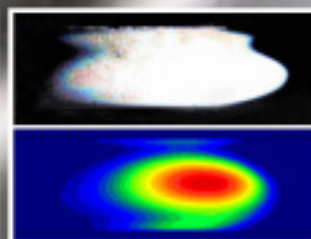
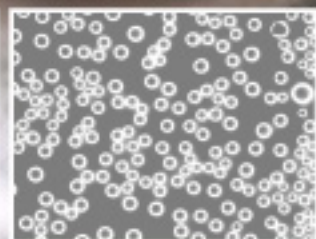
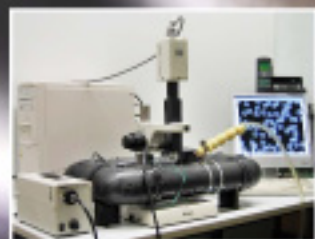


CFD-Simulation der Be- und Enttaungsprozesse in Kfz-Scheinwerfern

Thorsten Maschkio



Cuvillier Verlag Göttingen

**CFD-Simulation
der Be- und Enttaunungsprozesse
in Kfz-Scheinwerfern**

Zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTORINGENIEUR (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik
der Universität Paderborn

vorgelegte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Thorsten Maschkio
aus Büren-Steinhausen

Referent: Prof. Dr.-Ing. Frank Dörrscheidt

Korreferent: Dr.-Ing. habil. Volker Schöppner

Tag der mündlichen Prüfung: 21. Dezember 2006

Paderborn 2006

D 14/227

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2007
Zugl.: Paderborn, Univ., Diss., 2006

978-3-86727-198-1

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2007
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2007

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-198-1

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet Regelungstechnik der Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik der Universität Paderborn sowie im L-LAB, der als Public Private Partnership geführten Forschungs Kooperation zwischen der Universität Paderborn und dem Unternehmen Hella KGaA Hueck & Co.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Frank Dörrscheidt, dem Leiter des Fachgebiets Regelungstechnik, der durch seine wohlwollende Unterstützung die Durchführung dieser Arbeit ermöglichte.

Zudem danke ich in besonderem Maße Herrn Dr.-Ing. habil. Volker Schöppner für das spürbare Interesse an meiner Arbeit und die Bereitschaft zur Übernahme des Korreferats.

Weiterhin möchte ich all denen danken, die durch ihren Beitrag aktiv am Gelingen dieser Arbeit mitgewirkt haben. Dies sind die wissenschaftlichen und nichtwissenschaftlichen Kolleginnen und Kollegen des Fachgebiets Regelungstechnik, des L-LABs und des Mess- und Testzentrums der Hella, sowie die zahlreichen Studien- und Diplomarbeiter und studentischen Hilfskräfte. Neben der fachlichen Unterstützung haben sie auch durch den kollegialen und oftmals sogar freundschaftlichen Umgang miteinander ein Klima geschaffen, das als Basis zur Durchführung einer solchen Arbeit unentbehrlich ist. In diesem Zusammenhang gebührt Herrn Dr.-Ing. Sascha Nolte mein besonderer Dank, da er durch die vielen interessanten Diskussionen und Anregungen maßgeblichen Anteil an der Entstehung dieser Arbeit hat.

Nicht zuletzt danke ich allen, die mich fernab der Hochschule auf meinem Weg begleitet haben. Neben meinen Freunden haben mich Sonja, meine Eltern Eva und Willi sowie meine Geschwister Anja und Alex durch ihre liebevolle Unterstützung in ganz besonderem Maße motiviert.

Paderborn, im Januar 2007

Thorsten Maschkio

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik und Ziele der Arbeit	3
2.1	Be- und Enttauung in lichttechnischen Geräten	3
2.1.1	Historische Entwicklung der automobilen Lichttechnik	3
2.1.2	Ursachen der Betauung	4
2.1.3	Maßnahmen zum Klima-Management in Scheinwerfern	6
2.2	Experimentelle Qualitätssicherung	9
2.2.1	Stand-alone-Laborversuche	9
2.2.2	Fahrversuche	10
2.2.3	Bewertung der experimentellen Untersuchungen	12
2.3	Theoretische Untersuchungen zur Be- und Enttauung in lichttechnischen Geräten	13
2.4	Aufbau und Ziele der Arbeit	15
3	Modellierung der Be- und Enttauungsprozesse	19
3.1	Wärme- und Stofftransport	19
3.1.1	Kontinuitätsgleichung	19
3.1.2	Impulsgleichung	24
3.1.3	Energiegleichung	25
3.1.4	Wärme- und Stofftransport in turbulenten Strömungen	29
3.2	Phasenumwandlungsprozesse	31
3.2.1	Zustandsbeschreibung von Gasen und ihren Gemischen	31
3.2.2	Spontane Phasenumwandlungen innerhalb von Kernströmungen	36
3.2.3	Phasenumwandlungen an technischen Oberflächen	41
3.3	Simulation von Be- und Enttauungsvorgängen mit einem kommerziellen CFD-Tool	51
3.3.1	Ablauf der Berechnung von Be- und Enttauungsvorgängen	52
3.3.2	Abschließende Bemerkungen zur Erweiterung von Simulationstools	56
4	Validierung der Simulationsmethode	59
4.1	Versuchsaufbau	59
4.2	Eingesetzte Messtechniken	62
4.2.1	Messung der Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten	62

4.2.2	Messung der Strömungsgeschwindigkeiten und der Volumenströme	65
4.2.3	Messung der Kondensatstärken	66
4.3	Einfluss der Kondensationsfläche auf das Tropfenwachstum	79
4.4	Vergleich der Simulations- und Messergebnisse.	82
4.4.1	Beschreibung des Simulationsmodells	83
4.4.2	Analyse der Simulationsergebnisse	88
4.4.3	Bewertung der Simulationsmethodik	111
5	Anwendung der Simulationsmethodik auf Kfz-Scheinwerfer	113
5.1	Bestimmung der betauungsgefährdeten Bereiche	113
5.1.1	Laborversuch zur Lagebestimmung betauungsgefährdeter Bereiche	113
5.1.2	Simulative Nachbildung des Laborversuchs	115
5.1.3	Bewertung des Verfahrens	121
5.2	Transiente Simulation der Be- und Enttauung in Kfz-Scheinwerfern. .	124
5.2.1	Bestimmung des Anfangszustands und der relevanten Umgebungsbedingungen	125
5.2.2	Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse	131
5.2.3	Bewertung des Verfahrens.	134
6	Zusammenfassung und Ausblick	137
7	Literaturverzeichnis	141

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

Zeichen	Größe	Einheit
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A	Fläche	m^2
a, b, k	allgemeine Parameter	-
A, B, C, D	allgemeine Parameter	-
c	Konzentration	kg/kg
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kgK})$
d	mittlere Kondensatstärke	m
d	Dicke	m
D	Diffusionskoeffizient	m^2/s
f	Funktionalbeziehung	-
\bar{f}	Beschleunigung	m/s^2
F	Anzahl der Freiheitsgrade	-
\bar{g}	Beschleunigung	m/s^2
G	Gibbs Freie Enthalpie	J
Δh_V	spezifische Kondensations-/Verdampfungsenthalpie	J/kg
ΔH_V	Kondensations-/Verdampfungsenthalpie	J
I	Strahlungsintensität	W/m^2
\bar{j}	Diffusionsstromdichte	$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$
k	turbulente kinetische Energie	m^2/s^2
K	Anzahl der Komponenten	-
L	charakteristische Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstromdichte	$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$
\tilde{M}	Molmasse	kg/mol
n_A	numerische Apertur	1
Nu	Nusselt-Zahl	1
p	Druck	$\text{N}/\text{m}^2, \text{bar}$
P	Anzahl der Phasen	-
\dot{q}, \vec{q}	Wärmestromdichte	W/m^2

Q	Wärmeenergie	J
r	Radius	m
Re	Reynoldszahl	1
R_{th}	thermischer Widerstand	m^2K/W
S	Entropie	J/K
S	Sättigungsgrad	1
S	relative Feuchtigkeit	%rF
Sh	Sherwood-Zahl	1
t	Zeit	s
T	absolute Temperatur	K
u	spezifische innere Energie	J/kg
U	innere Energie	J
\vec{v}, v	Geschwindigkeit	m/s
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
V	Volumen	m^3
\tilde{V}	Molekülvolumen	m^3
\tilde{V}_{mol}	Molvolumen	m^3/mol
W	Energiequellterm	J/(kgs)
x, y, z	kartesische Koordinaten	m
z	Wandabstand	m
Z	Realgasfaktor	1
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2K)$
α	spektraler Absorptionskoeffizient	1/m
β	Stoffübergangskoeffizient	$kg/(m^2s)$
Γ	Massenquellterm	$kg/(m^3s)$
δ_{max}	halber Öffnungswinkel	°
δ, γ, ω	Winkel	°
ε	spektraler Emissionskoeffizient	1/m
ε	Dissipationsrate	m^2/s^3
ϑ	relative Temperatur	°C
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(mK)$
Λ	Wellenlänge	m

