger Verlauf.

Tabelle 5: Verwendete Kapillarstrukturen. Daten nach [10][13][27].

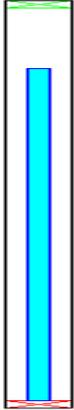
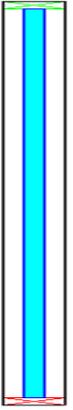
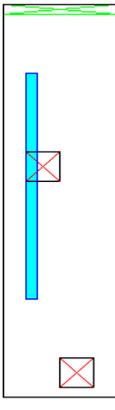
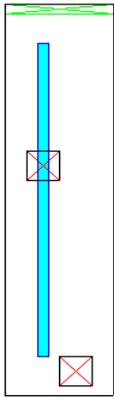
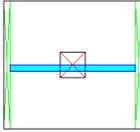
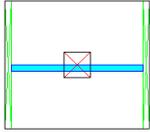
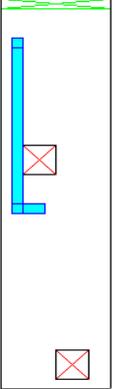
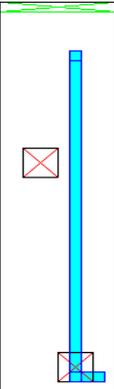
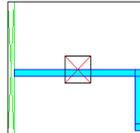
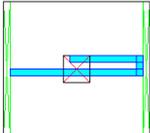
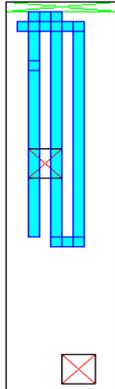
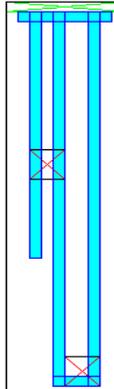
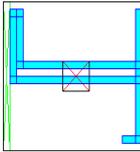
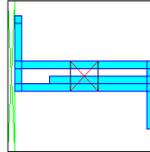
Struktur	Material	Maschenzahl	Porosität	effektiver Porenradius	Permeabilität	Stärke
		[1/Zoll]	[1]	[μm]	[10^{-10} m^2]	[mm]
Netz	SST	200	0.733	58	0.52	0.11
Sinterpulver	Nickel	-	0.658	61	2.73	0.11

Die Wärmeleitfähigkeit von SST wird nach [13] zu $\lambda_{SST} = 50 \text{ W/mK}$ angenommen, die von Nickel zu $\lambda_{Ni} = 94 \text{ W/mK}$.

5.5.6.3 Ergebnisse

In Tabelle 6 sind die Wärmerohrverläufe als Ergebnisse der Optimierung dargestellt.

Tabelle 6: Optimierte Wärmerohrverläufe. Das Wärmerohr ist hellblau dargestellt. Die Heizer sind als rot gekreuzte, die Kühler als grün gekreuzte Rechtecke dargestellt. Über den Abbildungen ist jeweils das Verhältnis des maximalen Wärmewiderstands der optimierten Struktur zum Wärmewiderstand des reinen Al-Festkörpers angegeben (relativer Wärmewiderstand). Eine rote Zahl markiert einen Fall, in dem der Druckabfall sehr nahe an der Kapillargrenze liegt (>95%). Blaue Zahlen kennzeichnen die unkritischen Fälle.

Geometrie	1. Stab 135x7.5x6		2. Platte 120x30x3		3. Platte 55x50x1	
	Netz	Sinterpulver	Netz	Sinterpulver	Netz	Sinterpulver
Klasse 1	0.175	0.026	0.79	0.35	0.77	0.46
						
Klasse 2			0.79	0.33	0.7	0.32
						
Klasse 3			0.51	0.068	0.56	0.16
						

Der Optimierungsvorgang wurde jeweils mehrfach wiederholt, um zu prüfen, ob das Ergebnis eventuell ein lokales Optimum ist. Bei den Klasse 3-Strukturen endete die Optimierung mehrfach in einem lokalen Optimum. D.h. bei diesen komplexeren Strukturklassen sind Wiederholungen notwendig, um ein lokales Optimum auszuschließen.

Resultate aus den Berechnungen/Optimierungen, die mit Beschreibungsvektoren der Klasse 1 durchgeführt wurden:

Der Optimierer “versucht” Heizer und Kühler direkt zu verbinden. Aufgrund der zu geringen Wärmeübertragungsleistung gelingt dies im Gegensatz zur Geometrie 3 (55 x 50mm²-Platte) nicht für Geometrie 2 (120 x 30mm²-Platte) und für Geometrie 1 (135mm-Stab) im Fall der Netzstruktur. Bei letzteren zwei Fällen “streckt” der Optimierer die Wärmerohrstrukturen zwischen Heizer und Kühler so weit, dass der Gesamtdruckabfall in der Struktur fast das Kapillarlimit (und damit einen Dry-Out) erreicht (95% bis 99%, rot markierte Werte für den relativen Wärmewiderstand¹ in Tabelle 6). An den unterschiedlichen Längen der Wärmerohrabschnitte für Geometrie 2 (120x30mm²-Platte) werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Wärmetransportfähigkeiten der Netz- und Sinterstruktur erkennbar:

- Der Optimierer kann die netzbasierte Wärmerohrstruktur nicht so weit strecken wie die Sinterstruktur.
- Der Einfluss des radialen Wärmewiderstands wird deutlich, der bei der Sinterstruktur merklich geringer ist als bei der Netzstruktur. Dadurch ergibt sich eine Verbesserung des Wärmewiderstands der Sinterstruktur gegenüber der Netzstruktur ($R_{th, Sinter} / R_{th, Netz}$) um den Faktor 1,7 (= 0.77/0.46) für Struktur 3, Faktor 2.3 (= 0.79/0.35) für Struktur 2 und Faktor 6,7 (= 0.175/0.026) für Struktur 1.
- Der Gesamtdruckabfall liegt bei den Netzstrukturen nahe der Dry-Out-Grenze, so dass nur geringe Toleranzen bezüglich der Strukturlänge und der maximal einkoppelbaren Wärmeleistung möglich sind.

Der Optimierer zeigt somit, dass in dem beschriebenen Fall die Sinterstruktur der Netzstruktur vorzuziehen ist.

1. Der relative Wärmewiderstand ist das Verhältnis des Wärmewiderstands einer Wärmerohrplatte aus Aluminium zu dem einer geometrisch identischen Platine ohne Wärmerohrstrukturen.

Resultate aus den Berechnungen/Optimierungen, die mit Beschreibungsvektoren der Klasse 2 durchgeführt wurden:

Für den Beschreibungsvektor der Klasse 2 vergrößert der Optimierer bei der Sinterstruktur (im Vergleich zur Netzstruktur) die wärmedurchströmte Fläche zwischen Heizer und Wärmerohrstruktur. Für Geometrie 3 erfolgt dies auch zwischen Wärmerohrstruktur und Kühler. Dadurch reduziert sich der Gesamtwärmewiderstand. Die Reduktion wird besonders bei Geometrie 3 deutlich.

Im Fall von Geometrie 3 mit Netzstruktur vergrößert der Optimierer die Fläche zwischen Wärmerohrstruktur und Kühler und verringert den Wärmewiderstand nur geringfügig (verglichen mit dem Ergebnis für Klasse 1). Das geringe Wärmeübertragungspotenzial ist der Grund, warum nicht auch die Übertragungsfläche zwischen Heizer und Wärmerohrstruktur vergrößert wird. Durch eine größere Fläche würde mehr Wärme in das Wärmerohr eingekoppelt werden, was einen Dry-Out zur Folge hätte.

Für Geometrie 2 mit einer Netzstruktur ändert sich der Wärmewiderstand im Vergleich zu Klasse 1 praktisch nicht, d.h. auch trotz des zusätzlichen Freiheitsgrads führt der dafür optimierte Wärmerohrverlauf zu keiner Verbesserung.

Resultate aus den Berechnungen/Optimierungen, die mit Beschreibungsvektoren der Klasse 3 durchgeführt wurden:

Je größer der Freiheitsgrad des Beschreibungsvektors ist (s. Kapitel 5.5.4.1), desto mehr Möglichkeiten zur Verminderung des Druckabfalls durch "Parallelschalten" der Wärmerohrstruktur (mehrere parallele Strömungspfade) innerhalb der Platten ergeben sich. Dadurch sind bei den Klassen 2 und 3 mit Sinterstruktur zusätzliche direkte Verbindungen zwischen den Heizern und dem Kühler möglich. Dies wird besonders bei Geometrie 2 (120x30mm²-Platte) mit Sinterstruktur deutlich. Hier wird die Wärmerohrstruktur über die gesamte Wärmerohrlänge gestreckt. Der Druckabfall ist dabei trotzdem noch kleiner als 95% der Kapillargrenze. Der Optimierer hat für alle beiden Geometrien (2 und 3) richtig "erkannt", dass sich durch Parallelschalten von Dampfkanälen der Druckverlust verringern und die Wärmeübertragungsfläche zwischen Heizer, Wärmerohrstruktur und Kühler vergrößern lässt. Insgesamt wird der Wärmewiderstand erheblich reduziert. Bei den Sinterstrukturen bleibt dabei ein Spielraum >10% zum Dry-Out bestehen.

Bei den Netzstrukturen ist der Sachverhalt ähnlich. Auch hier werden Dampfkanäle parallel geschaltet. Aufgrund der insgesamt geringeren Wärmetransportfähigkeit gegenüber den Sinterstrukturen

kann aber bei Geometrie 2 der weiter vom Kondensator entfernte Heizer nicht direkt mit dem Wärmerohr verbunden werden, und bei Geometrie 3 lässt sich die Fläche zwischen Heizer und Wärmerohrstruktur nicht so stark wie bei der Sinterstruktur vergrößern (entsprechend dem Resultat für die Klasse 2-Beschreibungsvektoren).

Schlussfolgerungen

Für die gegebenen Beispiele erlaubt die Verwendung des ES-basierten Optimierers die folgenden Schlussfolgerungen:

- Für Geometrie 1 ist im Hinblick auf die Nähe zur Kapillargrenze nur die Sinterstruktur für den praktischen Einsatz geeignet.
- Für die Geometrien 2 und 3 mit Netzstruktur führt für alle drei Klassen der Ersatz der Wärmerohrplatte aus Aluminium durch eine massive Kupferplatte ohne Wärmerohrstrukturen zu einer besseren (Klasse 1 und 2) oder gleichwertigen Reduktion (Klasse 3) des Wärmewiderstands (Faktor $\frac{1}{2}$). Eine solche massive Platine ist deutlich günstiger in der Herstellung. Dasselbe gilt für Geometrie 3 mit einer Sinterstruktur bei gerader Wärmerohrstruktur (Klasse 1).
- Durch die Verwendung eines einzelnen integrierten Wärmerohrs mit Sinterstruktur kann bei der Geometrie 2 der vorgegebene Wärmestrom nur knapp (im Hinblick auf die Dry-Out-Grenze) abgeführt werden. D.h. in der Praxis könnte mit einem einzelnen Wärmerohr die vorgegebene Leistung nicht sicher abgeführt werden. Als Folge ist eine Struktur mit parallelen aber hydraulisch miteinander verbundenen Wärmerohrkanälen (keine individuellen Wärmerohre!) notwendig. Während die Einzelstruktur (Klasse 1) noch relativ einfach z.B. durch Einpressen eines einzelnen Wärmerohrs in die Platine herstellbar ist, ist die Parallelstruktur (Klasse 3) ein integraler und damit komplizierter Bestandteil der Wärmerohrplatine.

Diese Art der Ergebnisanalyse zeigt, dass auf Basis der Ergebnisse eines ES-Optimierers praxisrelevante Entscheidungen getroffen werden können:

- Es lässt sich prüfen, ob der Einsatz von gegebenen Wärmerohrstrukturen sinnvoll ist (Beispiel: WR mit Netzstruktur gegen massive Kupferplatte ohne Wärmerohrstrukturen).
- Aus einer Auswahl an Strukturen lässt sich die geeigneteste auswählen (Beispiel: Sinter- anstelle von Netzstruktur).
- Es lässt sich eine Basis zur Abschätzung des Integrationsaufwands erstellen (Beispiel: Einzelwärmerohr oder parallele Strukturen)

- Für eine gegebene Komplexität, z.B. ein Wärmerohrverlauf mit einer einzigen zulässigen 90°-Biegung, lässt sich die mögliche Minderung des Wärmewiderstands bestimmen.

5.5.7 Synthese

Der Optimierer hat sich als geeignetes Werkzeug zur Einpassung optimaler Wärmerohrstrukturen erwiesen, denn die drei zu Beginn von Kapitel 5.5 gestellten Aufgaben an ein Optimierungsverfahren werden im Wesentlichen von ihm erfüllt:

1. *Es soll für eine gegebene Anordnung (WR-Geometrie, Anordnung der Heiz- und Kühlelemente) ein möglichst optimaler Wärmerohrverlauf bestimmbar sein.* Der verwendete Evolutionsalgorithmus liefert plausibel optimierte Verläufe von Wärmerohrstrukturen und erfüllt somit diese Aufgabe.
2. *Es soll möglich sein, verschiedene Wärmerohrstrukturen quantitativ gegeneinander zu bewerten.* Da die zu vergleichenden Strukturen nahezu optimal eingepasst, (d.h. jeweils bestmöglich integriert werden), sind die Leistungsfähigkeiten der Strukturen direkt vergleichbar. Zusätzlich lässt sich auch abwägen, ob der Einsatz von bestimmten Kapillarstrukturen überhaupt sinnvoll ist. Evtl. ist eine nicht-wärmerohrbasierte Lösung geeigneter, wie im Beispiel in Kapitel 5.5.6.3 der Vergleich Netzstruktur gegen Kupferplatte zeigt.
3. *Der Algorithmus soll nach dem Festlegen der Rahmenbedingungen autonom, d.h. ohne Eingriff eines Benutzers arbeiten.* Der Optimierer arbeitet bis zum Erreichen eines Optimums autonom, allerdings ist diese Aufgabe nicht zu 100% erfüllt, da er trotz der verwendeten zyklischen Schrittweitenanpassung in einem lokalen Optimum verharren kann. Dies ist nach [46] prinzipbedingt.

Das Optimierungsverfahren benötigt einen verhältnismäßig hohen Rechenaufwand. Für jedes Individuum sind einige zehntel bis einige zehn Sekunden an Rechenzeit notwendig. Eine Population besteht in der Regel aus zehn bis 100 Individuen. Bis zum Erreichen des Optimums dauert es einige hundert Generationen. Zusammengefasst ergibt dies Rechenzeiten von mehreren Minuten bis mehreren Stunden oder Tagen, je nach Komplexität des Problems und vorhandener Rechenleistung (andererseits würde das experimentelle Vorgehen ungleich länger dauern). Die Rechenzeit kann jedoch verringert werden, wenn die Qualitätsfunktion auf parallel arbeitenden Computern (Rechenknoten) ausgeführt wird. Dabei würde die Rechenleistung praktisch linear mit der Anzahl der Rechenknoten skalieren, da sich der Kommunikationsaufwand auf die Übertragung der Parametervektoren und der Rückmeldung der Qualität beschränkt. Solche massiv parallel arbeitende Maschinen werden seit

Jahren zur Strömungssimulation eingesetzt. Darüber hinaus gilt das Mooresche Gesetz, wonach sich alle 2 Jahre die Leistungsfähigkeit der Computer verdoppelt (vgl. Kapitel 2.1).

Grundsätzlich sollten mehrere Optimierungsläufe durchgeführt und verglichen werden. Inwieweit sich das in der vorliegenden Arbeit angewendete Verfahren, z.B. durch automatische Neustarts, verbessern lässt, ist anhand weiterer theoretischer Untersuchungen zu prüfen. Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit lag jedoch auf der *Anwendung* der ES-Algorithmen auf Wärmerohre, so dass diese Untersuchungen in diesem Rahmen nicht durchgeführt wurden und die Neustarts manuell erfolgten.