μ	dynamische Viskosität	kg/(ms)
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Oberflächenspannung	N/m
$\underline{\tau}$	Schub-/Scherspannung	kg/(ms ²)
Θ	Kontaktwinkel	°

Indizes

Fk	Festkörper
Fl	Fluid
GD	Gas-Dampf-Gemisch (Luft und Wasserdampf)
KS	Kondensat
<i>i</i>	allgemeiner Index für die Komponente eines Gemisches
kr	kritisch
L	Luft
S	Sättigung
W	Wasser
WD	Wasserdampf
PC	Polycarbonat
<i>x, y, z</i>	Vektorkomponenten in kartesischen Koordinaten
'	flüssige Phase
''	gasförmige Phase
0	technische Oberfläche; Phasengrenze; Bezugswert

Konstanten

σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$
<i>k</i>	Boltzmann-Konstante	$1,3806 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$
N_A	Avogadro-Konstante	$6,0221 \cdot 10^{23} \text{ mol}^{-1}$
<i>R</i>	universelle Gaskonstante	$8,3144 \text{ J}/(\text{Kmol})$
R_L	individuelle Gaskonstante von Luft	$287 \text{ J}/(\text{kgK})$
R_{WD}	individuelle Gaskonstante von Wasserdampf	$462 \text{ J}/(\text{kgK})$
$\rho_{kr,W}$	kritischer Druck von Wasser	221,2 bar
$T_{kr,W}$	kritische Temperatur von Wasser	647,3 K
π	Kreiszahl	3,14159

1 Einleitung

In nahezu allen Industriebereichen ist der Trend zu sinkenden Entwicklungszeiten zu erkennen. Sie erlauben eine schnellere Reaktion auf veränderte Marktbedingungen und Kundenwünsche sowie die schnellstmögliche Nutzung neuer Technologien. Zudem erfordert auch die Sicherung der Konkurrenzfähigkeit und die Erlangung von Wettbewerbsvorteilen gegenüber Mitbewerbern die stetige Verkürzung von Entwicklungszeiten.

Insbesondere *Simulationsmethoden* ermöglichen es, die Entwicklungszeiten erheblich zu reduzieren. Sie liefern zumeist unter Zuhilfenahme von Digitalrechnern numerische Lösungen derjenigen Gleichungen, die die Eigenschaften des neu zu entwickelnden Systems beschreiben. Dadurch wird eine umfassende Analyse der Systemeigenschaften bereits in frühen Entwicklungsphasen vor der Verfügbarkeit realer Prototypen möglich (*virtual prototyping*). Notwendige Systemmodifikationen aufgrund unzureichender Systemeigenschaften können somit früh erkannt und behoben werden, was zur Reduzierung sowohl der Entwicklungszeiten als auch der -kosten beiträgt. Zudem lassen sich oftmals teure und zeitaufwändige experimentelle Analysen auf ein Mindestmaß reduzieren.



Abbildung 1.1: Kondensatbildung auf der Innenseite der Abschluss-Scheibe eines Kfz-Scheinwerfers

In dieser Arbeit besteht die Aufgabe darin, eine Simulationsmethodik zur Berechnung von *Be- und Enttauvorgängen in Kfz-Scheinwerfern* zu erarbeiten. Als *Be-* bzw. *Enttauerung* wird dabei die Bildung bzw. Rückbildung von Kondensat bezeichnet. *Be-*tauerung ist vor allem in sichtbaren Bereichen des Scheinwerfers unerwünscht. Die Abbildung 1.1 zeigt die typische Kondensatbildung in den Randbereichen der Innenseite der Abschluss-Scheibe eines Kfz-Scheinwerfers. Das Kondensat ist dort in

Gestalt der weißen Bereiche deutlich zu erkennen. Bei aufgetretener Betauung wird eine möglichst schnelle Enttauung gewünscht.

Zur Lösung der Aufgabe ist zunächst die Frage zu beantworten, durch welche Gleichungen die Be- und Enttauvorgänge beschrieben werden und wie diese Gleichungen effektiv numerisch gelöst werden können. Im Anschluss ist zu prüfen, wie gut simulierte (berechnete) und beobachtete (gemessene) Be- und Enttauvorgänge übereinstimmen. Abschließend soll demonstriert werden, wie die Simulationsmethodik im Entwicklungsprozess neuer Scheinwerfer angewendet werden kann.

2 Stand der Technik und Ziele der Arbeit

Im folgenden Kapitel wird der aktuelle Stand der Technik hinsichtlich der Be- und Enttauung in lichttechnischen Systemen beschrieben. Dazu werden im Abschnitt 2.1 zunächst die Ursachen der Betauung sowie mögliche Gegenmaßnahmen erläutert. Das Be- und Enttauvverhalten konkreter Lichtsysteme wird bislang im Wesentlichen mit Hilfe experimenteller Verfahren bewertet, von denen einige im Abschnitt 2.2 aufgeführt werden. Sowohl die Defizite solcher Verfahren als auch vermehrt auftretende Betauungsprobleme haben dazu geführt, dass theoretische Untersuchungen mit dem Ziel durchgeführt wurden, detaillierte Einblicke in die Betauungsvorgänge zu gewinnen. Solche Kenntnisse lassen sich verwenden, um entweder vorhandene Experimente wirksamer zu gestalten oder neue Analyse-Methoden zu entwickeln (Abschnitt 2.3). Im Abschnitt 2.4 werden schließlich die Ziele der vorliegenden Arbeit definiert, die mit der Entwicklung einer solchen neuen Methode verknüpft sind.

2.1 Be- und Enttauung in lichttechnischen Geräten

Der Begriff *Betauung* beschreibt die *Kondensation* von Wasserdampf an Oberflächen. Ihre Ursachen sind ebenso vielfältig wie die Maßnahmen, die zur Rückbildung des Kondensats – also zur *Enttauung* (*Verdunstung*) – ergriffen werden. Solche Be- und Enttauvvorgänge sind schon lange gegenwärtig. Ihre Problematik hat sich jedoch insbesondere durch die lichttechnischen Entwicklungen in den vergangenen Jahren verschärft.

Das Betauungsproblem tritt gleichermaßen in Scheinwerfern und Leuchten auf. Gegenstand dieser Arbeit ist jedoch ausschließlich die Betauungsproblematik in Kfz-Scheinwerfern.

2.1.1 Historische Entwicklung der automobilen Lichttechnik

Bis in die 80er Jahre hinein wurden in der automobilen Lichttechnik einfache *Paraboloidreflektoren* und so genannte *Streuscheiben* verwendet. Das Licht des Leuchtmittels wurde durch Reflexion am parabolischen Reflektor zunächst in ein paralleles Lichtbündel umgewandelt. Anschließend erfolgte an den Streuscheiben (Abbildung 2.1 a) durch Brechung des Lichts dessen Projektion auf die Straße. Durch die Entwicklung von *Projektionsmodulen* und *Freiformreflektoren* hat sich dies grundsätzlich geändert. Durch sie wird der Einsatz von optischen Elementen in der *Abschluss-Scheibe* überflüssig, da das Licht von ihnen bereits den gesetzlichen Vorschriften entsprechend auf die Straße projiziert wird. Die Abbildung 2.1 b zeigt ein solches Scheinwerfer-System.

Die neuen „optikfreien“ Abschluss-Scheiben erlauben einen ungehinderten Blick in das Innere der Lichtsysteme. Dadurch wurde es möglich, die Lichtsysteme wesentlich ansprechender zu gestalten und sie zu einem natürlichen Blickfang bei der Betrachtung von Fahrzeugen zu machen [HER03]. Ein makelloses Erscheinungsbild ist daher unter allen Betriebs- und Umgebungsbedingungen zu gewährleisten. Gerade dieses wird jedoch u.a. durch

- die Deformation oder Verfärbung eingesetzter Kunststoffmaterialien aufgrund unzulässig hoher Temperaturen,
- den Schmutzeintrag in den Scheinwerfer und die Ablagerung von Partikeln in sichtbaren Bereichen sowie
- eine länger anhaltende sichtbare Betauung

beeinträchtigt. Die Vermeidung solcher sichtbarer Mängel ist mittlerweile ebenso zum festen Bestandteil des Entwicklungsprozesses neuer Lichtsysteme geworden wie die Sicherstellung der geforderten Funktionalität.

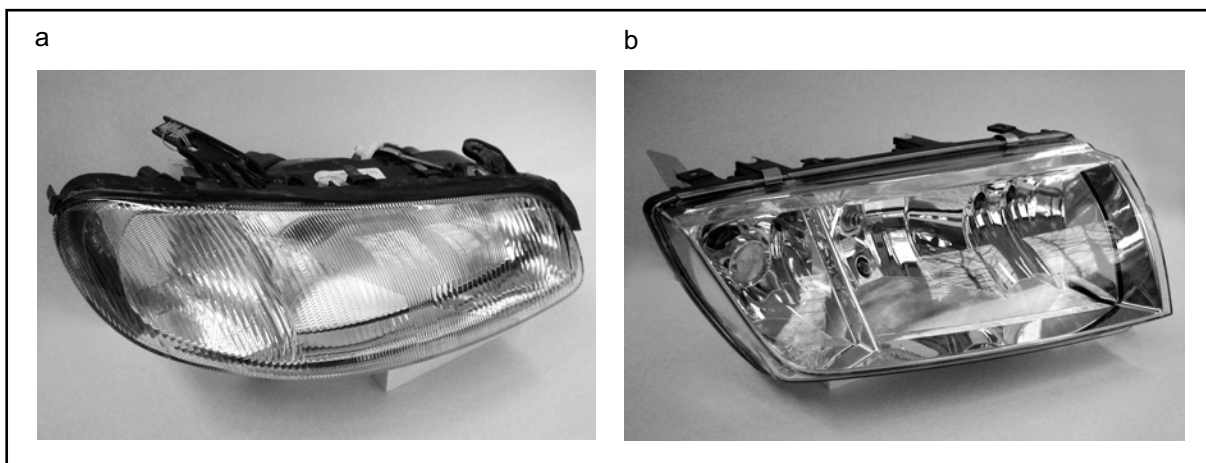


Abbildung 2.1: Scheinwerfer mit herkömmlicher Streuscheibe (a) und optikfreier Abschluss-Scheibe (b)

2.1.2 Ursachen der Betauung

Der Ausgangspunkt einer Betauung ist stets die Anwesenheit von Feuchtigkeit innerhalb des Lichtsystems. Diese kann eindringen, da Scheinwerfer offene Systeme darstellen und mit ihrer Umgebung neben Wärme auch Luft und darin enthaltene Feuchtigkeit austauschen. Ein geschlossenes System ist kostenineffizient und nur unter hohem technischen Aufwand herzustellen [BIE04]. Weiterhin bestehen die einzelnen Komponenten der Scheinwerfer wie Gehäuse, Reflektoren und Abschluss-Scheiben mittlerweile fast ausschließlich aus Kunststoffen. Dies ermöglicht zwar die Einsparung von Gewicht und ein flexibleres Design, andererseits haben die Kunststoffe

auch die Fähigkeit, Wasserdampf sowohl zu speichern als auch hindurchdiffundieren zu lassen. Alles in allem lässt sich der Eintrag von Feuchtigkeit also nicht vermeiden.

Aus diesem Grund werden Lichtsysteme bewusst als offene Systeme konzipiert, indem spezielle Mechanismen zum Feuchteaustausch integriert werden. So werden Scheinwerfer in der Regel mit *Belüftungsöffnungen* in ihrem Gehäuse versehen, die einen Stoffaustausch mit dem Motorraum ermöglichen. Durch solche Mechanismen wird sowohl der Abtransport als auch der Eintrag von Feuchtigkeit vereinfacht. Da letzterer nach obigen Ausführungen ohnehin nicht zu verhindern ist, überwiegt der Nutzen dieser Maßnahme deutlich ihre Nachteile.

Betaugung findet statt, wenn der im System enthaltene Wasserdampf unter die so genannte *Taupunkttemperatur* abgekühlt wird, die im Abschnitt 3.2.1 definiert wird. An dieser Stelle sei lediglich vorweg genommen, dass die Taupunkttemperatur mit der Höhe des Wasserdampfanteils in der Luft steigt. Daraus folgt, dass insbesondere die Größen *Feuchtigkeit* und *Temperatur* für das Betaugungsverhalten der Lichtsysteme verantwortlich sind [FUK01].

In Scheinwerfern werden diese beiden Größen durch zahlreiche Faktoren beeinflusst. Beispielsweise führt ein laufender Motor zur Aufheizung der Scheinwerfer, und durch Beaufschlagung warmer Motorkomponenten mit Wasser, z.B. Regen, kann sich durch Dampfbildung ein äußerst warmes und feuchtes Motorraumklima einstellen. Je nach Betriebszustand des Scheinwerfers und der Bewegung des Fahrzeugs bilden sich im Scheinwerfer wie im Motorraum unterschiedliche Strömungen aus. Durch Umgebungseinflüsse (Sonneneinstrahlung, Außenströmung, Niederschlag) werden insbesondere die Temperaturen beeinflusst. Auch kann das Diffusions- und Speicherverhalten der Kunststoffe hinsichtlich des Wasserdampfes je nach Art der eingesetzten Kunststoffe und deren Temperatur beachtlich variieren [BIE04]. Dieses komplexe Beziehungsgeflecht ist schematisch in der Abbildung 2.2 dargestellt.

Ebenso zahlreich wie die Einflussfaktoren bezüglich Feuchtigkeit und Temperatur sind die Situationen, in denen Betaugung auftreten kann. Ein feuchtes Motorraumklima, wie es nach Niederschlägen oder bei der Wagenwäsche auftritt, führt in der Regel zu einem Anstieg der Luftfeuchte im betriebswarmen Scheinwerfer. Nach dem Ausschalten sinkt dann die Temperatur im Scheinwerfer, und es kann zu einer Unterschreitung des Taupunktes kommen [FUK01]. Ebenso kann das Abstellen des Fahrzeugs über Wasseransammlungen am Boden Betaugung hervorrufen, da feuchte Luft aufsteigen und durch die Belüftungsöffnungen in den Scheinwerfer gelangen kann. Letztlich kann selbst das reine Einschalten der Lichtsysteme dazu führen, dass in den Kunststoffen gebundene Feuchtigkeit freigesetzt wird und an kalten Stellen – vornehmlich den Abschluss-Scheiben – kondensiert [BIE04].

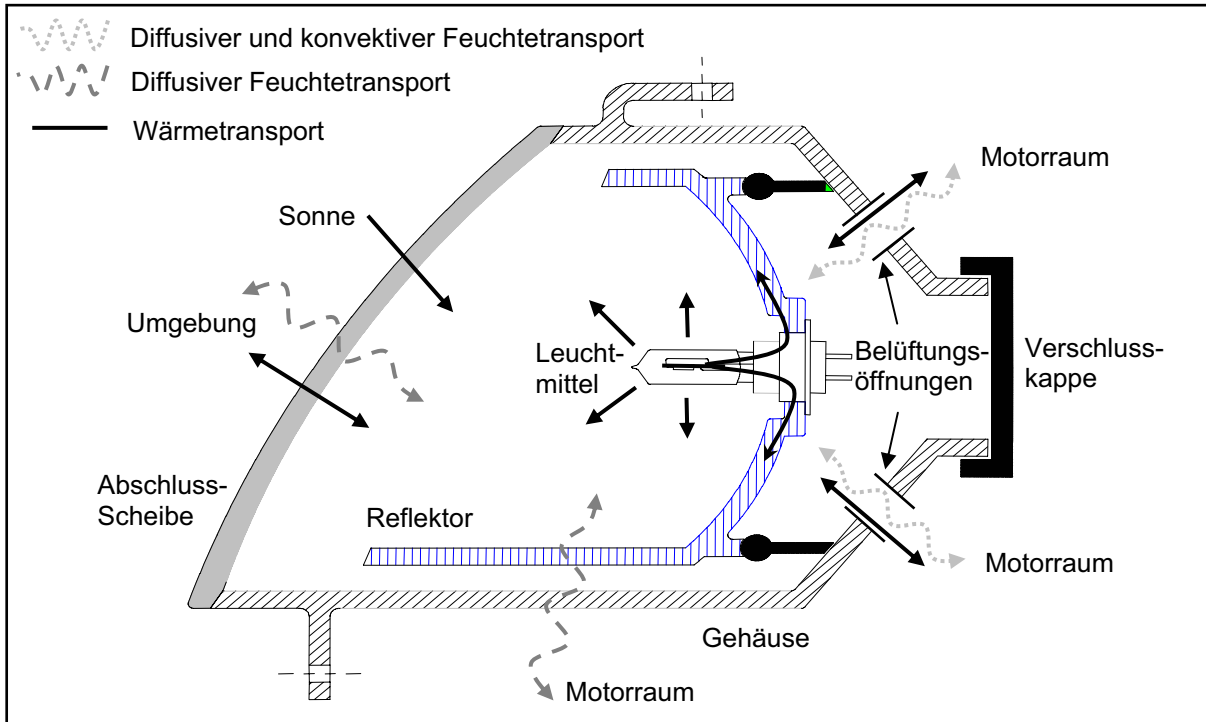


Abbildung 2.2: Beeinflussung der Temperaturen und Feuchtigkeiten im Scheinwerfer

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Betauung stets das Resultat von Klimaänderungen im Scheinwerfer ist. Nur die Beeinflussung dieses Klimas durch geeignete Maßnahmen (*Klima-Management*) kann daher die Betauung reduzieren bzw. die Enttauung beschleunigen. Solche Maßnahmen werden im folgenden Abschnitt behandelt.