Die "Genauigkeit" des hier beschriebenen Verfahrens hängt von der zugrunde liegenden Simulation ab. Die EA stellt lediglich die darauf angewandte Optimierungsalgorithmik dar. Daher sollte das Ergebnis eines Optimierungslaufs mit erhöhter Simulationsgenauigkeit nachgerechnet werden, um zu prüfen, ob die zuvor ermittelte Leistungsfähigkeit korrekt war. Liegen in der Simulation allerdings keine gravierenden Fehler vor (wie z.B. eine unangepasste Diskretisierung), ist zu erwarten, dass - subjektiv gesehen - schlüssige Ergebnisse ("einleuchtende Wärmerohrverläufe") keine relevanten Leistungsunterschiede zu - subjektiv gesehen - unschlüssigen Ergebnissen ("merkwürdige Verläufe") besitzen.

6. Vorgehensvorschlag zur Entwicklung von optimierten Wärmerohrplatinen

Mit dieser Arbeit wurden Simulationswerkzeuge und Methoden geschaffen, die die in Kapitel 2.6 dargestellten Probleme optimiert lösen können. “Optimiert” bedeutet, dass die Strukturparameter (Maschenzahl bzw. Korngröße, Strukturstärke, Kanalform, Wärmerohrverlauf) einer Wärmerohrplatte nicht zufällig bzw. anhand von Erfahrungswerten bestimmt werden. Vielmehr werden die Parameter theoretisch mit mathematischen Algorithmen bestimmt. Diese Algorithmen werden in Kapitel 5 beschrieben.

Im folgenden Kapitel werden - für die Problemfälle 1 bis 4 aus Kapitel 2.6 - Verfahren vorgestellt, mit denen sich der Entwicklungsprozess bei der Wärmerohrplattenentwicklung vereinfachen lässt. Dazu werden die theoretisch optimalen Strukturparameter zuerst mittels der Algorithmen aus Kapitel 5 geschätzt. Dadurch wird die theoretisch maximale Wärmeübertragungsleistung oder auch der minimale Wärmewiderstand schon beim ersten Experiment zumindest näherungsweise erreicht. Anschließend werden die Algorithmen mit experimentellen Ergebnissen abgeglichen und zuletzt die so optimierte Anwendung aufgebaut und experimentell untersucht.

In den nachfolgenden Unterkapiteln sind die notwendigen Arbeitsschritte für die einzelnen Problemfälle beschrieben.

6.1 Problemfälle 1 bis 4

In den Kapiteln 5.1 bis 5.4 wird gezeigt, dass es bei Platinen der Integrationsarten der Klassen 1 und 2 (Kapitel 2.4) theoretisch optimale Wärmerohrstrukturen gibt. Dies ermöglicht sehr ähnliche Lösungsvorgehensweisen für die Problemfälle 1 bis 3.

6.1.1 Problemfall 1 (Optimierung der Kapillarstruktur)

Bei diesem Fall sind die geometrischen und thermischen Randbedingungen (A_{heiz} , $A_{kühl}$, $T_{kühl}$, L_{eff} , WR -Innenquerschnitt) fest vorgegeben und das Arbeitsfluid ist bekannt. Die optimale Kapillarstruktur soll ermittelt werden.

Schritt 1: Die effektive Länge L_{eff} wird nach Gl. (4) berechnet, und die zu übertragende Gesamtwärmeleistung (Sollwärmeleistung) $\dot{Q}_{ges, soll}$ wird festgelegt.

Schritt 2: Es wird eine Optimierungsrechnung für eine homogene Kapillarstruktur nach Kapitel 5.4 durchgeführt bzw. eine inhomogene Optimierungsvariante nach Kapitel 5.4.5. Dazu muss ausge-

wählt werden, ob eine Sinterpulver-, eine Netz- oder eine Rillenstruktur verwendet werden soll. Entsprechend können eine oder mehrere Querschnittsvarianten betrachtet werden. Die Auswahl des Strukturtyps (Pulver, Netz, Rille) erfolgt anhand fertigungstechnischer Überlegungen. Für eine Sinterpulver- oder Rillenstruktur müssen die entsprechenden Beziehungsgleichungen (84), (85), (87) so aufgestellt werden, dass in Abhängigkeit der Korngröße (Sinterpulver) bzw. der Rillenbreite und des Rillenabstands (bei Rillenstrukturen) die Permeabilität bestimmt werden kann. Als Quelle empfehlen sich [10], [11] und [13].

Schritt 3: Die erhaltenen Strukturparameter (z.B. N_{opt} , $n_{struct, opt}$ für Netzstrukturen) können nicht immer zu 100% in die Praxis umgesetzt werden. Aus einer zu erstellenden Liste mit Strukturen (Herstellerangaben oder Literaturwerte), wird daher eine Struktur ausgewählt, die den Parametern möglichst genau entspricht (Kapitel 5.1.1).

Schritt 4: Als Referenzstruktur für Gl. (87) werden die Parameter der in Schritt 3 ermittelten realen Struktur eingesetzt und die Optimierung wird wiederholt. Falls sich das Optimum verschoben hat, wird mit Schritt 3 fortgefahren. Falls das Optimum immer zwischen den zwei selben Strukturen springt (Endlosschleife), ist eine der beiden zu wählen.

Schritt 5: Es wird geprüft, ob die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit \dot{Q}_{opt} (die ein Ergebnis der Optimierungsalgorithmen ist) ausreicht, d.h. ob die Soll-Wärmeleistung übertragen werden kann. Falls nicht, und \dot{Q}_{opt} deutlich (<50%) unter der Soll-Wärmeleistung $\dot{Q}_{ges, soll}$ liegt, ist der Einsatz eines Wärmerohrs fraglich.

Schritt 6: Die Struktur wird dreidimensional simuliert. Anschließend folgt die Entscheidung, ob das Wärmerohrsystem den Anforderungen entspricht. Als Entscheidungskriterien bieten sich neben der Erfüllung der technischen Anforderungen die Kosten und der Zeitaufwand zur Herstellung an.

Schritt 7: Die Struktur wird experimentell untersucht. Dafür werden zwei gerade Wärmerohre aufgebaut, die ausschließlich an einem Ende beheizt und am anderen gekühlt werden. Deren effektive Länge entspricht L_{eff} aus Schritt 1; die Heiz- und Kühlflächen entsprechen den vorgegebenen A_{heiz} , $A_{kühl}$. Das eine Wärmerohr (WR-A) besitzt einen sehr großen Dampfraum damit der Druckverlust in der Dampfströmung vernachlässigt werden kann (s. Schritt 8), bei dem zweiten entsprechen die Querschnitte für den Dampfraum und die Kapillarstruktur denen des verwendeten Simulationsmodells (WR-B). Die Herstellung der Kapillarstruktur muss bei beiden Wärmerohren in derselben Art und Weise wie für das endgültige Wärmerohr erfolgen, um fertigungsbedingte Abweichungen zu vermeiden. Mit dieser experimentellen Untersuchung sollen die Kapillarstrukturdaten (die Permea-

bilität und die Strömungswiderstände bzw. Strömungsleitfähigkeiten), die im Simulationsmodell verwendet werden, überprüft und angepasst werden.

Schritt 8: Die Modellgleichungen werden mit den experimentellen Werten abgeglichen. Zwei geeignete Größen für diesen Abgleich sind die Permeabilität der Kapillarstruktur (K_{fb} , A_{fb} , Gl. (30) oder Gl. (84)) und der Dampfraumquerschnitt (k_{db} , K_{db} , A_{db} , Gl. (73)).

Die Permeabilität der Kapillarstruktur wird anhand der Messdaten von WR-A (Schritt 7) angepasst. Dazu wird die angenommene Permeabilität so weit erhöht oder verringert, bis die Rechnung mit den Messdaten übereinstimmt.

Anschließend wird anhand der Messdaten von WR-B (Schritt 7) der Dampfraumquerschnitt im Simulationsmodell angepasst. Entsprechend der Permeabilität der Kapillarstruktur wird die Querschnittsfläche im Simulationsmodell verringert oder vergrößert, bis die Rechnung mit den Messdaten übereinstimmt.

Anschließend werden die Schritte 1 bis 4 wiederholt. Evtl. ergibt sich ein neues Optimum, was anschließend in den Schritten 5 und 6 getestet wird. Waren die Unterschiede zwischen den experimentellen und den simulierten Daten gering ($< 20\%$), so folgt entweder Schritt 9, oder aber die Schritte 7 und 8 werden nochmals wiederholt, um die Genauigkeit zu erhöhen.

Schritt 9: Die endgültige Wärmerohrstruktur wird experimentell aufgebaut und getestet.

Die Schritte 1 bis 4 benötigen in der Regel höchstens einige Stunden Arbeitsaufwand und sind daher im Vergleich zum experimentellen Aufwand vernachlässigbar. Wurde das hier entwickelte und beschriebene Wärmerohrmodell durch Experimente häufig überprüft und “kalibriert”, werden die Zusatzexperimente aus Schritt 7 und der Schritt 8 möglicherweise unnötig.

6.1.2 Problemfall 2 (Optimierung der Kapillarstruktur)

Die Wärmequellen sind frei positionierbar. Ansonsten wie Problemfall 1.

Das Vorgehen ist praktisch identisch mit dem für Problemfall 1. Nur zwei Änderungen sind nötig:

Schritt 1: Es wird vom schlechtest möglichen Fall ausgegangen. D.h., die gesamte zu erwartende Wärmeleistung wird am Ende des Wärmerohrs eingekoppelt. Bei Berücksichtigung der sich daraus ergebenden Heizerfläche¹ wird L_{eff} bestimmt.

Schritt 2: In diesem Schritt wird keine inhomogene Berechnung durchgeführt, da das in dieser Arbeit dargestellte Optimierungsverfahren für inhomogene Kapillarstrukturen auf der Annahme basiert, dass die Orte der Heizer und Kühler bekannt sind (s. Kapitel 5.2). Ansonsten wird wie im ursprüngliche Schritt 2 für Problemfall 1 verfahren.

6.1.3 Problemfall 3

Die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit für die fest vorgegebene Kapillarstruktur soll bestimmt werden, sonst wie Problemfall 2.

Wie für Problemfall 2, lediglich Schritt 5 entfällt, da die maximale Heizleistung eine zu suchende Größe ist.

6.1.4 Problemfall 4 (Integrationsoptimierung)

Die Kapillarstruktur ist fest vorgegeben. Der optimale Verlauf der Wärmerohrstruktur ist zu ermitteln. Es soll festgestellt werden, ob das Wärmerohr die vorgegebene Leistung transportieren kann.

Da die Kapillarstruktur (optimal oder nicht) fest vorgegeben ist, entfällt die Stukturoptimierung. Daher ist lediglich der Algorithmus nach Kapitel 5.5 notwendig.

Schritt 1: Modellierung der Platine (z.B. mit dem Simulationsmodell aus dieser Arbeit, s. Kapitel 4).

Schritt 2: Anpassen des Wärmerohrmodells nach Kapitel 6.1.1, Schritt 7.

Schritt 3: Optimierung nach Kapitel 5.5 anhand eines EAs. Die Auswahl des Freiheitsgrads für den Verlauf des Wärmerohrs erfolgt anhand praktischer Überlegungen. Beispielsweise:

- Darf es sich in seinem Verlauf schneiden?
- Wieviele Abbiegungen lassen sich fertigen?
- Verläuft das Wärmerohr innerhalb einer Ebene?
- Soll der Freiheitsgrad zugunsten der notwendigen Rechenzeit für die Optimierung reduziert werden?

1. Da die Heizelemente eine endliche Ausdehnung besitzen und sich daher nicht gleichzeitig alle am WR-Ende befinden können, wird deren Fläche und Leistung in einem Heizelement zusammengefasst.

6.2 Synthese

Bei einer experimentellen Optimierung liegt in der Regel zu Beginn keine Information vor, mit welchen Strukturparametern die Optimumssuche zu beginnen hat. In Kapitel 5 werden daher Algorithmen beschrieben, mit denen solche Informationen geschätzt werden können. In Kapitel 6 werden “Rezepte” gezeigt, mit denen sich die Algorithmen mit experimentellen Untersuchungen kombinieren lassen, so dass sich der experimentelle Aufwand drastisch reduziert.

Die Reduktion ergibt sich dadurch, dass die Suche im mehrdimensionalen Parameterraum (Querschnittsgrößen, Kapillarstrukturgrößen) nicht durch Experimente erfolgen muss. Sie wird durch in Computerprogramme implementierte Modelle erledigt. Damit lassen sich große Bereiche des vorliegenden Parameterraums automatisch absuchen, wofür sonst ein hoher experimenteller Aufwand notwendig wäre.

Die auf jeden Fall weiterhin notwendigen Experimente dienen zur Korrektur der Modelle, d.h. zur Anpassung der Modellparameter (Permeabilität der Kapillarstruktur und Dampfraumquerschnitt) auf reale Größen der Praxis.

7. Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Mikroelektronische Bauteile dissipieren im Betriebszustand Wärme und müssen gekühlt werden, um sie vor thermischer Überlastung zu schützen. Nur so können Ausfallraten der Komponenten minimiert werden. Durch die steigende Komplexität der Bauteile wachsen die Anforderungen an die Kühlsysteme für mikroelektronische Bauteile. Wärmerohre bieten sich aufgrund ihres niedrigen Wärmewiderstands und ihrer Zuverlässigkeit aufgrund des Fehlens von bewegten Teilen als geeignete Komponenten von Kühlsystemen an. Sie sind inzwischen in Konsumergeräten wie Notebook-Computern übliche Bestandteile des Kühlkonzepts.

Die *Motivation* der vorliegenden Arbeit liegt darin begründet, dass die bisherigen Methoden zur Entwicklung von Wärmerohrplatinen sehr aufwändig sind. Obwohl für die Auswahl der Wärmerohrstrukturgrößen eine reiche Erfahrungsbasis vorliegt, kann nicht sichergestellt werden, ob mit den ausgewählten Wärmerohr-Größen das theoretische Optimum auch nur entfernt angenähert wird. Zahlreiche Iterationsschritte mit einer entsprechend großen Anzahl von Experimenten wären notwendig. In der Regel wird aus Zeit- und Kostengründen ein solches Verfahren nicht angewandt.

Das *Ziel* dieser Arbeit war, ein optimiertes Vorgehen und die dazu notwendigen Hilfsmittel zu erarbeiten, um einerseits den Entwicklungsaufwand drastisch zu reduzieren und andererseits dabei sicherzustellen, dass das Ergebnis dem theoretisch erreichbaren Optimum möglichst nahe kommt.

In der vorliegenden Arbeit werden anhand der Anforderungen an Wärmerohrplatinen vier verschiedene praxisrelevante Problemfälle identifiziert (s. Kapitel 2.6 und unten). Die dabei wichtigen geometrischen und thermischen Größen werden in den Rechnungen auf realitätsnahe Wertebereiche eingeschränkt.

Ausgehend von diesen Größen wird das dreidimensionale Simulationsmodell einer Wärmerohrplatine hergeleitet und beschrieben (Kapitel 4.5 bis Kapitel 4.7). Anhand des Vergleichs von Testrechnungen mit experimentellen Ergebnissen (Kapitel 4.8) wird gezeigt, dass die gewählten Modellvereinfachungen zulässig sind. Anschließend erfolgt die Entwicklung von Optimierungsalgorithmen für diese Problemfälle (Kapitel 5). Dabei werden die Kapillarstruktur, der gesamte Wärmerohrquerschnitt und die Lage von Wärmerohrstrukturen innerhalb oder auf einer Wärmerohrplatine als Optimierungsproblem betrachtet. Abschließend wird ein optimiertes Vorgehen zur Auslegung von Wärmerohrplatinen vorgestellt (Kapitel 6).