2.1.3 Maßnahmen zum Klima-Management in Scheinwerfern

Die Möglichkeiten zur Reduktion der Betauung bzw. zur Beschleunigung der Enttauung sind zahlreich. Im Folgenden können daher nur einige der bekannten Maßnahmen kurz erläutert werden.

Passive Scheinwerferdurchlüftung mit Hilfe von Belüftungsöffnungen

Wie bereits oben erwähnt wurde, kann die Enttauung beschleunigt werden, indem das Scheinwerfergehäuse mit Belüftungsöffnungen zum Motorraum versehen und dadurch der Abtransport von Feuchtigkeit vereinfacht wird. Ein solcher Stoffaustausch stellt sich in der Regel dann ein, wenn zwischen den Öffnungen eine Druckdifferenz herrscht [Moo01]. Eine solche kann durch die Fahrzeugbewegung und daraus resultierende Motorraumströmungen oder auch durch temperaturbedingte Strömungen innerhalb des Motorraums oder des Scheinwerfers hervorgerufen werden.

In beiden Fällen ist die Ursache des Stoffaustausches und damit auch der Zeitpunkt der Klimaänderung im Scheinwerfer nicht kontrollierbar. Erschwerend kommt hinzu,

dass sowohl die an das Motorraumklima gekoppelten Eigenschaften als auch die Menge des ausgetauschten Stoffes nicht beeinflussbar sind. In ungünstigen Fällen kann das Motorraumklima feucht-warm sein und zudem noch Partikeln enthalten, deren Ablagerung im Scheinwerfer nach Abschnitt 2.1.1 unerwünscht ist. Weiterhin wird die Menge des ausgetauschten Stoffes beispielsweise durch die Geschwindigkeit des Fahrzeugs sowie die Positionen und die Geometrien der Belüftungsöffnungen beeinflusst.

Um den Schmutzeintrag in den Scheinwerfer zu begrenzen, werden Belüftungsöffnungen in der Regel mit *Labyrinthen* oder luftdurchlässigen *Membranen* versehen, die ihrerseits allerdings auch wieder den Stoffaustausch und damit den Abtransport von Feuchtigkeit beeinträchtigen. Weiterhin muss sichergestellt werden, dass durch die Belüftungsöffnungen kein Spritzwasser in den Scheinwerfer eindringt. Auch hierzu finden Membranen oder abgewinkelte Gummikanäle, so genannte *Tüllen*, Verwendung, die auf die Belüftungsöffnungen gesteckt werden. Auch diese behindern wieder den Feuchtaustausch mit der Umgebung. Es ist daher stets ein Kompromiss zwischen der Begrenzung des Schmutz- und Spritzwassereintrags und der Förderung des Feuchtaustausches zu finden.

Trotz all dieser Nachteile ist die passive Belüftung eine sehr verbreitete Enttautungsmaßnahme. Grund dafür ist, dass sie keine Energie benötigt sowie kostengünstig und wartungsfrei ist. Zudem kann sie – anders als aktive Maßnahmen – auch während der Parkphase eines Fahrzeugs ohne Energiezufuhr wirksam sein. Dieser Vorteil ist von besonderer Bedeutung, da solche Parkphasen häufig die längste Erholungsphase nach starker Beaufschlagung mit Feuchtigkeit darstellen.

Aktive Scheinwerferbelüftung

Um insbesondere den Zeitpunkt der Klimabeeinflussung bestimmen zu können, kann von einer passiven zu einer aktiven Belüftung bei möglichst gleichzeitiger Kontrolle des ausgetauschten Stoffes gewechselt werden. Dazu bietet sich die Kopplung des Scheinwerfers über Schläuche mit der Klimaanlage oder dem Luftkanal für das Fahr- gastraumklima an, wodurch dem Scheinwerfer vergleichsweise trockene Luft zugeführt werden kann. Eine zusätzliche Filterung der Luft kann zudem den Eintrag von Schmutz verhindern oder zumindest begrenzen. Ein solcher gezielter Eingriff erfordert allerdings aktive Elemente wie beispielsweise Lüfter, die den Stoffaustausch bewirken. Dadurch entstehen Kosten für die Realisierung einer solchen Maßnahme, und zu ihrem Einsatz wird Energie benötigt. Dadurch ist insbesondere das Ausnutzen der oben genannten Parksituation zumindest nicht energiefrei möglich.

Feuchtigkeitskontrolle durch Trocknungselemente im Inneren der Scheinwerfer

Um die im Scheinwerfer vorhandene Luft zu trocknen und damit das Risiko von länger anhaltender Betauung zu reduzieren, können Trocknungselemente eingesetzt werden.

Als *passive* Trocknungselemente können *Trocknungsgele* verwendet werden. Sie binden den in der Luft enthaltenen Wasserdampf und reduzieren so die Taupunkttemperatur. Wenngleich solche Gele relativ günstig sind, besteht die Notwendigkeit des Austauschs, wenn sie ihre Aufnahmekapazität erreicht haben.

Aktive Trocknungselemente sind die so genannten *Kältefallen* oder *Peltier-Elemente*. Diese Kühlelemente basieren auf der lokalen Unterschreitung der Taupunkttemperatur, indem sie unter Energieaufwand niedrige Temperaturen erzeugen. Durch sie wird an nicht sichtbaren und damit unkritischen Stellen im Scheinwerfer Kondensation erzwungen und somit der Wasserdampfgehalt im gesamten Scheinwerfer gesenkt. Das gebildete Kondensat sollte allerdings aus dem Scheinwerfer abgeführt werden, da ansonsten nach Abschalten der Elemente das Wasser wieder verdampft und der Feuchtigkeitsanteil in der Luft schnell wieder ansteigt.

Sowohl passive als auch aktive Trocknungselemente weisen nur eine geringe Effizienz auf. Grund hierfür ist, dass sie den ständigen Transport von Wasserdampf in den Bereich der Trocknungselemente erfordern. Dieser findet oftmals nur in Form von *Diffusionsvorgängen* statt, die recht langsam verlaufen. Eine ausführliche mathematische Behandlung solcher Diffusionsvorgänge erfolgt im Abschnitt 3.1.1.

Bewertung der klimabeeinflussenden Maßnahmen

Die oben genannten aktiven Maßnahmen zum Klima-Management bieten generell bessere Kontrollmöglichkeiten als die passiven. So können sie insbesondere zu solchen Zeitpunkten aktiviert werden, in denen ein Eingriff auch notwendig ist. Allerdings ist dies in der Regel mit hohen Kosten und Energiebedarf verbunden. Passive Maßnahmen sind im Vergleich dazu oftmals weitaus kostengünstiger.

Der Kostenaspekt führt dazu, dass zumeist passive Strategien integriert werden, wenngleich sie weniger wirksam sind. Dennoch reichen solche passiven Lösungen oftmals aus, um länger anhaltende sichtbare Betauungen zu vermeiden. Zudem liefern auch aktive Maßnahmen nicht immer bessere Lösungen. Dies lässt sich nach Abschnitt 2.1.2 vor allem durch die Vielzahl der Situationen begründen, in denen Betauung auftreten kann.

2.2 Experimentelle Qualitätssicherung

Um das Be- und Enttaunungsverhalten lichttechnischer Geräte beurteilen zu können, werden diese am Ende ihres Entwicklungsprozesses unterschiedlichen experimentellen Analysen unterzogen. Dabei handelt es sich entweder um *Laborversuche*, in denen das System für sich betrachtet wird und die im Folgenden als *Stand-alone-Laborversuche* bezeichnet werden, oder um Experimente, in denen das Gerät bereits im Fahrzeug integriert ist (*Fahrversuche*).