Bei der Kühlung von Elektronikbauteilen mittels Wärmerohren lassen sich vier Problemfälle identifizieren. Im ersten Fall ist das Arbeitsfluid bekannt und die geometrischen und thermischen Randbedingungen sind fest vorgegeben. Der zweite Fall unterscheidet sich dadurch, dass die Wärmequellen frei positionierbar sind. In beiden Fällen wird die Kapillarstruktur optimiert. Bei Fall drei wird für eine festgelegte Kapillarstruktur die maximal übertragbare Heizleistung ermittelt. Beim vierten Fall ist wie in Fall drei die Wärmerohrstruktur vorgegeben und der optimale Strukturverlauf auf oder innerhalb der Platine wird bestimmt; dabei wird für alle Varianten die Leistungsfähigkeit geprüft.

Der Lösungsansatz für die vier Probleme ist ein 3-D-Berechnungsmodell für sowohl den stationären als auch instationären Fall. Dieses setzt sich aus thermischen und hydraulischen Widerstandsnetzwerken zusammen. Die Flüssigkeitsströmung, ob in Kapillarnetzen, Sinterstrukturen oder in Rillen, kann durch das Widerstandsnetzwerk beschrieben werden, da die Strömungsgleichungen für den Dampf und die Flüssigkeit im Fall der betrachteten Wärmerohrplatinen linearisiert und dadurch stark vereinfacht werden können. Mit der gewählten Diskretisierungsmethode werden Strukturbereiche in Paneele und Kanten aufgeteilt, was die Abbildung dreidimensionaler Kapillarstrukturen erlaubt.

Die geringen hydraulischen Durchmesser (ca. 0.5 bis 4mm) einer Plattengeometrie erlauben bei einem geringen Fehler ($\ll 10\%$) die Reduktion der Dampfströmungsgleichungen auf den Fall einer praktisch rein viskosen Strömung. Das Dampfströmungsmodell lässt sich durch die Unterteilung des Wärmerohrquerschnitts in wenige sog. Basisquerschnitte stark vereinfachen. Ein Basisquerschnitt stellt die Teillösung einer vorangegangenen Strömungsberechnung mit einem hohen Diskretisierungsgrad dar. Das Resultat der Teillösung ist sein Formfaktor, der in die eigentliche Wärmerohr-Dampfströmungsberechnung einfließt.

Durch das einfache Paradigma, dass das Wärmerohr ausschließlich als der Bereich des Stofftransports¹ und die Kapillarstruktur und Wand als wärmeleitende Umgebung definiert werden, vereinfacht sich der Entwicklungsaufwand des Simulationsprogramms deutlich. Denn damit entfallen Fallunterscheidungen innerhalb des Wärmeleitungsmodells (auf der Basis von Wärmewiderständen) für die Umgebung. Als Folge lässt sich der Wärmetransport ausschließlich durch die Gleichungen für die wärmeleitende Umgebung beschreiben, auch wenn ein Wärmerohr vorhanden ist.

Der Dry-Out-Fall wird in der vorliegenden Arbeit durch einen iterativen Algorithmus simuliert. Dabei wird anschließend an eine Strömungssimulation für den Dampf und die Flüssigkeit festgestellt,

1. Obwohl seine Bezeichnung anderes andeutet, wird in einem Wärmerohr nicht Wärme, sondern Stoff und damit Enthalpie transportiert. Wärme wird lediglich in der Heiz- und Kühlzone umgesetzt.

in welchen Bereichen der Kapillarstruktur die Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit zu hoch ist. Als Maß dient die maximale Kapillardruckdifferenz. Ein Teil dieser Bereiche wird als “trocken” markiert und die Wärmerohrsimulation wiederholt. Dieser Vorgang wird so lange wiederholt, bis die Simulationsrechnung keine neuen trockenen Bereiche mehr liefert.

Die Auswahl der bestmöglichen Kapillarstruktur kann optimiert werden. In dieser Arbeit werden dafür drei Fälle untersucht. Im ersten Fall wird die Optimierung einer homogenen Kapillarstruktur betrachtet, im zweiten Fall die einer inhomogenen, d.h. einer sich über die Wärmerohrlänge ändernden Kapillarstruktur. Im dritten Fall wird untersucht, wie sich auch die Querschnittsform des Wärmerohrs optimieren lässt.

Die Optimierungsalgorithmen basieren auf den zuvor linearisierten Modellen und sind daher sehr einfach aufgebaut, was sich positiv auf den Modellierungs- und Rechenaufwand auswirkt.

Die Integration eines Wärmerohrs auf oder in eine Platine kann auch optimiert werden. Ist z.B. ein biegsames Wärmerohr gegeben und soll damit eine elektronische Schaltung gekühlt werden, ist der Verlauf des Wärmerohrs optimierbar. In der vorliegenden Arbeit wird dafür der Evolutionäre Algorithmus der Variante “Evolutionäre Strategie” (ES) eingesetzt.

Die ES bedingt die Einführung zweier Vektoren, des Beschreibungs- und des Parametervektors. Mit ihnen lässt sich der Verlauf eines Wärmerohrs auf bzw. in einer Wärmerohrplatine festlegen. Ist der Verlauf definiert, wird eine thermische Simulation mit dem entwickelten oben beschriebenen Simulationsmodell durchgeführt. Anhand von Benutzervorgaben bzgl. der Temperaturverteilung und der maximalen Wärmestromdichte wird die Qualität des Wärmerohrverlaufs bestimmt. Die Qualität ist dabei ein Maß für die Abweichung von den Benutzervorgaben. Der Parametervektor liefert somit die Eingangsgrößen für eine Qualitätsfunktion. Mittels der verwendeten ES wird die Qualitätsfunktion minimiert und dadurch der Wärmerohrverlauf optimiert. Es konnte gezeigt werden, dass dieses Optimierungsverfahren praxistaugliche Ergebnisse liefert.

Anhand der entwickelten Optimierungsalgorithmen werden Auslegungsverfahren für Wärmerohrplatinen vorgestellt. Zum einen dienen diese zur Optimierung der Kapillarstruktur und des Dampfraumquerschnitts. Die Parameter für die Kapillarstruktur und den Dampfraumquerschnitt entstammen einer Optimierungsrechnung. Zum anderen dienen die Auslegungsverfahren zur Wärmerohrintegration, d.h. zur Ermittlung des optimalen Verlaufs des Wärmerohrs in bzw. auf der Platine.

Durch die Auslegungsverfahren wird der Entwicklungsaufwand für Wärmerohrplatinen deutlich reduziert. Die Reduktion ergibt sich dadurch, dass die Suche im mehrdimensionalen Parameterraum (Querschnittsgrößen, Kapillarstrukturgrößen) nicht durch Experimente erfolgen muss. Sie wird durch die in Computerprogramme implementierten Wärmerohrplatinenmodelle durchgeführt. Damit lassen sich für die Problemfälle 1 bis 3 auf einem handelsüblichen PC in wenigen Minuten große Bereiche der vorliegenden Parameterräume absuchen, wofür sonst mit Experimenten mehrere Tage und Wochen notwendig wären. Die auf jeden Fall weiterhin notwendigen Experimente dienen zur Korrektur der Modelle, d.h. zum Anpassen der Modellparameter (Permeabilität der Kapillarstruktur, Querschnittsfläche des Dampfraums).

Bei Problemfall 4 ist der Zeitvorteil des optimierten Vorgehens von der Komplexität der zu kühlenden Platine abhängig. Für die in dieser Arbeit untersuchten Platinengeometrien sind nur wenige Stunden Rechenzeit auf einem handelsüblichen PC notwendig. Bei komplexeren Platinengeometrien steigt der Rechenaufwand. Komplexere Geometrien haben jedoch auch einen erhöhten experimentellen Aufwand zur Folge. Es lässt sich daher keine generelle Aussage über den Zeitvorteil treffen. In der Praxis empfiehlt es sich daher, vorab Probeläufe mit wenigen Optimierungsschritten durchzuführen, um den Rechenaufwand abzuschätzen.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten aus Zeitgründen keine experimentellen Untersuchungen mit theoretisch optimierten Strukturen durchgeführt werden. Für nicht optimierte Strukturen sind jedoch Simulationsrechnungen mit experimentellen Daten verglichen worden (Kapitel 4.8). Anhand der guten Übereinstimmung der numerischen mit den experimentellen Ergebnissen lässt sich schließen, dass der Optimierungsalgorithmus mit Querschnittsformbetrachtung, der auf dem Simulationmodell von Kapitel 4 aufbaut, ein großes Potenzial besitzt, die Auslegung von Wärmerohrkonstruktionen deutlich zu vereinfachen.

In Anbetracht des sehr großen und nicht unbedingt zum Ziel führenden Optimierungsaufwands bei einem rein experimentellen Vorgehen, können die hier vorgestellten Methoden einen merklichen Beitrag zur erheblichen Beschleunigung und Kostenreduktion bei der Entwicklung von Wärmerohrplatinen leisten.

7.2 Ausblick

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf der theoretischen Betrachtung der Wärmerohroptimierung. Die dargestellten experimentellen Untersuchungen der (nicht optimierten) Strukturen wurden mit Kapillarnetz-Wärmerohren durchgeführt. Dementsprechend werden als Eingangsgleichungen

für die Optimierungsalgorithmen Gleichungen für kapillarnetzbasierte Wärmerohre verwendet. Dabei werden Annahmen über den Zusammenhang zwischen z.B. der Maschenzahl und der Permeabilität gemacht (Kapitel 5.1, Gl. (88)).

Um die zu erwartende Abweichung zwischen einem theoretischen Optimierungsergebnis und dem darauf aufbauenden Experiment zu verringern, ist es notwendig, die Beziehung anhand experimentell gewonnener Werte zu überprüfen und zu verfeinern. Vorzugsweise sollte das Suchgebiet dabei durch Extremparameter (z.B. eine Netzlage bei geringer Maschenzahl und bei sehr großer Maschenzahl, gegenüber z.B. fünf Netzlagen bei ebenfalls geringer und sehr großer Maschenzahl) begrenzt werden. Innerhalb des Gebiets müssten einige wenige Parameterkombinationen untersucht werden, so dass sich ein Polynom für den Zusammenhang erstellen lässt.

Das Vorgehen könnte auch für Sinterstrukturen angewendet werden. Hierbei bieten sich als Parameter z.B. die mittlere Porengröße und der Hohlraumanteil an; denkbar wäre auch die Korngröße und die Dichte.

Die Stukturop Optimierung in dieser Arbeit wurde für den schlechtest möglichen Betriebsfall, nämlich den Betrieb gegen die Gravitation ausgelegt. Im Hinblick auf die terrestrische oder luftfahrtgebundene Anwendung der betrachteten Wärmerohrplatinen ist dies eine plausible Vorgehensweise. Für den vollständig waagrechten Auslegungsfall bzw. für Raumfahrtanwendungen ist es jedoch üblich, die maximal übertragbare Wärmeleistung ohne Gravitationseinflüsse zu bestimmen. Die maximal übertragbare Leistung ist in diesem Betriebsfall höher, da die Kapillarkraft nicht zur Überwindung der Erdanziehungskraft benötigt wird und damit höhere Fluidgeschwindigkeiten zulässt. D.h. ein entsprechender Optimierungsalgorithmus muss in jedem Fall den Druckabfall innerhalb der Dampfströmung berücksichtigen. Der in dieser Arbeit dargestellte Algorithmus zur Optimierung des Wärmerohrquerschnitts (Abb. A11 und Kapitel 5.4) leistet dies prinzipiell. Allerdings wurde die Optimierung für den waagrechten Betriebsfall nicht betrachtet. Für Raumfahrtanwendungen sind solche Untersuchungen daher noch durchzuführen.

Der Evolutionäre Algorithmus (EA) zur Optimierung des Wärmerohrverlaufs innerhalb oder auf einer Platine verwendet in der vorliegenden Arbeit ein dreidimensional rechnendes Simulationsmodell. Der Hauptnachteil dieses Verfahrens ist die notwendige Rechenzeit, die maßgeblich von der Rechenzeit des zugrundeliegenden Simulationsmodells abhängt.

Es liegt nahe, die sequenzielle Abfolge an Wärmerohrsimulationen, die für jede Wärmerohrgeneration notwendig sind, zu parallelisieren, um so die Optimierungsdauer zu reduzieren. Beispielsweise

könnte ein Netz aus mehreren PCs verwendet werden, wobei auf jedem dasselbe Simulationsprogramm arbeitet. Ein zentraler Rechner (Server) verteilt dabei die einzelnen Parametrierungen (Individiumsvektoren) an die Simulationsrechner (Clients), wartet auf deren Ergebnisse und verarbeitet sie gemäß dem in der vorliegenden Arbeit beschriebenen EA. Da der Kommunikationsaufwand (Übertragung einzelner Vektoren) klein gegenüber der notwendigen Simulationszeit für eine einzelne Platine ist, kann man davon ausgehen, dass die Optimierungsdauer nahezu umgekehrt proportional zur Anzahl der eingesetzten Simulationsrechner ist. Der Aufwand zur Realisierung eines solchen Netzwerks kann als gering eingestuft werden, da moderne PCs ohnehin auf den Betrieb in Netzwerken ausgelegt sind.

Eher von grundsätzlicher Natur ist die Frage, ob das globale Optimum wirklich gefunden wird. In der vorliegenden Arbeit wurde das Problem dahingehend abgeschwächt, dass die Optimierungsläufe mehrfach wiederholt wurden¹. Aufgrund der Einfachheit der untersuchten Geometrien ist dies eine gangbare Möglichkeit. Spätestens bei komplexeren Problemen mit einem höheren Freiheitsgrad stößt man mit dieser Methode aber an Grenzen. Es empfiehlt sich daher, diesem Thema eingehendere Untersuchungen zu widmen und die aktuellen Arbeiten auf dem Gebiet der Genetischen und Evolutionären Algorithmen näher zu beleuchten.

Die in dieser Arbeit vorgeschlagenen Verfahren zur Optimierung von Wärmerohrstrukturen stellen eine Synthese aus der mehrjährigen Erfahrung in der Wärmerohrentwicklung und den theoretischen Erkenntnissen bzgl. Optimierungsproblemen dar. Allerdings handelt es sich um Vorschläge, die im Entwicklungsalltag sicherlich noch einige Anpassungen erfahren werden. Beispielsweise ist denkbar, dass die Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen ergänzende Schritte notwendig macht. So könnte es sein, dass bestimmte Kapillarstrukturstärken gesonderte Herstellungsverfahren erfordern, die wiederum einen Einfluss z.B. auf den effektiven Porenradius haben. Dies würde detailliertere Experimente beim Aufstellen der Beziehungsgleichungen (z.B. Maschenzahl mit Permeabilität) erfordern. Des weiteren könnte es sein, dass nicht alle optimierten Strukturen praktisch (oder kostengünstig) herstellbar sind. Dies würde zur Folge haben, dass bestimmte Gebiete im Suchraum der Optimierungsalgorithmen auszuklammern sind.

Einen weiteren Einfluss auf das vorgeschlagene Vorgehen könnte das Problem der verlängerten Fluidpfade darstellen (Kapitel 5.4.3 und Kapitel 5.4.4). Im vorgeschlagenen Verfahren zur Sturkturoptimierung wird davon ausgegangen, dass es ausreicht, alle Wärmequellen und Wärmesenken zu zwei

1. Wobei die Neustarts manuell erfolgten, d.h. das entwickelte EA-System kann diesbezüglich noch verbessert werden.

gegenüberliegenden einzelnen Wärmequellen und Wärmesenken zusammenzufassen. Strömungsvorgänge senkrecht zur Wärmerohrachse werden dadurch vernachlässigt. Es ist denkbar, dass dies z.B. bei quadratischen Platinen mit gleichmäßig über die Oberfläche verteilten Wärmequellen zu einer verminderten Wärmetransportfähigkeit führt. Dies sollte im Detail theoretisch und experimentell untersucht werden. Als Lösungsansatz für etwaige Probleme bieten sich die in den beiden Kapiteln erwähnten Querverbindungen (Löcher und Verbindungselemente) an.

In der Summe ist zu empfehlen, auf der vorliegenden Arbeit aufzubauen und die Feinheiten und Schwachpunkte anhand von praktischen Entwicklungsaufgaben zu identifizieren und zu minimieren.

8. Literatur

- [1] G. Grohs, "Chip, Chip, hurra!", Heft 24, c't - Magazin für Computertechnik, Heise Verlag, Hannover, 2000
- [2] P. E. Bagnoli, C. Casarosa, M. Madella, A. Piccirillo, "Analysis of Heat Conduction Properties of Packaged Laser Diodes from Highly Resolved Temperature Transient Measurements", Proceedings of the International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, Lahana, USA, 1999
- [3] H. Bögeholz, W. Stieler, "Die nächste Generation Computer", Heft 6, c't - Magazin für Computertechnik, Heise Verlag, Hannover, 1999
- [4] A. Bleul, "Heizt nicht", Heft 7, c't - Magazin für Computertechnik, Heise Verlag, Hannover, 2000
- [5] E. J. Vardaman, "Multichip Packages: New Developments and Applications", Proceedings of the International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, Lahana, USA, 1999
- [6] Y.-W. Huang, K.H. Teo, K.L. Chua, "The Effect of Underfill on the Pressure Cooker Test Performance of Flip Chip on Board Assembly", Proceedings of the International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, Lahana, USA, 1999
- [7] S. Esener, P. Marchand, F. Kiamilev, V. Ozguz, Y. Liu, "Optical Interconnects for Silicon Chip Stacks", Proceedings of the International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, Lahana, USA, 1999
- [8] T. P. Cotter, "Theory of Heat Pipes", Report No. LA-3246-MS, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, 1965
- [9] M. Groll, S. Rösler, "Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons", Vol. 17, No2, J. Non-Equilib. Thermodyn., 1992
- [10] A. Faghri, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, Washington, DC (USA), 1995
- [11] P.D. Dunn, D.A. Reay, "Heat Pipes", 3rd Edition, Pergamon Press, Oxford - New York - Toronto - Sydney - Paris - Frankfurt, 1982
- [12] G. P. Peterson, "An Introduction to Heat Pipes", Wiley-Interscience Publication, New York, 1994
- [13] "VDI Wärmeatlas", Verein Deutscher Ingenieure, Springer Verlag, Heidelberg, 1999
- [14] T. P. Cotter, "Principles and Prospects of Micro Heat Pipes", Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, 1985
- [15] C. A. Busse, "Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 16, 1973
- [16] M. Schneider, M. Yoshida, M. Groll, "Investigation of Interconnected Mini Heat Pipe Arrays for Micro Electronics Cooling", Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999
- [17] A.E. Bergles, W. M. Rohsenow, "The determination of forced-convection surface boiling heat transfer", ASME J. Heat Transfer, Vol. 86, 1964
- [18] S.W. Chi, "Heat pipe theory and practice", New York, McGraw-Hill, 1976

- [19] M. Hage, "IKEPIPE, ein Programm zur Berechnung von Wärmerohren", Bericht Nr. IKE-5TN-165-77, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universität Stuttgart, 1977
- [20] W. Bohl, "Technische Strömungslehre", Vogel Fachbuch, Würzburg, 1998
- [21] R. Trostel, "Mechanik IV,1, Strömungsmechanik", Band 4, Institut für Mechanik, Technische Universität Berlin, 1985
- [22] F. Haug, "Druckrückgewinnung in einem zylindrischen Wärmerohr bei hohen radialen Reynoldszahlen und hohen Machzahlen", Dissertation, Universität Stuttgart, 1984.
- [23] E. Truckenbrodt, "Fluidmechanik, Band 2", Dritte Auflage, Springer Verlag, Heidelberg, 1992.
- [24] M. Groll, R.B. Pittman, J. E. Eninger, "Parametric Performance of Circumferentially Grooved Heat Pipes with Homogeneous and Graded-Porosity Slab Wicks at Cryogenic Temperatures", Proceedings of the 2nd International Heat Pipe Conference, Bologna, Italy, 1976
- [25] Z. J. Zuo, M. T. North, "Improved Heat Pipe Performance Using Graded Wick Structures", Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999
- [26] B. D. Marcus, "Theory and design of variable conductance heat pipes", Report No. CR 2018, NASA, Washington, 1972.
- [27] C. Y. L. Chan, H. Salt, "Capillary head and permeability of wicks with single or multiple size pores", Proceedings of 8th International Heat Pipe Conference, Beijing, China, 1992
- [28] K.-K. Tio, C. Yu, K. C. Toh, "Thermal analysis of micro heat pipes using a porous-medium model", Heat and Mass Transfer, Vol. 36, Springer Verlag, Heidelberg, 2000
- [29] H. Schlichting, "Grenzschicht-Theorie", Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965
- [30] G. Lein, "Technische Strömungslehre", Vorlesungsskript, Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, 1996
- [31] A. Y. Beliaev, "The Darcy law in random porous domains of general type", Bericht 97/11, Sonderforschungsbereich 404, Universität Stuttgart, 1997
- [32] J. van Brakel, "Capillary Liquid Transport in Porous Media", Dissertation 1975/3912, Universität Delft, 1975
- [33] R. Herbert, "Time Variant Ground Water Flow by Resistance Network Analogues", Journal of Hydrology 6, S. 237-264, North-Holland Publishing, Amsterdam, Holland, 1968
- [34] C. A. Busse, J. E. Kemme, "The Dry-Out Limits of Gravity-Assisted Heat Pipes with Capillary Flow", Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference, Albuquerque, USA, 1995
- [35] A. Gupta, "Optimization of Heat Pipe Wick Structures for Low Wattage Electronics Cooling Applications", Proceedings of the International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, Lahana, USA, 1999
- [36] H. van Ooijen, C. J. Hoogendoorn, "Numerical Calculations on the Vapour Flow in a Flat-Plate Heat Pipe with Asymmetrical Boundary Conditions", Proceedings of the 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, USA, 1978
- [37] H. Noboa, G.P. Peterson, "A Thermodynamic Analysis of Heat Pipes", Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference, Albuquerque, USA, 1995
- [38] D. Verwaerde, "Modeles Differentiels et Optimisation", Ecole Centrale Paris, 1997-1998
- [39] E. Kausen, "Numerische Mathematik mit TURBO-PASCAL", Dr. Alfred Hüthig Verlag, Heidelberg, 1989

- [40] M. Griebel, T. Dornseifer, T. Neunhoeffler, "Numerische Simulation in der Strömungsmechanik", Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 1995
- [41] C.-Y. Wang, M. Groll, S. Rösler, C.-J. Tu, "Porous Medium Model for Two-Phase Flow in Mini Channels with Applications to Micro Heat Pipes", Heat Recovery Systems & CHP (jetzt "Appl. Thermal Engineering"), Vol. 14, No. 4, Elsevier Science Ltd., 1994
- [42] P. Stephan, "Wärmedurchgang bei Verdampfung aus Kapillarrillen in Wärmerohren", Fortschrittbericht Reihe 19, Nr. 59, VDI Verlag, Heidelberg, 1992
- [43] J. J. I. van Kan, A. Segal, "Numerik partieller Differentialgleichungen für Ingenieure", B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1995
- [44] C. Sarno, J.B. Dezord, G. Moulin, M.C. Zaghdoudi, M. Lallemand, V. Sartre, M. Groll, M. Schneider, H. Holzer, T. Schmitt, J. Rantala, T. Aapro, R. Lehtiniemi, "Use of Metal Matrix Composite Material Heat Pipes for the Thermal Management of High Integrated Electronic Packages", Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999
- [45] H.-P. Schwefel, "Evolution and Optimum Seeking", Wiley-Interscience Publication, New York - Chichester - Brisbane - Toronto - Singapore, 1995
- [46] T. Bäck, "Evolutionary Algorithms in Theory and Practice", Oxford University Press, New York - Oxford, 1996
- [47] T. Blümecke, "Wunder der Evolution", Heft 12, c't - Magazin für Computertechnik, Heise Verlag, Hannover, 1991
- [48] C. Rieck, "Modell Natur", Heft 11, c't - Magazin für Computertechnik, Heise Verlag, Hannover, 1993
- [49] I. N. Bronstein, K. A. Semendjajew, „Taschenbuch der Mathematik“, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1997
- [50] L. J. Fogel, "On the Organization of Intellect", Dissertation, University of California, Los Angeles, 1964
- [51] I. Rechenberg, "Kybernetische Lösungssteuerung einer experimentellen Forschungsaufgabe", Vorgestellt auf der Jahrestagung der WGLR und DGRR, Berlin, 1964
- [52] H.-P. Schwefel, "Experimentelle Optimierung einer Zweiphasendüse Teil I", Bericht 35, Projekt "MHD-Staustrahlrohr", AEG Forschungsinstitut, Berlin, 1968
- [53] A.S. Fraser, "Simulation of genetic systems by automatic digital computers, I. Introduction", Australian Journal of Biological Science, S. 10:484-491, 1957
- [54] A.S. Fraser, "Simulation of genetic systems by automatic digital computers, II. Effects on linkage on rates of advance under selection", Australian Journal of Biological Science, S. 10:492-499, 1957
- [55] J.H. Holland, "Adaption in natural and artificial systems", The University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975
- [56] J.-S. Suh, Y. S. Park, "Analysis of Thermal Performance in a Micro Flat Heat Pipe with Axially Trapezoidal Grooves", Tamkang Journal of Science and Engineering, Vol. 6, No. 4, 2003

Anhang

A1. “Index Guided Micro Heat Pipe”

Der Nachteil der geringen Wärmetransportfähigkeit eines Mikrowärmerohrs aufgrund des geringen Durchmessers kann durch Parallelschalten mehrerer Mikrowärmerohre ausgeglichen werden. Je kleiner aber ein Mikrowärmerohr ist, um so komplizierter wird seine Fertigung. Zusätzlich steigen die Ansprüche an den Befüllprozess. Das ursprünglich aufgrund seiner Einfachheit kostengünstig erscheinende Konzept gilt deshalb als für den Massenmarkt zu teuer. Aus diesem Grund sind derzeit keine Wärmerohrplatten mit einer Stärke unter 1mm kommerziell erhältlich.

Im Rahmen des Nachfolgeprojekts von “Khipcool”, dem Projekt “MCube”, sollte unter anderem geprüft werden, ob Wärmerohrplatten mit einer Stärke von ca. 1mm und weniger herstellbar sind. Aufgrund der Fertigungsprobleme schiedenen Mikrowärmerohre aus, und Wärmerohrplatten mit einer Sinterpulver- oder Netzkapillarstruktur wurden favorisiert. Der Nachteil dieser Strukturen ist die große Mindeststärke, wodurch sich entweder der Dampfraum verkleinert oder die Plattenwand zu dünn wird. Motiviert durch diese Probleme entstand das Konzept der Wasser/Kupfer-“Index Guided Micro Heat Pipe” (Abb. A1)

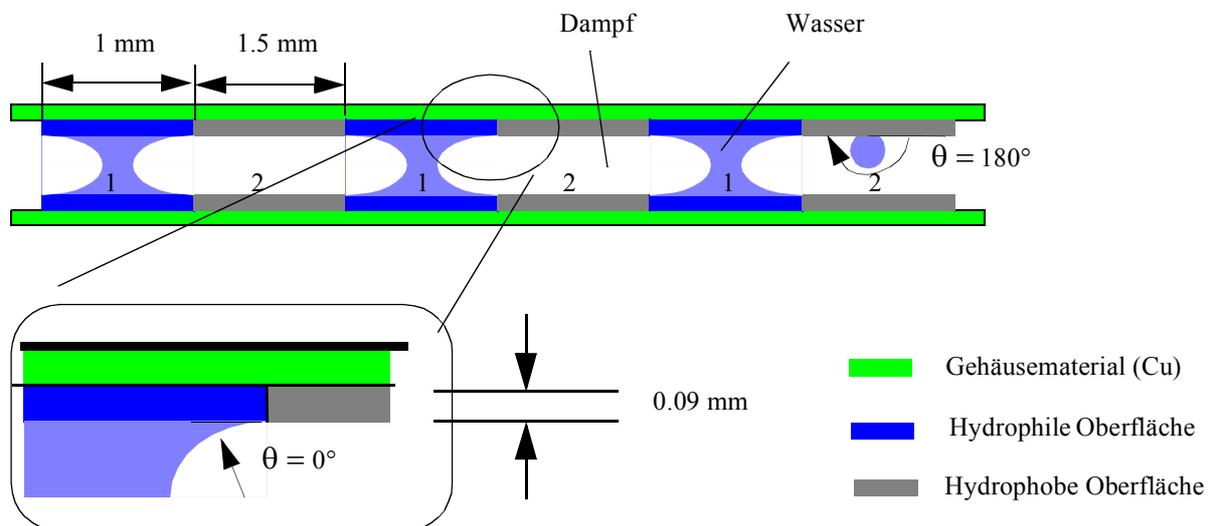


Abbildung A1: Querschnitt durch eine “Index Guided Micro Heat Pipe”. Die Oberfläche der Wärmerohrwand ist im Wechsel wasserabweisend (Index 2) und gut benetzend (Index 1) beschichtet. Die maximale Kapillarkraft wird durch den Plattenabstand bestimmt.

Eine Index Guided Micro Heat Pipe besteht aus zwei gegenüberliegenden Platten. Die Plattenoberflächen sind im Wechsel mit unterschiedlich gut benetzenden Materialien beschichtet (Index 1 und

2). Idealerweise ist der Benetzungswinkel im einen Fall nahe 0° , im anderen nahe 180° . D.h. Wasser perlt auf einem Oberflächenbereich ab, auf dem benachbarten benetzt es. Das Ziel ist dabei, dass sich parallele Flüssigkeits- und Dampfkanäle ausbilden. Durch die Wahl des Plattenabstands lassen sich die maximale Kapillarkraft und der Gesamtdruckabfall aufeinander abstimmen. In der Praxis lassen sich $0^\circ/180^\circ$ -Kontaktwinkelpaare nicht herstellen. Näherungsweise werden daher Kupfer ($< 10^\circ$)¹ und PTFE ($>90^\circ$) verwendet.

Um die generelle Machbarkeit zu überprüfen, wurden Testplatinen hergestellt. Auf einer Seite einer Platine sind im Abstand von einem Millimeter 1.5mm breite Streifen aus 0.9mm starkem PTFE aufgedruckt. Die sich ergebenden Höhenunterschiede zwischen PTFE-beschichteten und unbeschichteten Bereichen werden mittels galvanischer Kupferabscheidung ausgeglichen (s. Abb. A2).



Abbildung A2: Ausschnitt einer beschichteten Kupferplatine. Die dunkel erscheinenden Streifen sind PTFE-beschichtete Bereiche. Als helle Streifen sind die Oberflächen der nachträglich galvanisch aufgetragenen Kupferschicht sichtbar. Die Platine befindet sich in einem zur Positionierung der PTFE-Streifen dienenden Spannrahmen.

Machbarkeit

Prinzipiell treten keine unlösbaren Probleme bei der Fertigung einzelner Platinen auf. Insgesamt erscheint die Machbarkeit bei einem geringen Aufwand gegeben. Probleme ergeben sich bei der Verbindung zweier Platinen zu einem geschlossenen Wärmerohr. Erste Tests mit einem Wärmerohr aus einer beschichteten Kupfer- und einer beschichteten transparenten Kunststoffplatine (Polycarbonat) zeigen, dass ein einheitlicher Plattenabstand ohne Stützstrukturen nicht eingehalten werden kann.

1. Falls die Oberfläche vorher benetzt wurde. Im zuvor unbenetzten Zustand liegt der Kontaktwinkel von Wasser auf Kupfer in einem Bereich $>40^\circ$. Die angegebenen Kontaktwinkel wurden vor Versuchsdurchführung optisch vermessen.

Außerdem ist aufgrund des geringen Dampfraums ein solches Wärmerohr sehr empfindlich gegenüber nichtkondensierbaren Gasen. Bereits kleinste, vermutlich durch Reaktionen des Wasserdampfs mit der verwendeten Polycarbonatplatine entstehende Mengen blockieren den Dampfraum fast vollständig.