2.2.1 Stand-alone-Laborversuche

In den Stand-alone-Laborversuchen wird das lichttechnische Gerät definierten Bedingungen ausgesetzt, um dessen Be- und Enttaunungsverhalten zu untersuchen. Oftmals handelt es sich dabei um ein zweistufiges Verfahren, indem zunächst durch geeignete Wahl der Versuchsbedingungen eine Betauung erzeugt und anschließend unter geänderten Bedingungen der Enttaunungsablauf dokumentiert wird.

Für solche Versuche existieren zahlreiche Prüfvorschriften. Neben den internationalen Prüfstandards der *Society of Automotive Engineers* oder *Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS)* kommen sowohl hersteller- als auch kundenspezifische Tests zum Einsatz. Im Folgenden wird lediglich der FMVSS-Test skizziert, um die generelle Struktur solcher Laborversuche zu verdeutlichen.

Die FMVSS-Prüfvorschrift 108 (allgemeine Bezeichnung: 49 CFR 571.108) beinhaltet unterschiedliche Anweisungen zur Durchführung von Tests an lichttechnischen und reflektierenden Geräten sowie zugehörigen Komponenten. Der Abschnitt S8.7 enthält eine Beschreibung zur Prüfung des Be- und Enttaunungsverhaltens solcher Geräte, die sich in zwei Phasen unterteilen lässt und folgende Anweisungen beinhaltet:

In Phase 1 wird das Gerät in seiner konstruktionsmäßig vorgesehenen Betriebsposition montiert. Dazu ist es an Stangen zu befestigen, die sich hinter dem Gerät befinden und einen vorgeschriebenen Mindestabstand zu diesem aufweisen. Im Anschluss erfolgen 24 gleiche Testzyklen mit einer Dauer von jeweils drei Stunden. Dabei wird der Scheinwerfer zunächst eine Stunde lang mit der höchsten Kombination von Leuchtkörperleistungen unter Zufuhr der Normleistung betrieben und anschließend für die Dauer von zwei Stunden ausgeschaltet. Dabei befindet er sich ständig in einem Umgebungsklima mit vorgeschriebener hoher Temperatur und Feuchte, wodurch auch die Feuchtigkeit im Scheinwerfer ansteigt und es insbesondere während der Ausschaltphasen zu Betauung kommen kann.

Unmittelbar an Phase 1 schließt sich Phase 2 an, in der das Gerät in einer Luftstromprüfkammer wiederum in Betriebsposition positioniert wird. Dort wird es frontal

mit einem homogenen Luftstrom mit definierter Geschwindigkeit, Temperatur und Luftfeuchtigkeit angeströmt. Diese Luftstromprüfung dauert eine Stunde. Abschließend wird das Gerät hinsichtlich innerer Kondensatbildung untersucht.

Der Vorteil solcher Stand-alone-Versuche liegt vor allem in den vergleichsweise geringen Kosten und dem geringeren Versuchsaufwand gegenüber solchen Tests, in die das Fahrzeug einbezogen wird. Insbesondere lassen sie sich schon bei Verfügbarkeit eines Prototypen des Scheinwerfers durchführen; das zugehörige Fahrzeug muss also noch nicht existieren.

Der wesentliche Nachteil dieser Versuchsgruppe liegt darin, dass Einflüsse auf das Be- und Enttaunungsverhalten, die aus dem Fahrzeugeinbau resultieren, nicht erfasst werden. Dadurch kann nicht in jedem Fall sichergestellt werden, dass ein in Stand-alone-Versuchen geprüfetes und für in Ordnung befundenes System im Einbauzustand letztlich nicht doch massive Betaunungsprobleme aufweist. Durch die Festlegung von Toleranzbereichen für die klimatischen Bedingungen während der Versuchsphasen scheint ein unmittelbarer Vergleich der erzielten Ergebnisse möglich. In [BIE03] wird jedoch gezeigt, dass durch eine gezielte Ausnutzung dieser Toleranzbereiche die Versuchsergebnisse in beachtlichem Maße beeinflusst werden können.

2.2.2 Fahrversuche

In Fahrversuchen wird das Be- und Enttaunungsverhalten des lichttechnischen Geräts im Einbauzustand untersucht. Dadurch lassen sich Effekte, wie z.B. die Erwärmung durch den Motor oder die Gerätedurchströmung aufgrund einer Fahrzeugbewegung, in die Analyse einbeziehen. Einige dieser Fahrversuche werden im Folgenden kurz erläutert.

Fahrversuch auf einer Beregnungsstrecke

Zunächst legt das Fahrzeug auf einer *Beregnungsstrecke* mehrere festgelegte Zyklen zurück, in denen das lichttechnische Gerät entweder ein- oder ausgeschaltet ist. Dabei wird es durch die Beregnung mit Wasser und die teilweise Flutung der Strecke massiv mit Feuchtigkeit beaufschlagt, was in der Abbildung 2.3 zu erkennen ist.

Nach Abschluss der genannten Zyklen weist das Gerät in der Regel eine sichtbare Betauung auf. Daher erfolgt im Anschluss das so genannte *Freifahren*. Dabei wird das Fahrzeug ohne weitere Feuchtigkeitsbeaufschlagung mit vorgegebener Geschwindigkeit bewegt, wobei in regelmäßigen Abständen der Betaunungsgrad des Systems protokolliert wird. Von besonderer Bedeutung ist letztlich die *Enttaunungszeit*. Das ist diejenige Zeit, die benötigt wird, bis keine Betauung mehr sichtbar ist.



Abbildung 2.3: Gerätetest auf einer Beregnungsstrecke

Druckdifferenzmessung

Bei der *Druckdifferenzmessung* werden während der Fahrzeugbewegung die Druckdifferenzen zwischen den Belüftungsöffnungen ermittelt. Diese weisen einen unmittelbaren Zusammenhang zur Stoffmenge auf, die während der Fahrt zwischen dem Scheinwerfer und dem Motorraum ausgetauscht wird. Sie sollte eine Untergrenze nicht unterschreiten, damit während der Bewegung ausreichend Feuchtigkeit aus dem Scheinwerfer abtransportiert werden kann. Sie sollte aber auch nicht zu groß sein, um einen unzulässig hohen Schmutzeintrag zu verhindern.

Videoendoskopie

Mit Hilfe der *Videoendoskopie* wird kontrolliert, ob das lichttechnische Gerät einen ausreichenden Spritzwasserschutz aufweist und ob es durch Dampfbildung an heißen Motoraggregaten eventuell stark mit Feuchtigkeit beaufschlagt wird. Dazu wird im Motorraum in der Nähe des Scheinwerfers eine Videosonde montiert, die während der Fahrzeugbewegung Bilder liefert. Hierdurch soll erkannt werden, ob Wasser über die Belüftungsöffnungen in das Gerät eindringt.

Der besondere Vorteil von Fahrversuchen liegt darin, dass die einbau- und fahrspezifischen Einflüsse auf das Be- und Enttaunungsverhalten direkt erfasst werden können. Damit ist eine realistische Einschätzung der Betaunungsproblematik möglich. Allerdings sind die während der Versuche vorherrschenden klimatischen Bedingungen nicht oder nur unter hohem messtechnischen Aufwand zu erfassen und können von Versuch zu Versuch stark variieren. Ein direkter Vergleich der Versuchsergebnisse lässt

sich über die Umrechnung der Ergebnisse auf Normbedingungen durchführen. Dies ist allerdings aufgrund der nichtlinearen Kopplung der Versuchsergebnisse an die Umgebungsbedingungen nur näherungsweise möglich. Zudem sind die Kosten solcher Fahrversuche hoch, und je nach Wahl der Versuchsbedingungen (z.B. Fahrzeuggeschwindigkeit beim Freifahren) können die Ergebnisse deutlich variieren (Abschnitt 5.2).

2.2.3 Bewertung der experimentellen Untersuchungen

Sowohl die Labor- als auch die Fahrversuche liefern wichtige Hinweise zur Auslegung der eingesetzten Belüftungssysteme. Solange andere Analyse-Methoden fehlen, sind sie trotz der bekannten Defizite unverzichtbar, um das Be- und Enttauvverhalten neu entwickelter Lichtsysteme bewerten und beeinflussen zu können.

In den vergangenen Jahren sind aber auch vermehrt theoretische Untersuchungen erfolgt, so dass ein besseres Verständnis der für die Betauung relevanten Vorgänge geschaffen wurde. Diese Kenntnisse ermöglichen einerseits eine effektivere Gestaltung der Belüftungsstrategien und die Modifikation experimenteller Analysemethoden derart, dass sie mögliche Betauungsprobleme besser detektieren können. Andererseits führen sie dazu, dass auch nicht experimentelle Analyse-Methoden entwickelt werden. Denn experimentelle Methoden erfordern zumindest Prototypen der Lichtsysteme und sind demnach erst in späten Entwicklungsphasen anwendbar. Gerade die ständig sinkenden Entwicklungszeiten machen jedoch eine umfassende Systemprüfung bereits in frühen Entwicklungsphasen wünschenswert, damit eventuelle Probleme rechtzeitig und vergleichsweise kostengünstig behoben werden können.

Insbesondere das so genannte *Virtual Prototyping* wird daher in vielen Bereichen der Produktentwicklung vermehrt angewendet. Darunter wird der Aufbau und die Analyse *virtueller Prototypen* verstanden. Diese Prototypen sind dabei nicht mehr als Hardware vorhanden, sondern lediglich als virtuelles Abbild des realen Systems, z.B. in Form eines *mathematischen Modells*. Solche mathematischen Modelle beschreiben die zu untersuchenden Verhaltensweisen des realen Systems durch mathematische Gleichungen. Deren Lösung macht die Vorhersage des Systemverhaltens möglich, noch bevor das System real existiert.

Im Folgenden werden einige theoretische Untersuchungen zum Be- und Enttauvverhalten lichttechnischer Geräte zusammengefasst. Diese Arbeiten haben zu einem besseren Verständnis beigetragen und bilden demnach die Grundlage für den Aufbau mathematischer Modelle, mit denen auch die Analyse des Be- und Enttauvverhaltens von lichttechnischen Systemen frühzeitig durchgeführt werden kann.

2.3 Theoretische Untersuchungen zur Be- und Enttauung in lichttechnischen Geräten

In [Hoi98] wird die so genannte *Atmung* von Scheinwerfern und deren Auswirkung auf den Feuchteaustausch mit der Umgebung diskutiert. Bei der Atmung handelt es sich um die temperaturbedingte Ausdehnung bzw. Kontraktion der Luft im Inneren des Scheinwerfers, wodurch über die Belüftungsöffnungen Luft entweder ausgestoßen oder angesaugt wird. Dabei nähert sich die Feuchtigkeit im Scheinwerfer in exponentieller Form der Umgebungsfeuchte an. Neben der Atmung tragen auch Diffusionsvorgänge zum Feuchtigkeitsausgleich bei. Weiterhin wird festgestellt, dass die Anzahl der Belüftungsöffnungen die Verzögerungszeit der exponentiellen Angleichung stark mitbestimmt. So verläuft der Ausgleich bei zwei Öffnungen selbst bei ständig ausgeschaltetem Scheinwerfer mehr als doppelt so schnell wie bei nur einer Öffnung. Dieser Effekt wird noch deutlicher bei zyklischem Ein- und Ausschalten des Scheinwerfers.

In [BIE99] wird der in [Hoi98] bereits diskutierte Fall des Feuchtigkeitsaustausches zwischen einem Scheinwerfer und seiner Umgebung bei ausgeschalteten Lichtfunktionen vertieft. Dabei wird mit Hilfe der *Fick'schen Gesetze* (Abschnitt 3.1.1) eine Abschätzung des diffusiven Feuchtigkeitsaustausches durchgeführt. Ein Vergleich mit Messergebnissen zeigt eine akzeptable Übereinstimmung. Der Feuchtigkeitsausgleich verläuft auch hier exponentiell, wobei in die Verzögerungszeit u.a. geometrische Parameter wie die Länge und der Querschnitt der Belüftungsöffnung sowie das Volumen des Scheinwerfers eingehen.

Neben der Umgebungsfeuchte wird in [Hoi99] zusätzlich der Einfluss externer Strömungen – wie sie z.B. bei einer Fahrzeugbewegung auftreten – auf das Feuchtigkeitsniveau im Scheinwerfer thematisiert. Solche können den Feuchtigkeitsausgleich selbst bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten enorm beschleunigen, indem sie *erzwungene* Strömungen (Abschnitt 3.1.3) durch den Scheinwerfer hervorrufen. Treten bei eingeschaltetem Scheinwerfer zusätzlich *freie* Konvektionsströmungen auf, so können sich diese Strömungsarten entweder verstärken oder aber auch kompensieren. Die Positionen der Belüftungsöffnungen beeinflussen die Dynamik des Feuchteaustausches bei externen Strömungen, so dass das Ziel in einer Optimierung dieser Positionen besteht.

Die oben genannten Arbeiten erörtern insbesondere die Mechanismen des Feuchtigkeitsaustausches mit der Umgebung über die Belüftungsöffnungen. Sie beantworten allerdings nicht die Frage, unter welchen Bedingungen Betauung auftreten kann. Dieser Aspekt wird in [Fuk01] näher betrachtet, wo ein Feuchtigkeitsanstieg im Scheinwerfer und/oder ein Temperaturabfall an der Lichtscheibe als wesentliche Ur-

sachen der sichtbaren Betauung identifiziert werden. Die Auflistung aller bekannten Vorgänge, die entweder einen Feuchtigkeitsanstieg oder einen Temperaturabfall zur Folge haben können, liefert eine Vielzahl an möglichen Betauungsursachen. Hieraus wurden durch Plausibilitätsprüfungen und Experimente letztendlich drei Szenarien ausgewählt, die als sinnvolle Tests zur Beurteilung der Betauungsbildung dienen können:

1. Regenstreckentest mit abwechselndem Ein- und Ausschalten der Lichtfunktionen,
2. Fahrzeugwäsche bei laufendem Motor und Sonnenschein,
3. Fahrzeugwäsche bei eingeschalteten Lichtfunktionen und laufendem Motor.

Die numerische Berechnung des Feuchtigkeitsaustausches eines Scheinwerfers mit seiner Umgebung analog zu der in Abschnitt 2.2.1 erläuterten Phase 1 des FMVSS-Laborversuchs ist in [Moo01] beschrieben. Diese Berechnung zeigt hinsichtlich der relativen Feuchtigkeit eine Übereinstimmung mit Messergebnissen im Bereich von $\pm 10\%$. Ob in dieser Versuchsphase – wie beabsichtigt – Betauung aufgetreten ist und ob diese in irgendeiner Art berücksichtigt wurde, wird nicht erwähnt.

Die numerische Berechnung einer solchen Betauung wird erstmals in [HER03] durchgeführt. Dabei wird zunächst darauf hingewiesen, dass eine volltransiente Simulation des Be- und Enttauungsvorgangs sehr zeitaufwändig ist und mehrere Wochen beansprucht. Aus dem Grund erfolgt eine vereinfachte Berechnung des Betauungsvorgangs. Dabei wird zunächst das stationäre thermische Profil im Scheinwerfer bei eingeschalteten Lichtfunktionen berechnet. Im Anschluss daran werden der Luft im Inneren spezielle Feuchtigkeitseigenschaften zugewiesen, und die eigentliche Betauungssimulation wird durchgeführt, wobei die Berechnungsdauer ca. eine Stunde beträgt. Details hinsichtlich der Wahl der Feuchtigkeitseigenschaften werden nicht genannt. Die Berechnung des Betauungsvorgangs erfolgt dahin gehend, dass zwar Kondensatstärken berechnet werden, allerdings führt die Betauung nicht zu einer Reduktion der Feuchtigkeit in der Luft, so dass in denjenigen Bereichen, die in Strömungsrichtung liegen, eine Überschätzung der Kondensatstärken vermutet wird. Die Validierung der Simulationsergebnisse konnte eine gute Übereinstimmung mit Messergebnissen hinsichtlich Form und Ort der betauten Bereiche zeigen, allerdings gestaltete sich die quantitative Überprüfung der Kondensatstärken problematisch. Eine Wägung des Kondensats ist aufgrund dessen geringer Masse sehr fehleranfällig. Aus diesem Grund wurde die experimentell ermittelte Enttauungszeit mit derjenigen verglichen, die eine transiente Simulation ergab. Hier zeigte sich eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation.

Ähnliche Inhalte sind in [HA103] zu finden. Dort werden neben den Ergebnissen einer thermischen Simulation auch Ergebnisse zur Betauung vorgestellt. Diejenigen Orte, die am stärksten zur Betauung neigen, liegen im oberen Bereich des Scheinwerfers. Dies widerspricht den Erfahrungen, dass Betauung in der Regel in seitlichen, unten liegenden Bereichen kritisch ist. Da keinerlei Validierung erfolgt, ist eine Bewertung der Ergebnisse nicht möglich.