Die Flüssigkeits- bzw. Dampfkanäle bilden sich in einigen Bereichen aus. Vermutlich durch die unterschiedlichen Plattenabstände begünstigt, treten an einigen Stellen Verbindungsspalte zwischen benachbarten Flüssigkeitskanälen auf. Aufgrund dieser Probleme wurden Leistungstests bisher nicht durchgeführt.

A2. Polynomkoeffizienten zur Berechnung des Formfaktorkehrwerts

Die Berechnung des Formfaktorkehrwerts erfolgt nach Gl. (80).

Tabelle A1: Polynomkoeffizienten zur Berechnung des Formfaktorkehrwerts $1/C_F$.

Geometrie							
Gültigkeit b/h	0.01-1	0.01-10	0.01-1	beliebig	beliebig	0.01-5	0.01-5
A	0	0	0	0	0	-5.199e-3	0
B	0	0	0	0	0	1.4542e3	-1.0797e-3
C	-2.2234e-3	0	0	0	0	-0.01502	2.10772e-3
D	6.5e-3	0.4607	0.5294	0	0	0.075039	-0.0170436
E	-0.0723	-1.671	-1.8296	0	0	-0.18743	0.0734487
F	0.3676	2.5878	2.71	0	0	0.186876	-0.1761931
G	-0.7945	-1.9868	-2.021	0	0	0.044249	0.2018956
H	1.4664	1.4985	1.5017	1.5	1.5	0.74415	0.7439155

A3. Ebenenstruktur des Simulationsprogramms

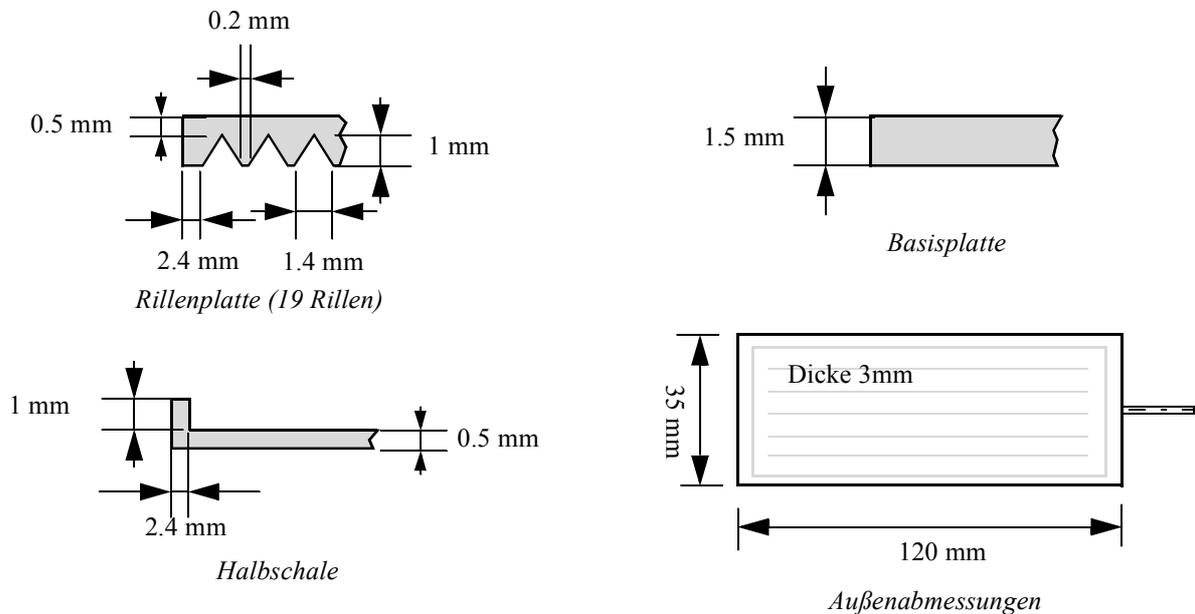
Abstraktionsebene	Aufgabe	Berücksichtigte Eigenschaft / Funktion
<i>User-Ebene</i>	Visualisierung	Plattengeometrie isometrisch Plattengeometrie 3D Thermogramm
	Dateiverwaltung	Definitionen laden Definitionen speichern
	Benutzereingaben	Definitionsskripte Randbedingungen für die Löser
<i>Definitionsebene</i>	Eigenschaften	Stoffeigenschaften des Festkörpers Eigenschaften der Kapillarstrukturen
	Geometrie	Festkörperform Materialbereiche Diskretisierung
	Wärmerohrstruktur	Wärmerohrtyp Wärmerohrverlauf
<i>Modellbildung</i>	Thermische Widerstände	Festkörperzellen Kapillarstruktur
	Fluid	Stoffeigenschaften (T)
	Kapillarstruktur	Bestimmen der Verknüpfung Kanten/Paneele Berechnen der Strömungswiderstände
<i>Gleichungsebene</i>	Festkörper	Aufstellen der stationären Gleichungsmatrix Anlegen der instationären Gleichungslisten
	Kapillarstruktur	Aufstellen der stationären Gleichungsmatrix
	Dampfraum	Aufstellen der stationären Gleichungsmatrix
<i>Lösungsebene</i>	Festkörper	Stationärer Löser Instationärer Löser
	Kapillarstruktur	Stationärer Löser
	Dampfraum	Stationärer Löser
<i>Verarbeitungsebene</i>	Festkörper	Temperaturverteilung aus Matrizen in 3D-Struktur
	Kapillarstruktur	Druckverteilung den Paneelen zuordnen
	Dampfraum	Druckverteilung den Zellen zuordnen
	Wärmerohrmodell	Dry-Out-Rechnung

Abbildung A3: Ebenenstruktur des Simulationsprogramms. Der Ablauf eines Simulationslaufs erfolgt von der obersten Ebene beginnend nach unten.

A4. Messergebnisse aus dem "KHIEPCOOL"-Projekt

Untersuchte Geometrien

In der vorliegenden Arbeit werden in Kapitel 4.8 für vier verschiedene Wärmerohrplatten Vergleichsrechnungen durchgeführt. Der Aufbau der Platten ist in Abb. A4 dargestellt.



V5.0		Rillenplatte Basisplatte	Zwei Lagen 325er Netze auf jeder Kanalseite. Die Kanalenden sind jeweils mit einer 0.5x0.5mm ² Rille verbunden.
V5.1		Rillenplatte Halbschale	Zwei Lagen 325er Netze auf der gesamten Oberfläche
V5.2		Rillenplatte Rillenplatte	Zwei Lagen 325er Netze auf jeder Kanaloberfläche. Zwischen den Rillenplatten befinden sich ebenfalls zwei Lagen. Die Kanalenden sind jeweils mit einer 0.5x1mm ² Rille verbunden.
V5.3		Halbschale Halbschale	Zwei Lagen 325er Netze auf der gesamten Oberfläche

Bei den Netzen handelt es sich um Phosphorbronzenetze mit 325 Maschen/Zoll.

Abbildung A4: Aufbau der in der vorliegenden Arbeit betrachteten Wärmerohrplatten aus dem KHIEPCOOL-Projekt. Die Zeichnungen sind nicht maßstabsgetreu.

Die Platten sind jeweils aus zwei vakuumdicht verlöteten Platten (Rillenplatte mit 19 Rillen, Halbschale und unstrukturierte Basisplatte) zusammengesetzt. Die Kapillarstruktur besteht in jedem Fall aus zwei Lagen Phosphorbronzenetzen mit 325 Maschen pro Zoll.

Messaufbau

Der Messaufbau für die Leistungsmessungen ist in Abb. A5 und Abb. A6 dargestellt.

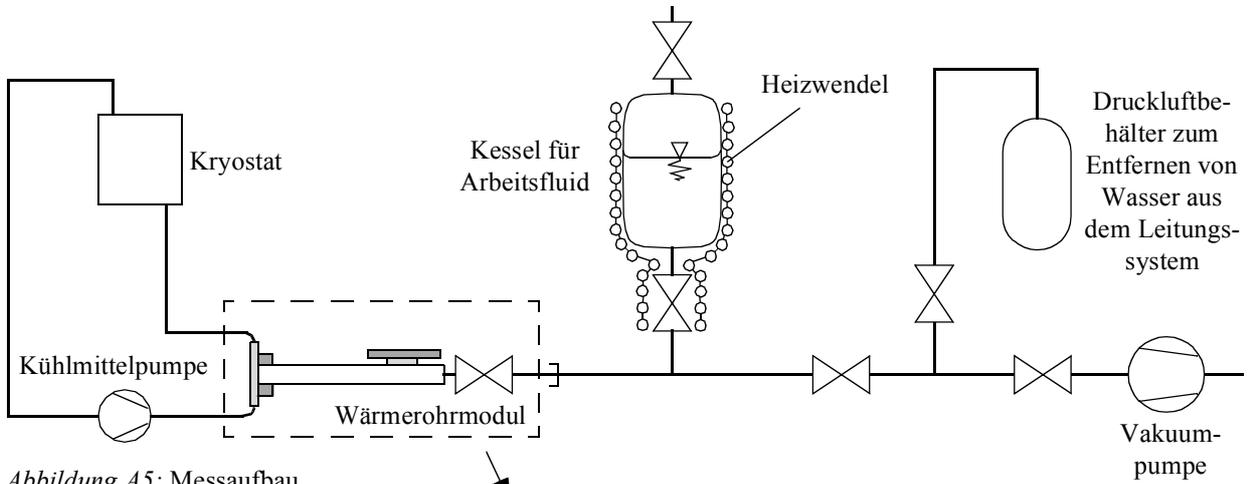


Abbildung A5: Messaufbau.

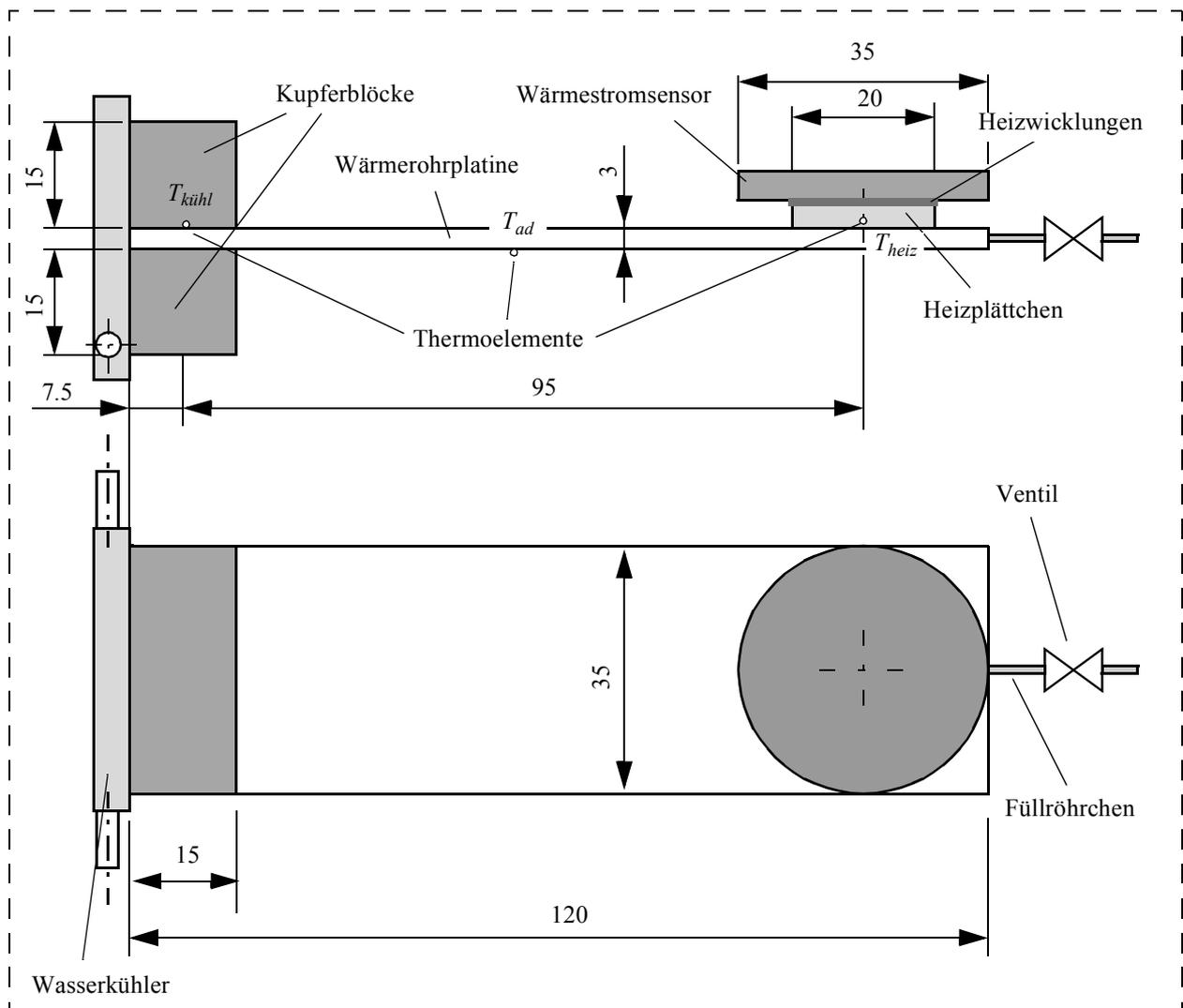


Abbildung A6: Instrumentierung der Wärmerohre (Wärmerohrmodul). Alle Maße in Millimeter.

Mittels einer zylindrischen elektrischen Heizplatte mit 20mm Durchmesser (ca. 3,1cm² Fläche) wird dem Wärmerohr im Bereich des Füllröhrchens Wärme zugeführt (Abb. A6). Der Verlustwärmestrom des Heizers (\dot{Q}_{ab}), d.h. der nicht in das Wärmerohr eingekoppelte Wärmestrom, wird mit einer Wärmestromplatte gemessen. Die Wärme wird am gegenüberliegenden Ende des Wärmerohrs durch zwei wassergekühlte Kupferblöcke abgeführt. Die Temperatur im Kühler ($T_{kühl}$), im Heizer (T_{heiz}) und im adiabaten Bereich (T_{ad}) wird jeweils mit einem Thermoelement gemessen. Die Kühlertemperatur wird direkt auf der Wärmerohroberfläche gemessen. Die Heizertemperatur wird am unteren Rand des Heizplättchens nahe der Wärmerohroberfläche bestimmt. Die Temperatur im adiabaten Bereich wird in der Mitte auf der Wärmerohroberfläche gemessen. Die Kontaktflächen zwischen dem Heizerplättchen und dem Wärmerohr bzw. zwischen den Kühlblöcken und dem Wärmerohr sind plan geschliffen. Zwischen den Kontaktflächen befindet sich eine dünne Schicht Wärmeleitpaste ($\lambda = 8W/mK$, $s < 0.2mm$). Das Wärmerohr, der Heizer und der Kühler sind mit 2cm starkem Isolationsmaterial (*Armaflex*¹, $\lambda = 0.045W/mK$) ummantelt. Das Anschlussventil verbindet das Wärmerohr mit einer Befüllvorrichtung, durch die entgastes Arbeitsfluid in das zuvor evakuierte Wärmerohr eingefüllt wird (Abb. A5).

Messvorgang

Um die maximal übertragbare Wärmeleistung zu ermitteln, wird den zu untersuchenden Wärmerohren Wärme zugeführt. Die Heizleistung wird dabei in 5W-Schritten erhöht. Die Temperatur des adiabaten Bereichs wird durch manuelles Regeln der Kühlwassertemperatur zwischen ca. 40°C für niedrige Leistungen und ca. 50°C für Dry-Out-nahe Leistungen gehalten. Der Dry-Out ist als erreicht definiert, wenn sich der Gesamtwärmewiderstand von einer Wärmeleistungsstufe auf die nächste erhöht.

Der Strom und die Spannung werden an der Leistungsquelle so eingestellt, dass die elektrische Heizleistung $P_{el} = U_{el} \cdot I_{el}$ abzüglich der Verluste (10% Verlust durch den Verbindungskabelwiderstand (\dot{Q}_{kab}), Verlustwärmestrom \dot{Q}_{ab} am Heizer, Wärmeverlust durch die Isolation $\dot{Q}_{ab, am}$) der jeweiligen gewünschten Solleistung \dot{Q}_{soll} inkl. einer zulässigen Abweichung von 5% entspricht. Die umgesetzte Heizleistung berechnet sich damit zu

$$\dot{Q} = P_{el} - \dot{Q}_{kab} - \dot{Q}_{ab} - \dot{Q}_{ab, am} \pm 0.05 \cdot \dot{Q}_{soll} = (0.9 \cdot U_{el} \cdot I_{el}) - \dot{Q}_{ab} - \dot{Q}_{ab, am} \pm 0.05 \cdot \dot{Q}_{soll} \quad (110)$$

1. Hersteller ist die Fa. Armacell GmbH, Münster

Die Füllmenge wurde auf eine maximale Wärmeübertragungsfähigkeit im waagrechten Fall optimiert. Dazu wurden die Strukturen mit unterschiedlichen Füllmengen befüllt und jeweils Leistungstests durchgeführt. Die Resultate der Leistungstests sind in Tabelle A3 angegeben. Die angegebenen Messfehler werden im Folgenden bestimmt.

Messfehler der Heizleistung

Der Ablesefehler für die Spannung U_{el} und den Strom I_{el} beträgt $\Delta U_{el} = 0.01V$ und $\Delta I_{el} = 0.1A$. Der relative Messfehler des Wärmestroms beträgt nach Herstellerangaben ca. $\Delta \dot{Q}_{ab} / \dot{Q}_{ab} = 5\%$. Der gemessene Verluststrom \dot{Q}_{ab} beträgt ebenfalls ca. 5% der eingekoppelten Leistung. Der Wärmeverlust durch die Isolation $\dot{Q}_{ab, am}$ ist aufgrund der festen Temperaturdifferenz von 30K zwischen Plattenoberfläche und Umgebung ungefähr konstant und beträgt ca. $\dot{Q}_{ab, am} = 0.5W \pm 0.05W$.

Aus dem Fehlerfortpflanzungsgesetz folgt für die elektrische Leistung der relative Fehler

$$\frac{\Delta P_{el}}{P_{el}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta U_{el}}{U_{el}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta I_{el}}{I_{el}}\right)^2} \quad (111)$$

und damit für die Wärmeleistung der absolute Fehler

$$\Delta \dot{Q} = \pm \sqrt{\Delta P_{el}^2 + \Delta \dot{Q}_{ab}^2 + (\Delta \dot{Q}_{ab, am})^2 + 0,05^2 \cdot \dot{Q}_{soll}^2} \quad (112)$$

Für die unterschiedlichen Heizleistungen sind in Tabelle A2 die jeweiligen Fehler angegeben.

Tabelle A2: Fehler der wirklichen Heizleistung im Vergleich zur Soll-Heizleistung

$\dot{Q}_{soll} [W]$	$\Delta P_{el} / P_{el} [\%]$	$\Delta \dot{Q} [W]$	$\Delta \dot{Q} / \dot{Q}_{soll} [\%]$
20	1	1.02	5.1
25	0.9	1.27	5.1
30	0.83	1.52	5.1
35	0.77	1.77	5.1
40	0.72	2.02	5.1

Messfehler des thermischen Widerstands und der Dry-Out-Leistung

Der thermische Widerstand berechnet sich zu

$$R_{th} = (T_{heiz} - T_{kühl}) / \dot{Q} = \Theta / \dot{Q}, \quad (113)$$

sein absoluter Fehler ist damit

$$\Delta R_{th} = R_{th} \sqrt{\left(\frac{\Delta \Theta}{\Theta}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2} \quad (114)$$

Die Dry-Out-Leistung wird anhand der Temperaturdifferenz Θ zwischen Heizer und Kühler festgestellt. Der Fehler eines Temperatursensors beträgt ca. 0,5K, d.h. der Gesamtfehler beider Sensoren beträgt ca. 0,7K. Der relative Fehler der gemessenen Temperatur liegt in einem Bereich kleiner als 0,2% und wird vernachlässigt. In Tabelle A3 sind die Fehler der Wärmewiderstände für die einzelnen Wärmerohre angegeben.

Die wirkliche Dry-Out-Leistung \dot{Q}_{max} wird mit dem verwendeten Verfahren nicht sicher gefunden. Es wird lediglich sicher gestellt, dass die wirkliche Dry-Out-Leistung in einem Bereich von ca. +/- 5W um die gemessene Leistungsstufe liegt, was zu einer weiteren Messunsicherheit führt.

Eine zusätzliche Unsicherheit ergibt sich durch die fehlerhafte Regelung der Temperatur im adiabaten Bereich. Bei den Messungen wurde von 50°C ausgegangen. Aufgrund der verwendeten Regelung kann von einem Fehler von +/- 5 K ausgegangen werden. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffparameter in diesem Temperaturbereich wirkt sich mit ca. 9% auf die bei 50°C übertragbare Leistung aus¹. Damit ergibt sich für die bei 50°C übertragbare Maximalleistung ein absoluter Fehler von

$$\Delta \dot{Q}_{max,i} = \sqrt{25K^2 + (0,09 \cdot \dot{Q}_{max,i})^2 + \Delta \dot{Q}_i^2} \quad (115)$$

Der Index (*max, i*) steht dabei für die einzelnen experimentell vermessenen Wärmerohre V5.0, V5.1, V5.2 und V5.3. In Tabelle A3 sind die resultierenden Fehler der maximalen Wärmeübertragungsfähigkeit angegeben.

Tabelle A3: Maximale Wärmeübertragungsfähigkeit bei 50°C Dampftemperatur, die dazugehörigen Wärmewiderstände und die Messfehler.

Struktur	\dot{Q}_{max} [W]	$\Delta \dot{Q}_{max}$ [W]	$\Delta \dot{Q}_{max} / \dot{Q}_{max}$ [%]	R_{th} [K/W]	ΔR_{th} [K/W]	$\Delta R_{th} / R_{th}$ [%]
V5.0	25	5.62	22	1.85	0.09	5
V5.1	35	6.17	17.6	1.53	0.08	5
V5.2	40	6.48	16.2	1.3	0.07	5
V5.3	20	5.41	27	2.36	0.12	5

1. Zur Bestimmung des Einflusses wurden Leistungsberechnungen für die Dampftemperaturen 45°C, 50°C und 55°C durchgeführt.

A5. Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit durch eine Kapillarstruktur

Die Quelle der folgenden Formeln ist [10].

Effektive Wärmeleitfähigkeit einer Kapillarnetzstruktur mit der Porosität ε (nach Gl. (85):

$$\lambda_{eff,netz} = \frac{\lambda_s \cdot ((\lambda_{fl} + \lambda_s) - (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_{fl} - \lambda_s))}{(\lambda_{fl} + \lambda_s) + (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_{fl} - \lambda_s)} \quad (116)$$

Effektive Wärmeleitfähigkeit einer Sinterstruktur mit der Porosität ε :

$$\lambda_{eff,sinter} = \lambda_s \cdot \frac{2 + \lambda_{fl}/\lambda_s - 2\varepsilon \cdot (1 - \lambda_{fl}/\lambda_s)}{2 + \lambda_{fl}/\lambda_s + \varepsilon \cdot (1 - \lambda_{fl}/\lambda_s)} \quad (117)$$

Effektive Wärmeleitfähigkeit von Axialrillen (Rechteck, Abb. A7):

$$\lambda_{eff,rille} = \frac{w_{land} \cdot \lambda_{fl} \cdot \lambda_s \cdot d_{rille} + w_{rille} \cdot \lambda_{fl} \cdot (0,185 \cdot w_{land} \cdot \lambda_s + d_{rille} \cdot \lambda_{fl})}{(w_{rille} + w_{land}) \cdot (0,185 \cdot w_{land} \cdot \lambda_s + d_{rille} \cdot \lambda_{fl})} \quad (118)$$

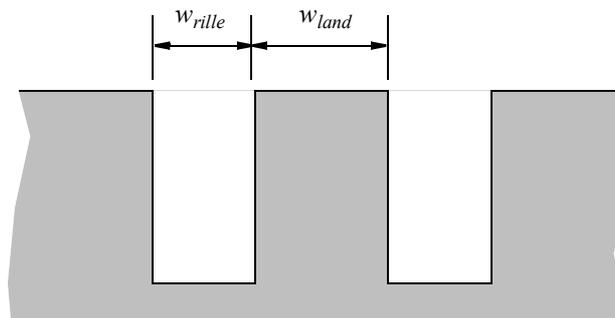


Abbildung A7: Rechteckige Axialrillen.

A6. Hintergrund der EA

Als in den 1940er Jahren die ersten relativ leistungsstarken elektronischen Computer aufkamen, begann sich die sehr alte, bisher rein theoretische Fragestellung, ob Intelligenz künstlich erzeugbar sei in die Frage zu transformieren, wie groß denn ein Computer sein müsse, um intelligent zu sein. Anfang der 1950er Jahre begannen die ersten praktischen Arbeiten über Neuronale Netze, Autonome Automaten, und die Frage wurde diskutiert, wie künstliche Intelligenz im Hinblick auf elektronische Rechner überhaupt zu definieren sei. Ein sinnvolles Vorgehen schien zu versuchen, die natürlichen und offensichtlich sehr erfolgreichen Prinzipien der Biologie zu imitieren.

Anhand von theoretischen Überlegungen hinsichtlich der natürlichen Anpassung von Lebewesen an ihre Umgebung wurden die sogenannten "Evolutionären Algorithmen" entwickelt. Dabei entstanden die drei Hauptrichtungen "Evolutionäres Programmieren" (EP), "Genetische Algorithmen" (GA) und "Evolutionsstrategien" (ES).

Evolutionäres Programmieren (EP)

Der Begriff "Evolutionäres Programmieren", bzw. "Evolutionary Programming" wurde von L.J. Fogel [50] geprägt. Dabei ist „Programmieren“ nicht gleichbedeutend damit, Computerprogramm-befehle aneinanderzureihen, um diese später sequenziell auszuführen. Vielmehr wird bei der Programmierung ein endlicher Zustandsautomat erzeugt, der in Abhängigkeit eines Eingabenachrichtenstroms einen geeigneten Ausgabenachrichtenstrom produziert. Ein Nachrichtenstrom besteht dabei aus einer Sequenz von Zeichen eines endlichen Alphabets. Auf diese Weise lässt sich z.B. ein Automat realisieren, der versucht, für jedes eingehende Zeichen das darauffolgende Zeichen vorherzubestimmen (s. Abb. A8, links). Eine naheliegende Anwendung sind beispielsweise Prognosen.

Trotz gewisser Ähnlichkeiten darf das Evolutionary Programming nicht mit dem Konzept der Neuronalen Netze (NN) verwechselt werden. Ein Neuronales Netz besteht aus „netzförmig“ gekoppelten nichtlinearen Funktionen und erlangt seine Fähigkeiten in einer „Trainings-“ oder „Lernphase“. Dabei wird dem Netz eine Menge an Eingangsnachrichten, zu denen die (Soll-)Ausgangsnachrichten bekannt sind, geliefert, und mittels Lernalgorithmen werden die Gewichtungen der Netzfunktionen soweit angepasst, bis die Ausgangsnachrichten mit den Sollnachrichten übereinstimmen. Eine sehr günstige Eigenschaft ist, dass bei geeigneter Netztopologie und Wahl der Nachrichtengruppen, ein NN korrekte Zusammenhänge „erkennen“ kann und damit auch zu noch nicht verwendeten Eingangsnachrichten korrekte Ausgangsnachrichten liefert. Ein weiterer Vorteil von NN ist, dass die

Lernphase zu jedem beliebigen Zeitpunkt erfolgen kann, d.h. ein Netz kann jederzeit „nachtrainiert“ werden, z.B. falls neue Daten vorliegen, und so Neues erlernen.

Das Problem beim EP ist die scheinbare „Untrainierbarkeit“ eines Zustandsautomaten aufgrund seines diskreten Charakters. Im Gegensatz zu einem NN gibt es keine Unterscheidung in geringe und große Änderungen der Zustandstabelle. Fogel konnte das Problem der scheinbaren Untrainierbarkeit dadurch lösen, dass er eine Methode zur Qualifizierung einer Ausgangsnachrichtensequenz entwarf und das Problem in ein Optimierungsproblem umwandelte. Für dessen Lösung entwickelte er entsprechende Evolutionäre Algorithmen.

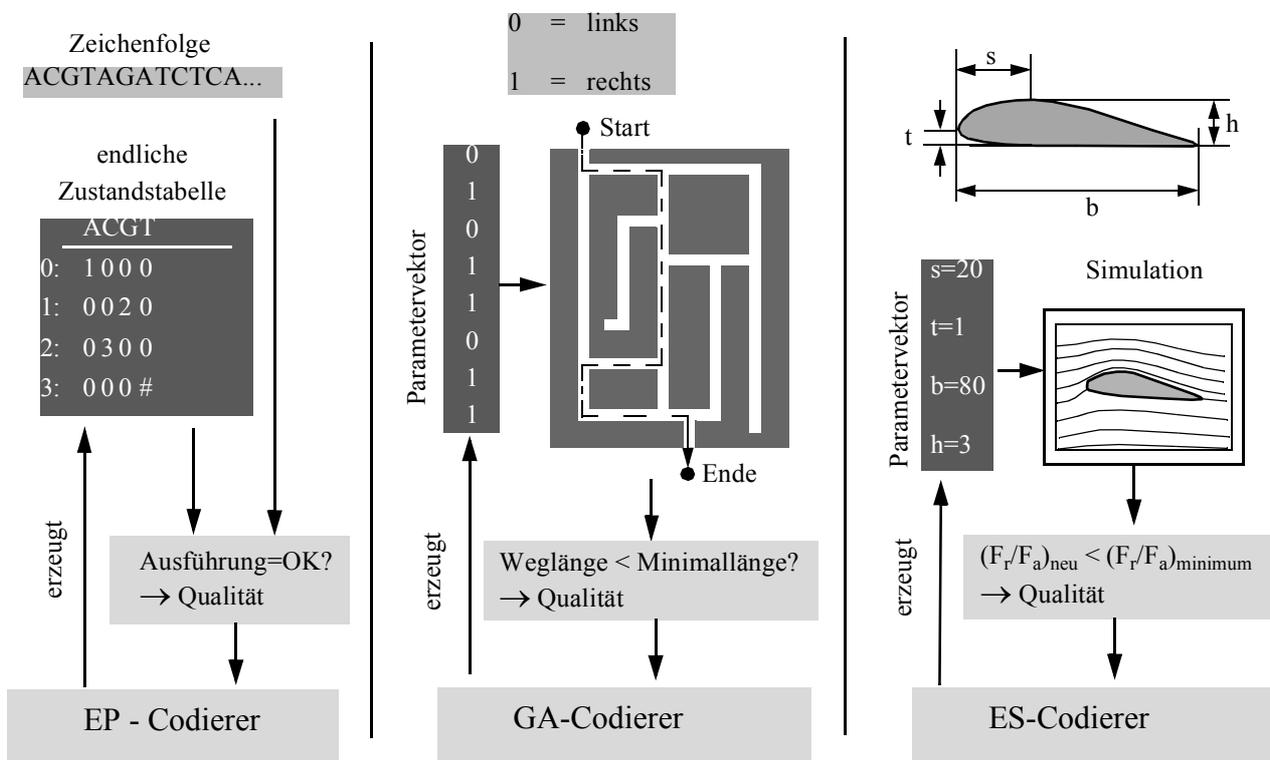


Abbildung A8: Beispiele für den Einsatz der drei Konzepte der Evolutionsalgorithmen. EP: Erzeugen einer „endlichen Zustandstabelle“, d.h. eines nur durch seine Zustandsmöglichkeiten beschriebenen Programms. Hier zur Untersuchung z.B. eines DNA- Strangs auf die Folge „AGCT“. GA: Suche eines optimalen Wegs durch ein Labyrinth, wobei der Weg lediglich durch eine Folge von „links-recht“-Informationen beschrieben wird. ES: Optimierung des Widerstands- zu Auftriebsverhältnisses einer Tragfläche durch Variation der formgebenden Parameter und Simulation bzw. Test des jeweiligen Profils.