Den *hygroskopischen* Eigenschaften der in Scheinwerfern eingesetzten Kunststoffe wird erstmals in [BIE04] Beachtung geschenkt. Dabei handelt es sich um die Fähigkeit, Wasser aufzunehmen, zu speichern und unter geänderten Umgebungsbedingungen wieder abzugeben. Dadurch wird der Feuchtigkeitsgehalt der Luft im Scheinwerfer beeinflusst und die Kunststoffe wirken – ähnlich wie eine träge Masse bei Bewegungsänderungen – einer Feuchtigkeitsänderung im Scheinwerfer entgegen. Insbesondere die Lagerung unter sehr feuchten Bedingungen kann zu einem hohen Wasseranteil in den Kunststoffen führen. Um diesem Aspekt Rechnung zu tragen, sind Betauungstests abweichend vom FMVSS-Test erforderlich, da dieser hierzu ungeeignet ist.

2.4 Aufbau und Ziele der Arbeit

In Abschnitt 2.1 wurde erläutert, dass sich die Betauungsproblematik durch die lichttechnischen Entwicklungen der vergangenen Jahre – insbesondere durch den Einsatz optikfreier Abschluss-Scheiben – verschärft hat. Das Be- und Enttauwungsverhalten von Lichtsystemen lässt sich durch experimentelle Verfahren analysieren (Abschnitt 2.2) und mit Hilfe geeigneter Maßnahmen beeinflussen. Allerdings erfordern verkürzte Entwicklungszeiten solche Analyse-Methoden, die bereits in frühen Entwicklungsphasen – also vor der Verfügbarkeit erster Prototypen – einsetzbar sind. Dies sind im Wesentlichen Simulationsmethoden, die in vielen Bereichen zunehmend Bedeutung erlangt haben. Auch im Bereich Be- und Enttauung ist diese Tendenz zu erkennen, wie die in Abschnitt 2.3 aufgeführten Untersuchungen zeigen.

Diese Arbeit hat zum Ziel, eine Simulationsmethodik zur Analyse der Be- und Enttauwungscharakteristika in lichttechnischen Geräten zu entwickeln und anhand ausgewählter Beispiele zu demonstrieren. Sie ist in drei Blöcke strukturiert, die im Folgenden beschrieben werden und in grafischer Form in der Abbildung 2.4 dargestellt sind.

Die Simulation erfordert die hinreichend genaue mathematische Beschreibung der zu simulierenden Vorgänge. Eine solche erfolgt für die Be- und Enttauwungsvorgänge im ersten Teil dieser Arbeit. Da diese durch Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten bestimmt werden, sind zunächst die Prozesse des Wärme- und Stofftransports (Ab-

schnitt 3.1) näher zu betrachten. Weiterhin kann über die Belüftungsöffnungen nur Feuchtigkeit abtransportiert werden, die sich in der Luft befindet. Daher muss gebildetes Kondensat zunächst verdampfen, damit diese Entfeuchtungsstrategie wirksam werden kann. Aus diesem Grund ist zudem die mathematische Beschreibung der Kondensatbildung und -rückbildung an technischen Oberflächen von besonderer Bedeutung (Abschnitt 3.2).

Die Lösung des mathematischen Modells zur Be- und Enttauung mit Hilfe eines kommerziellen *CFD*-Simulationstools (*CFD* = *Computational Fluid Dynamics*) ist zweckmäßig, da dort bereits viele der benötigten Gleichungen implementiert sind. Zudem kann auf gut getestete Lösungsalgorithmen zurückgegriffen werden. Noch nicht enthaltene Gleichungen sind nachträglich in diese *CFD*-Werkzeuge zu integrieren. Dieses wird im Abschnitt 3.3 beschrieben.

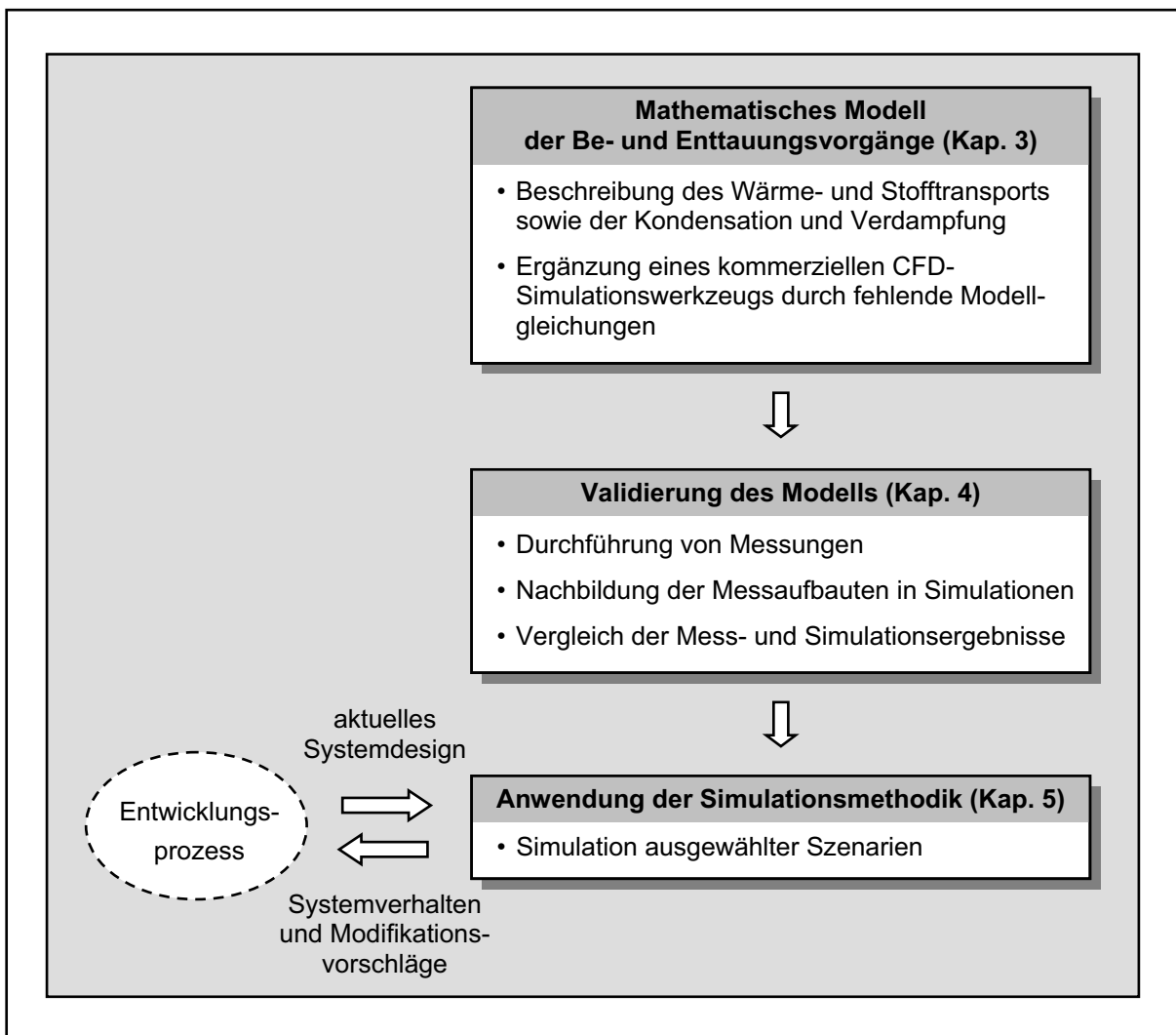


Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau der Arbeit

Um eine hinreichende Genauigkeit der Simulationsergebnisse gewährleisten zu können, ist eine umfassende *Validierung* der Simulationsergebnisse erforderlich. Diese

muss auch eine quantitative Überprüfung der Kondensatmengen beinhalten und zeigen, dass die vorhergesagten Ergebnisse hinreichend genau mit Beobachtungen und Messungen an realen Systemen übereinstimmen. Dies soll im zweiten Teil der Arbeit geschehen (Kapitel 4).