Evolutionstrategien (ES)

Es sei an dieser Stelle auf Kapitel 5.5.2 und Kapitel 5.5.3.2 verwiesen.

Genetische Algorithmen (GA)

Erste Ansätze zur Entwicklung genetischer Algorithmen lassen sich auf die frühen Versuche A.S. Frasers, Evolutionsvorgänge auf der Ebene von Genen zu simulieren, zurückführen [53][54]. Holland führte die Arbeiten weiter und schuf die Grundlage für die heute üblichen GA [55]. Seine frühen Arbeiten beschäftigen sich mit der Adaption von Systemen, was nach heutigem Stand gleichzusetzen ist mit Optimierung. Grundlage ist dabei die Beschreibung eines Systems als endliche Binärfolge und nicht direkt als Folge ganzer oder reeller Zahlen wie bei der ES. Auch hier wurden Mutations-, Selektions- und Rekombinationsoperationen eingeführt.

Ähnlichkeiten und Gemeinsamkeiten der Algorithmen

Bemerkenswerterweise ähneln spätere Entwicklungen von EP den unabhängig davon entwickelten GA und ES insoweit, als die dabei umgesetzten Konzepte der Selektion und Mutation weitgehend übereinstimmen [46]. Die Ähnlichkeiten enden jedoch bei der Rekombination, die es bei EP nicht gibt, und der Art der Interpretation der Daten. Bei GA und ES handelt es sich nicht um Nachrichten, sondern um Parameterdarstellungen von Problemen mit mehreren Parametern (s. Abb. A8, Mitte, rechts). Jedoch sind in einer zweiten Verständnisebene die Nachrichten eines EP (s. Abb. A8 links) ebenfalls als Parameter einer Funktion interpretierbar, wodurch ein EP-Algorithmus theoretisch auf dieselben Probleme wie bei GA oder ES angewendet werden kann.

GA- und ES-Verfahren unterscheiden sich nur historisch bedingt und werden umgangssprachlich häufig gleichgesetzt. Ihr wesentlicher Unterschied ist, dass bei GA auf der Basis der kleinsten Informationseinheiten, den Bits, gearbeitet wird, während bei ES als Parameter ganze oder reelle Zahlen verwendet werden (s. Abb. A8). Da Zahlen in Digitalcomputern prinzipbedingt als Bitfolgen codiert sind, können aber auch GA auf reellwertige Probleme angewendet werden. Bedeutsam ist der Umstand, dass bei GA die Anzahl der Nachkommen, die sich aus einem Individuum ableiten, eine Funktion dessen „Fitness“ ist, während diese bei ES festgelegt wird. Seit Mitte der 90er bedienen sich EA-Programme, wie auch in dieser Arbeit, im Detail bei beiden Verfahren, d.h. es hat inzwischen eine Zusammenführung der zugrundeliegenden Methoden wie der Selektionsoperatoren oder Mutationsweitenkontrolle stattgefunden (s. auch [47]). Welches der beiden Konzepte zu bevorzugen ist, hängt vom Anwendungsfall ab.

Wahl des Verfahrens

Es ist nicht möglich, aus einer der drei Möglichkeiten EP, ES oder GA ein für jeden Anwendungsfall optimales Verfahren auszuwählen. In [46] wurde daher eine empirische Untersuchung an reellwertigen Funktionen durchgeführt, mit dem Ziel, für die Klasse der reellwertigen oder ganzzahligen Funktionen das geeignetste Verfahren zu finden. Dabei waren die optimalen Lösungsvektoren (x_1, x_2) für $f_i(x_1, x_2) \rightarrow \min$, für fünf verschiedene Funktionen f_i zu finden:

1. eine symmetrisch sphärische Funktion, deren Optimum auch mit einem Gradientenverfahren auffindbar wäre,
2. eine symmetrische Stufenfunktion, bestehend aus kleinen Plateaus, die den Einsatz eines Gradientenverfahrens stark einschränken,
3. die Ackleys-Funktion, die eine symmetrische Überlagerung von Cosinusfunktionen darstellt und damit viele lokale Optima enthält,
4. eine unsymmetrische Funktion nach Fletcher und Powell, bei der es keinen Zusammenhang zwischen dem Wert eines lokalen Optimums und der Nähe zum globalen Optimum gibt,
5. eine fraktale Funktion, die einer stark verrauschten sphärischen Funktion ähnelt und die Verwendung von Gradientenverfahren oder anderen Verfahren wie dem Simplexverfahren praktisch ausschließt.

Es zeigte sich, dass die ES für diese Klasse von Funktionen die geeignetste ist. Daher wurde sie in dieser Arbeit verwendet.

A7. Optimierungsalgorithmen für Kapillarstrukturen

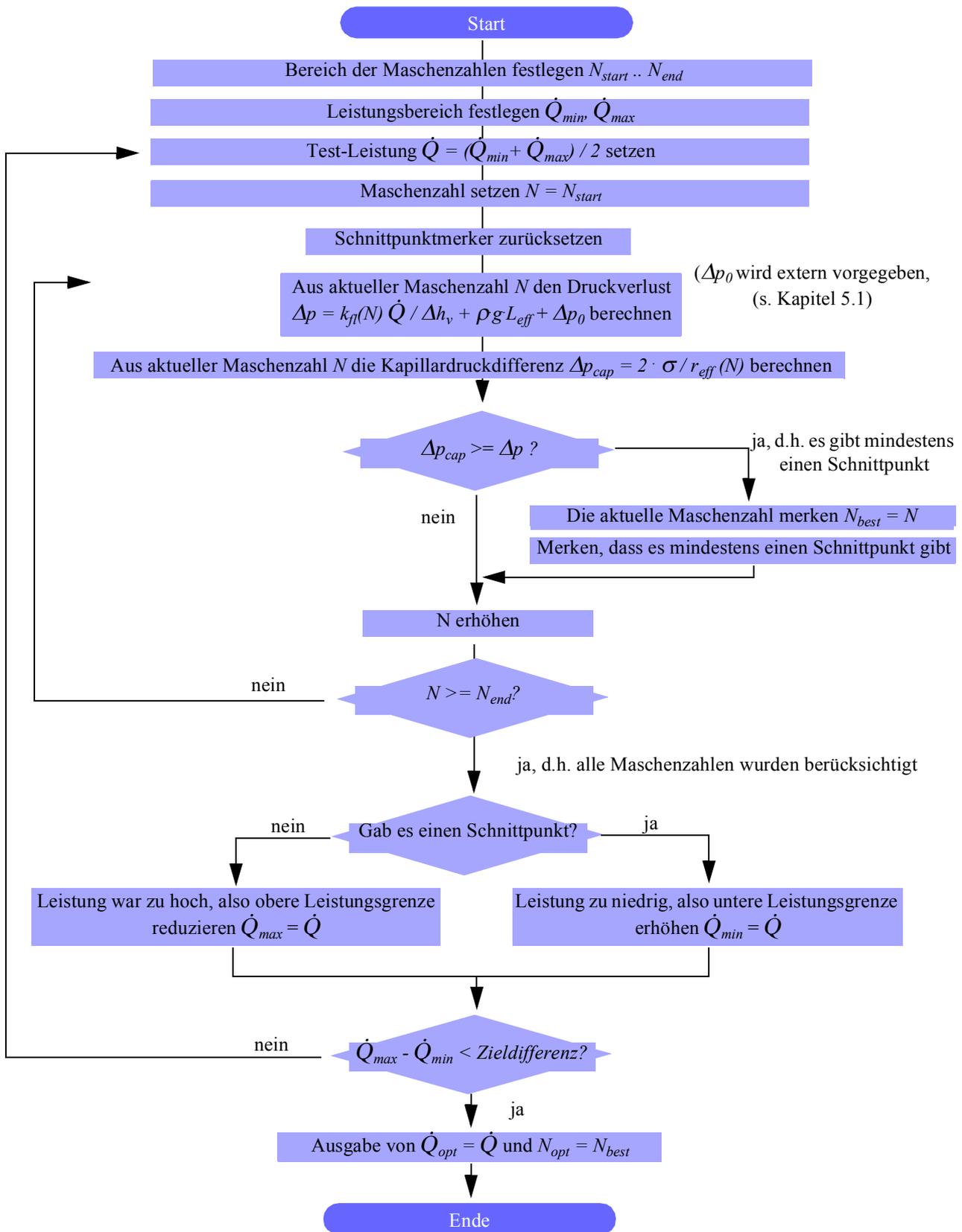


Abbildung A9: Algorithmus zum Optimieren einer homogenen Kapillarnetzstruktur

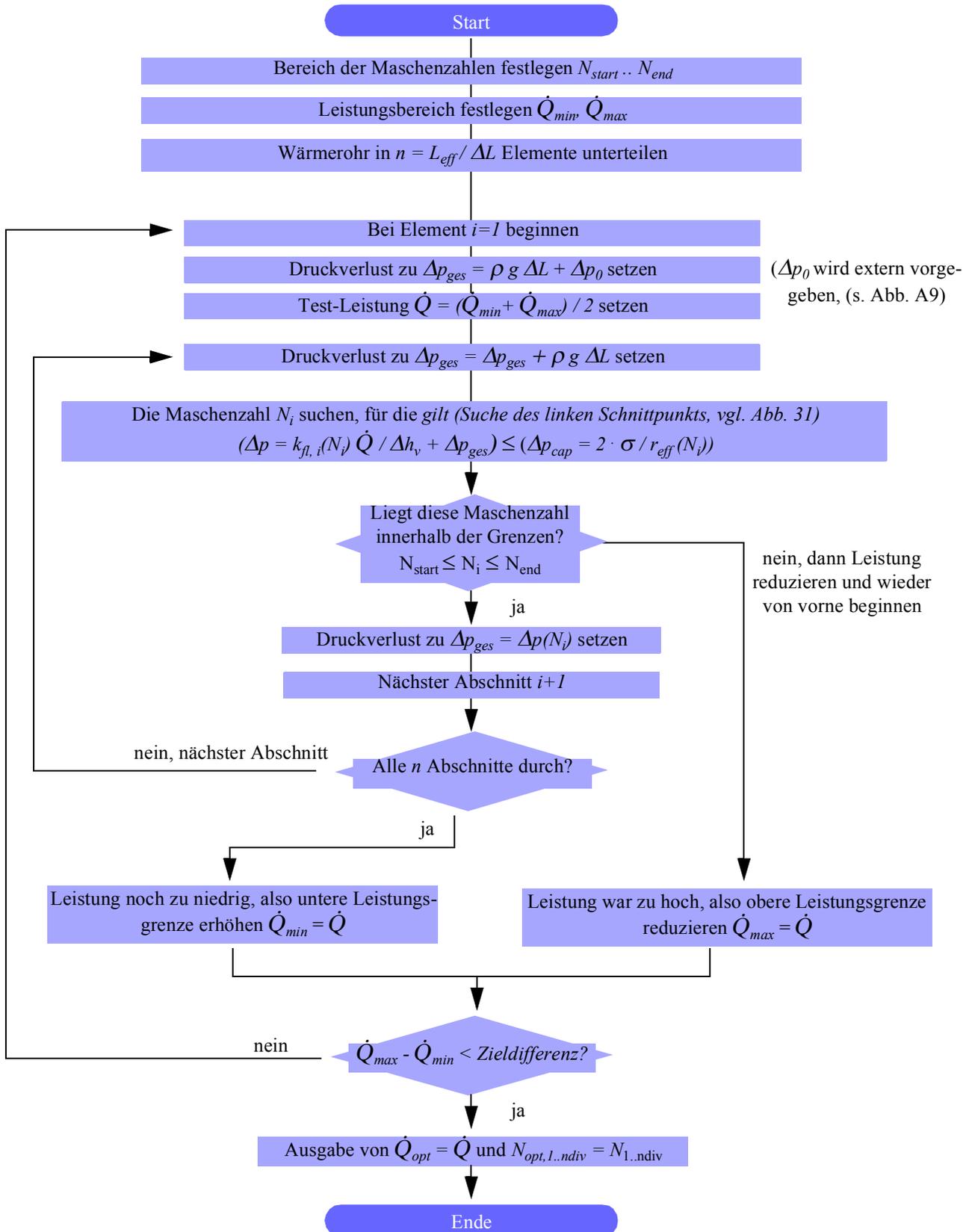


Abbildung A10: Algorithmus zum Optimieren einer inhomogenen Kapillarnetzstruktur

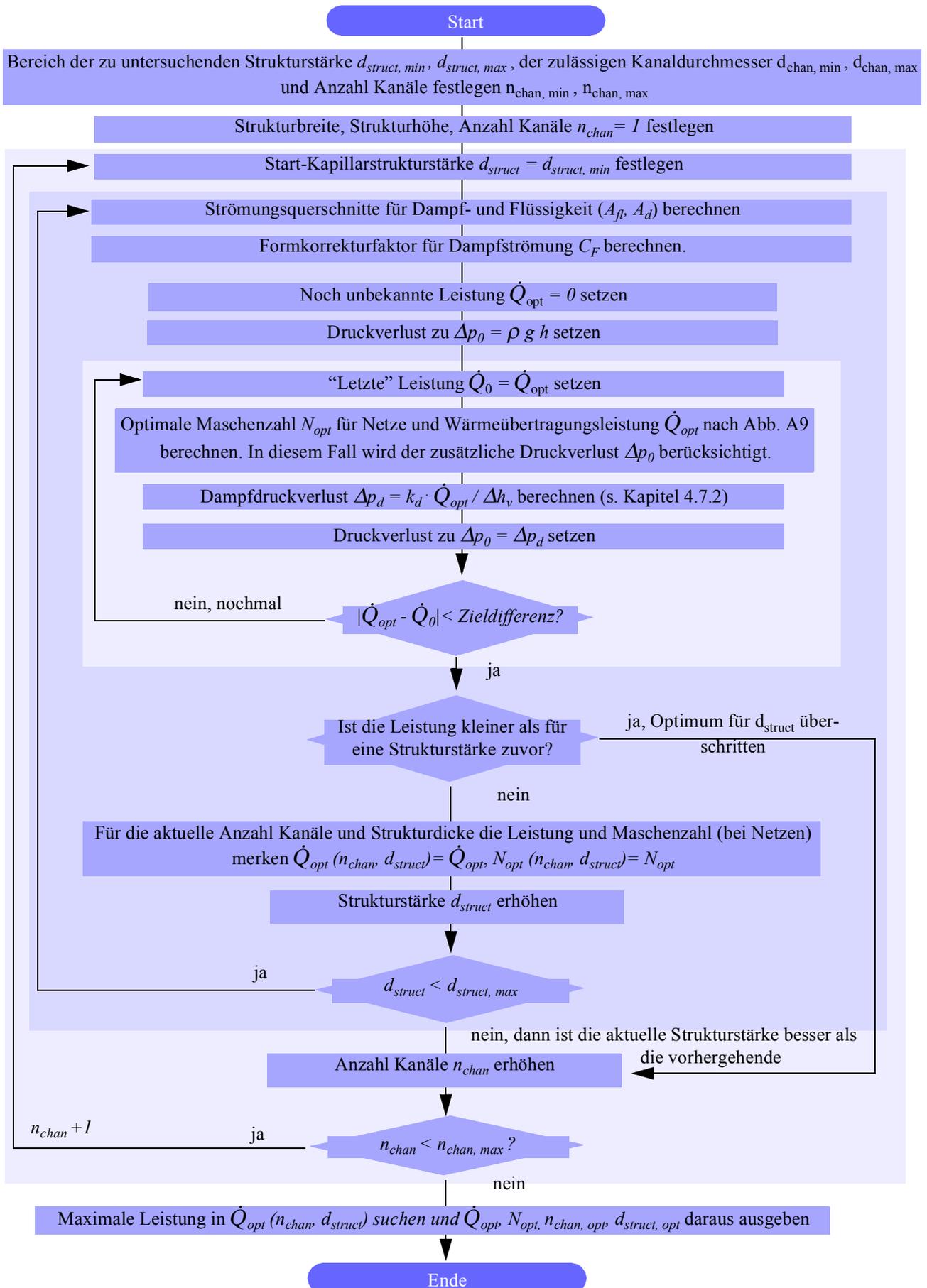


Abbildung A11: Algorithmus zum Optimieren einer homogenen Netzkapillarstruktur inklusive des Dampf- und Flüssigkeitsquerschnitts und der Kanalanzahl

A8. Ablaufschemata des EA-Programms

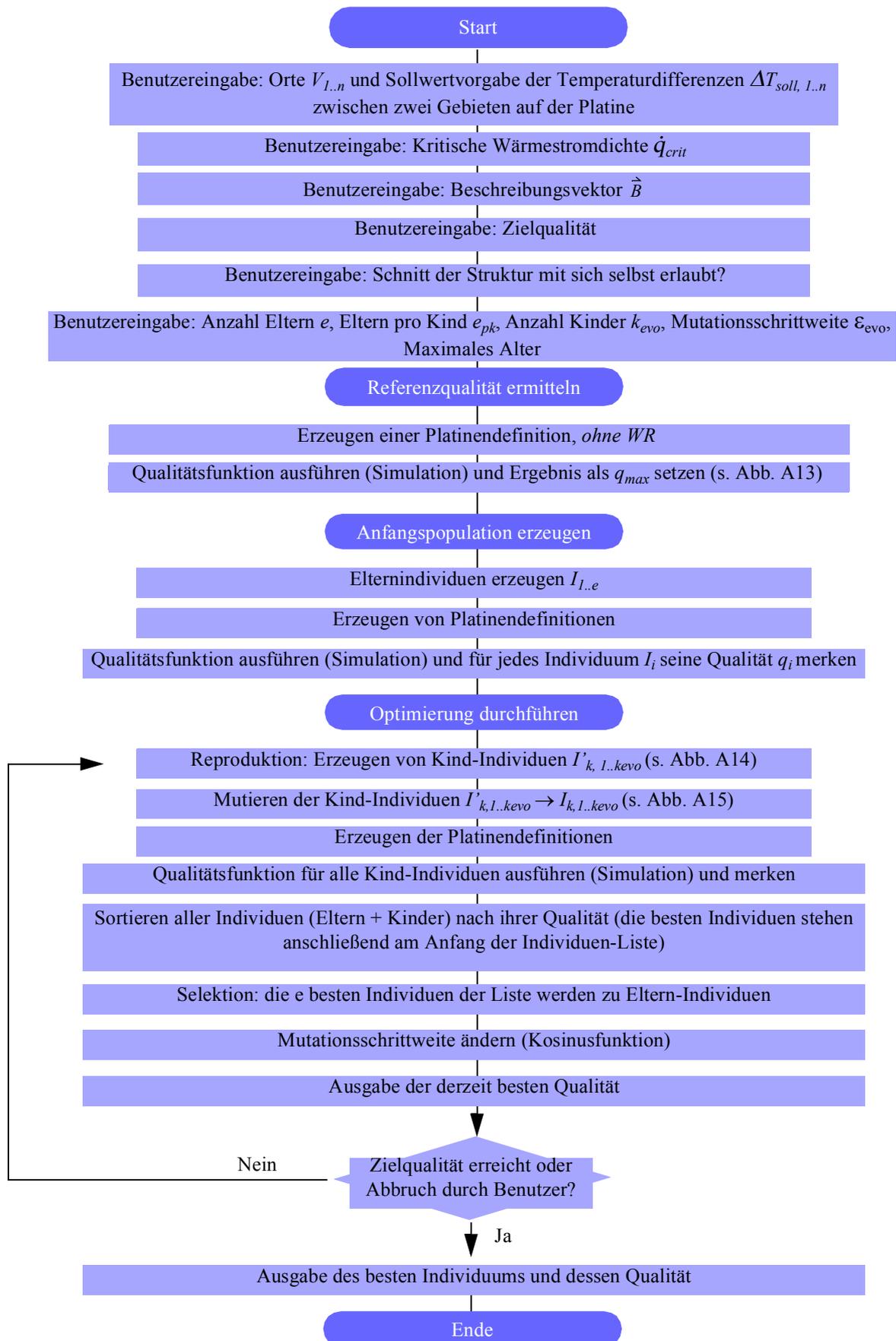


Abbildung A12: Ablaufschema des EA.

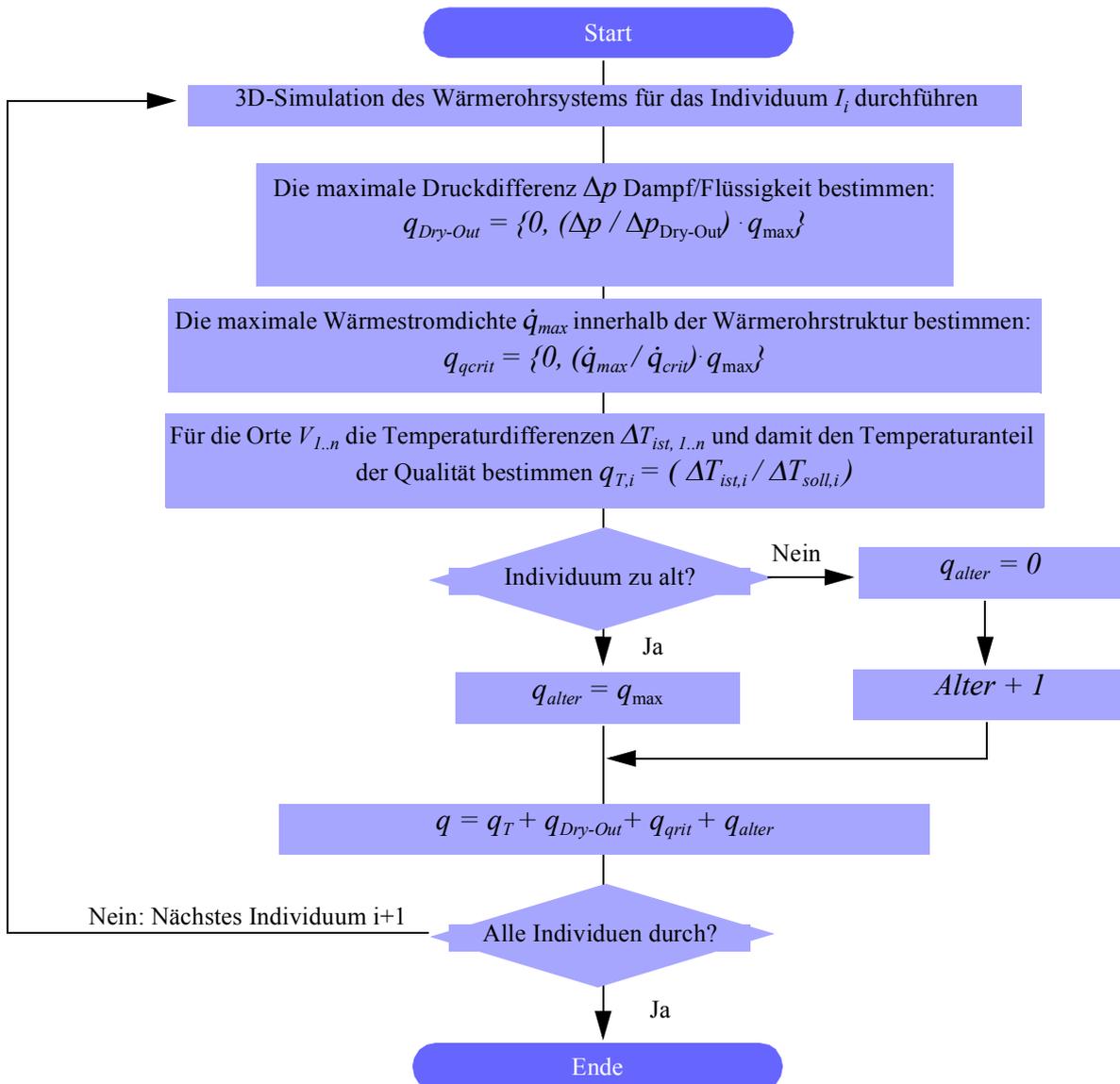


Abbildung A13: Ablaufschema der Qualitätsfunktion.

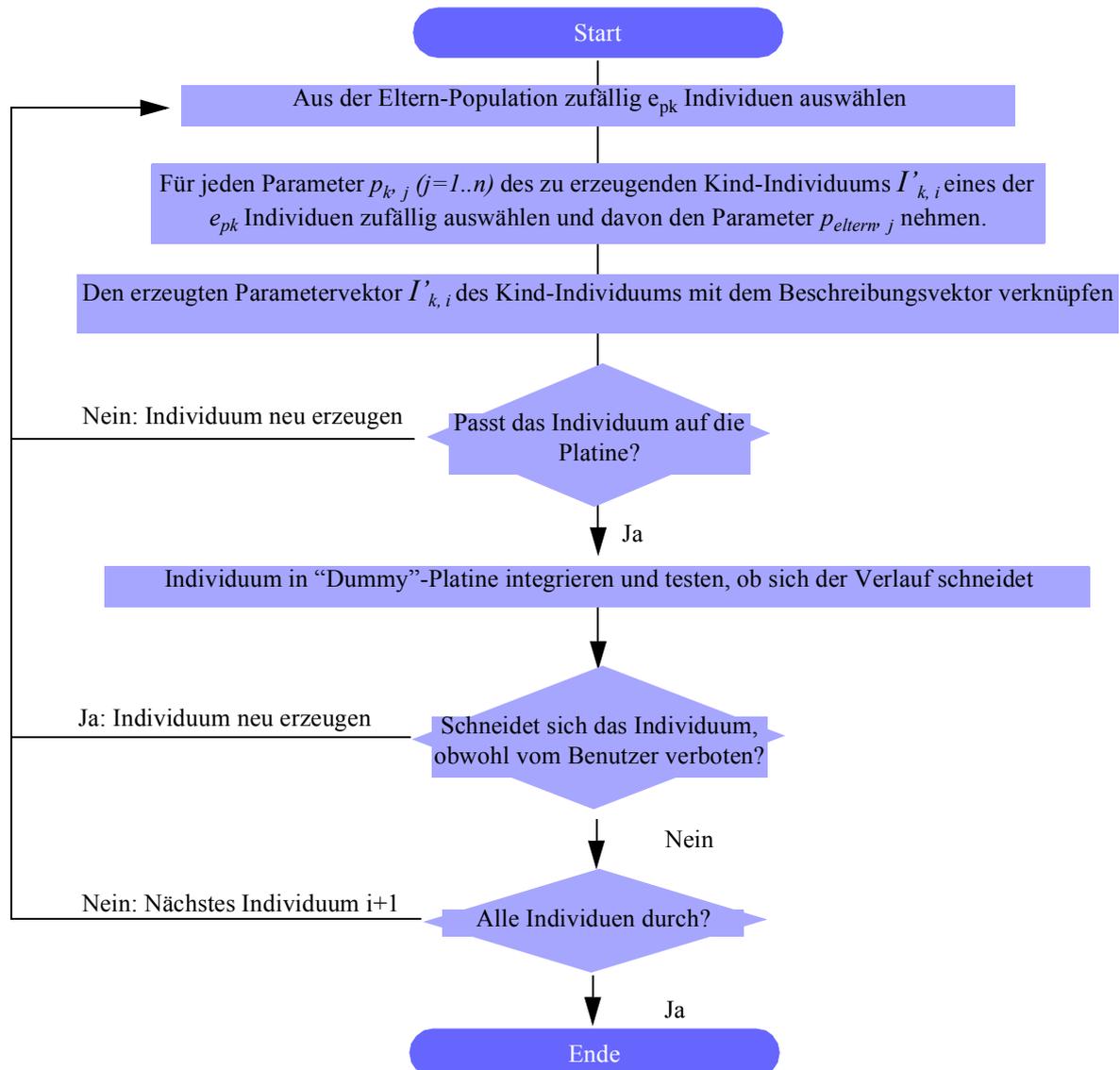


Abbildung A14: Ablaufschema der Reproduktionsfunktion.

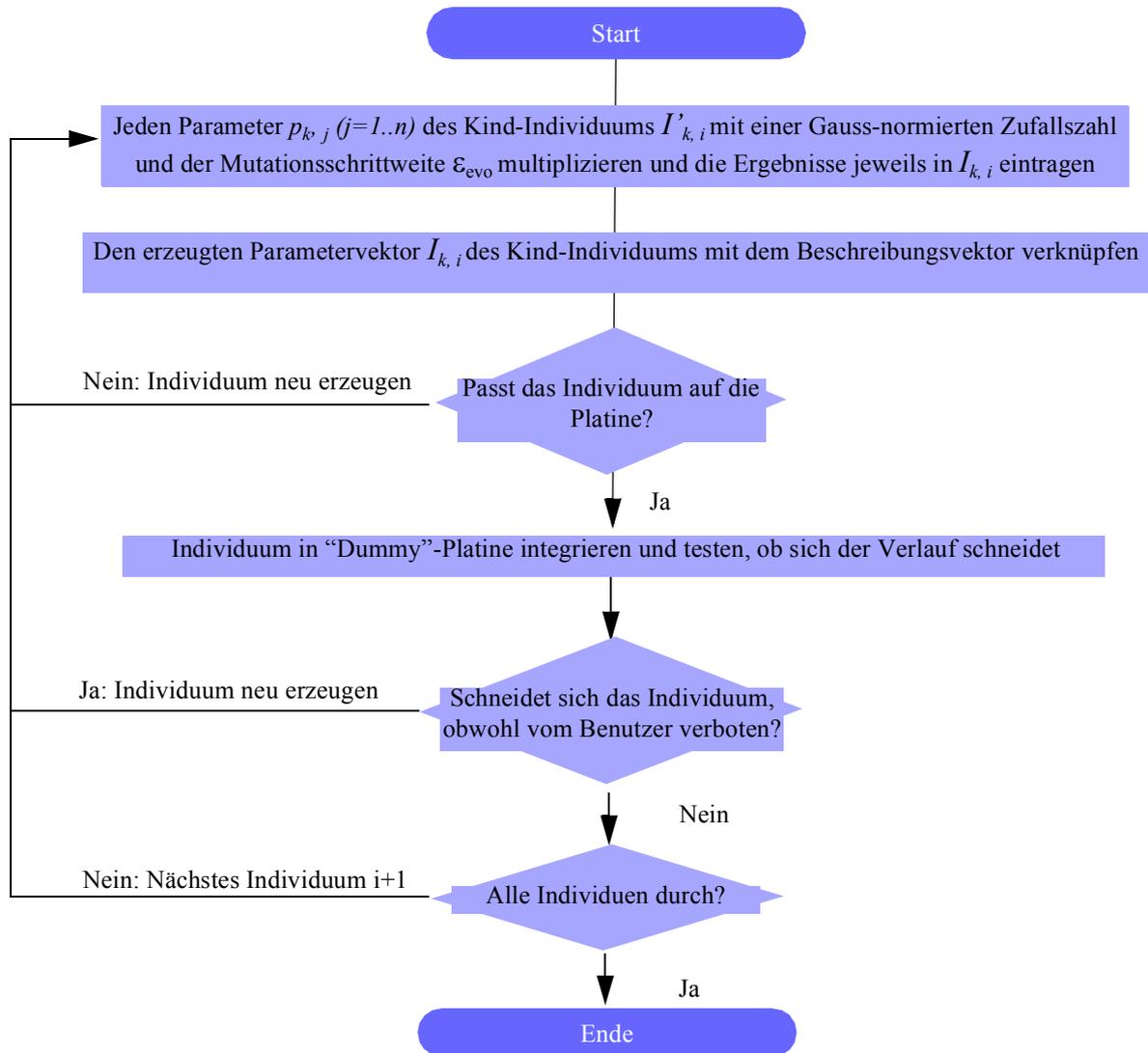


Abbildung A15: Ablaufschema der Mutationsfunktion