Die Situationen, in denen Be- und Enttauung in lichttechnischen Geräten stattfindet, sind nach Abschnitt 2.1.2 äußerst zahlreich. Daher muss aus einer Vielzahl an unterschiedlichen Szenarien analog zu den Ausführungen in [Fuk01] eine geringe Unter- menge ausgewählt werden, die dann in Simulationen nachzustellen ist. Diese Simu- lationen werden für das jeweils aktuelle Systemdesign durchgeführt; sie müssen möglichst umfangreiche Informationen zum Verhalten der Lichtsysteme liefern und Hinweise geben, wie ein System durch gezielte Modifikationen verbessert werden kann. Da der zeitliche Rahmen für die Durchführung von Simulationen beschränkt ist, ist nicht nur die Anzahl der nachgestellten Szenarien von Bedeutung, sondern auch die Zeit, die jede einzelne Simulation benötigt [HER03]. All dies soll im letzten Teil der Arbeit (Kapitel 5) Berücksichtigung finden, in dem die Anwendung der zuvor erarbei- teten Simulationsmethodik erfolgt.

3 Modellierung der Be- und Enttaunungsprozesse

Die Berechnung von Be- und Enttaunungsvorgängen in Scheinwerfern erfordert insbesondere eine genaue Kenntnis der lokalen Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten. Diese lassen sich mit Hilfe der Gesetze des Wärme- und Stofftransports ermitteln, die Gegenstand des Abschnitts 3.1 sind. Die eigentliche mathematische Beschreibung der Phasenumwandlungen (Kondensation und Verdampfung) erfolgt dann im Abschnitt 3.2. Abschließend wird im Abschnitt 3.3 das Zusammenwirken der zuvor erläuterten Gleichungen bei deren numerischer Lösung mit Hilfe eines kommerziellen CFD-Simulationswerkzeugs dargestellt.

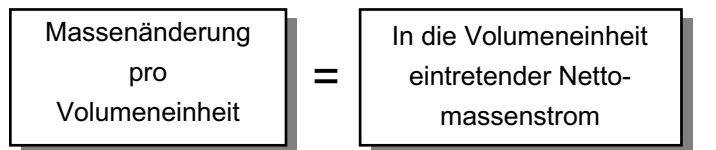
3.1 Wärme- und Stofftransport

Im Abschnitt 2.1.2 wurde erläutert, dass die Temperatur- und Feuchtigkeitsverteilungen maßgebend dafür sind, ob bzw. an welchen Orten die Bedingungen für eine Phasenumwandlung des Wassers vorliegen. Diese Verteilungen lassen sich mit Hilfe der Grundgleichungen des Wärme- und Stofftransports – den *vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen* (NS-Gleichungen) – bestimmen, die Gegenstand dieses Abschnitts sind. Sie lassen sich aus den Erhaltungsgleichungen für die Größen *Masse*, *Impuls* und *Energie* ableiten. Die Lösung dieses Systems von gekoppelten partiellen Differentialgleichungen (*Partial Differential Equations*, PDEs) liefert in Kombination mit weiteren konstitutiven Gleichungen (z.B. der thermischen Zustandsgleichung von Gasen) die gesuchten *Feldgrößen* ρ , p , T und \vec{v} .

Die NS-Gleichungen können sowohl in integraler als auch in differentieller Schreibweise auftreten, wobei die integrale Form die allgemeingültigere ist, da sie auch un stetige Feldgrößenverläufe (z.B. Drucksprünge bei Stoßwellen) zulässt. Im Folgenden werden die NS-Gleichungen in differentieller Form für ortsfeste infinitesimale Bilanzräume in kartesischen Koordinaten angegeben, was die Deutung der einzelnen Gleichungsterme begünstigt.

3.1.1 Kontinuitätsgleichung

Die Erhaltungsgleichung für die Masse eines Fluidelements wird *Kontinuitätsgleichung* genannt. Sie besagt, dass die zeitliche Änderung der Masse eines Fluidelements dem eintretenden Nettomassenstrom entspricht [AND95], wobei eintretende Massenströme als positiv gewertet werden. Es gilt also:



Mathematisch lässt sich dies durch

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = -\nabla \cdot (\rho \vec{v}) \quad (3.1)$$

angeben. Darin ist ∇ der so genannte *Nabla-Operator*, der eine verkürzte Schreibweise von Differentialoperationen ermöglicht und dessen Definitionen sich z.B. in [BR079] finden. Für Fluide mit konstanter Dichte folgt aus der Gleichung (3.1) die bekannte Beziehung

$$\nabla \cdot \vec{v} = \text{div } \vec{v} = 0. \quad (3.2)$$

Massenerhaltung in heterogenen Stoffgemischen

In heterogen zusammengesetzten Fluiden (wie z.B. einem Gemisch aus Luft¹ und Wasserdampf) ist neben der lokalen Gesamtdichte auch die lokale Zusammensetzung des Gemisches von Bedeutung. Nur so lassen sich Verhaltensweisen des Gemisches, die abhängig sind von dessen Zusammensetzung, korrekt berechnen.

Als Maß für den Anteil einer Komponente i an einem Gemisch dient die *Stoffkonzentration (Massenbruch)*

$$c_i = \frac{m_i}{\sum_j m_j} \quad (3.3a)$$

mit der Zwangbedingung

$$\sum_j c_j = 1. \quad (3.3b)$$

Anstelle der Gleichung (3.1) sind dann für die einzelnen Gemischkomponenten Erhaltungsgleichungen der Form

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho c_i)}{\partial t} &= -\nabla \cdot (\rho c_i \vec{v} + \vec{j}_i) + \Gamma_i \\ &= \dot{\rho}_{konv,i} + \dot{\rho}_{diff,i} + \Gamma_i \end{aligned} \quad (3.4)$$

¹ Luft stellt selbst schon ein Gemisch unterschiedlicher Gase (z.B. Sauerstoff, Stickstoff, etc.) dar, welches allerdings aufgrund seiner homogenen Zusammensetzung als einheitliches Fluid behandelt werden kann.

zu lösen. Unter Verwendung der Zwangsbedingung (3.3b) lässt sich die Anzahl der zu lösenden Gleichungen (3.4) um eins reduzieren. Für ein n -komponentiges Gemisch sind somit $n - 1$ Erhaltungsgleichungen der Form (3.4) sowie die Gleichung für die Zwangsbedingung zu lösen [CDL98b].

Der Term Γ_i in Gleichung (3.4) stellt einen Quellterm dar, der beispielsweise die Bildung neuer Stoffe durch chemische Reaktionen beschreibt. Er findet im Weiteren keine Verwendung.

Im Unterschied zur Kontinuitätsgleichung (3.1) tritt in der Gleichung (3.4) eine Überlagerung *konvektiver* und *diffusiver* Stofftransporte statt, wobei die konvektive Dichteänderung

$$\dot{\rho}_{konv,i} = -\nabla \cdot (\rho c_i \vec{v}), \quad (3.5)$$

mit $c_i = 1$ (einkomponentiges Fluid) auch in der Gleichung (3.1) in Erscheinung tritt und den Stofftransport aufgrund einer Fluidströmung repräsentiert.

Diffusiver Stofftransport in heterogenen Fluiden

Der diffusive Stofftransport wird durch Konzentrationsunterschiede hervorgerufen und beruht auf der regellosen Bewegung der einzelnen Gemischatome bzw. -moleküle:

$$\dot{\rho}_{diff,i} = -\nabla \cdot (\vec{j}_i). \quad (3.6)$$

Dabei ist \vec{j}_i die *Diffusionsstromdichte* der Gemischkomponente i , die durch das *1. Fick'sche Gesetz*

$$\vec{j}_i = -\rho D \nabla(c_i) \quad (3.7)$$

berechnet werden kann. Neben der Gemischdichte und der Konzentration tritt hier der *Diffusionskoeffizient* D auf, der im Allgemeinen eine Abhängigkeit der Form

$$D = D(p, T, c_i) \quad (3.8)$$

aufweist. Für *binäre* (zweikomponentige) Gasgemische und geringe Drücke² lässt sich die Konzentrationsabhängigkeit jedoch mit guter Näherung vernachlässigen und ein funktionaler Zusammenhang der Form

² Mit „gering“ werden in diesem Zusammenhang Drücke $0,1 \text{ bar} < p < 10 \text{ bar}$ bezeichnet. Für Drücke im Bereich des atmosphärischen Drucks (ca. 1 bar) ist dies der Fall.

$$D \approx D(p,T) = \frac{a}{p} \left(\frac{T}{T_0} \right)^b \quad (3.9)$$

mit den Stoffparametern a und b ($a, b > 0$) angeben. Dieser Zusammenhang lässt eine Abnahme des Diffusionskoeffizienten umgekehrt proportional zum Druck und eine exponentielle Zunahme bezüglich der Temperatur erkennen.

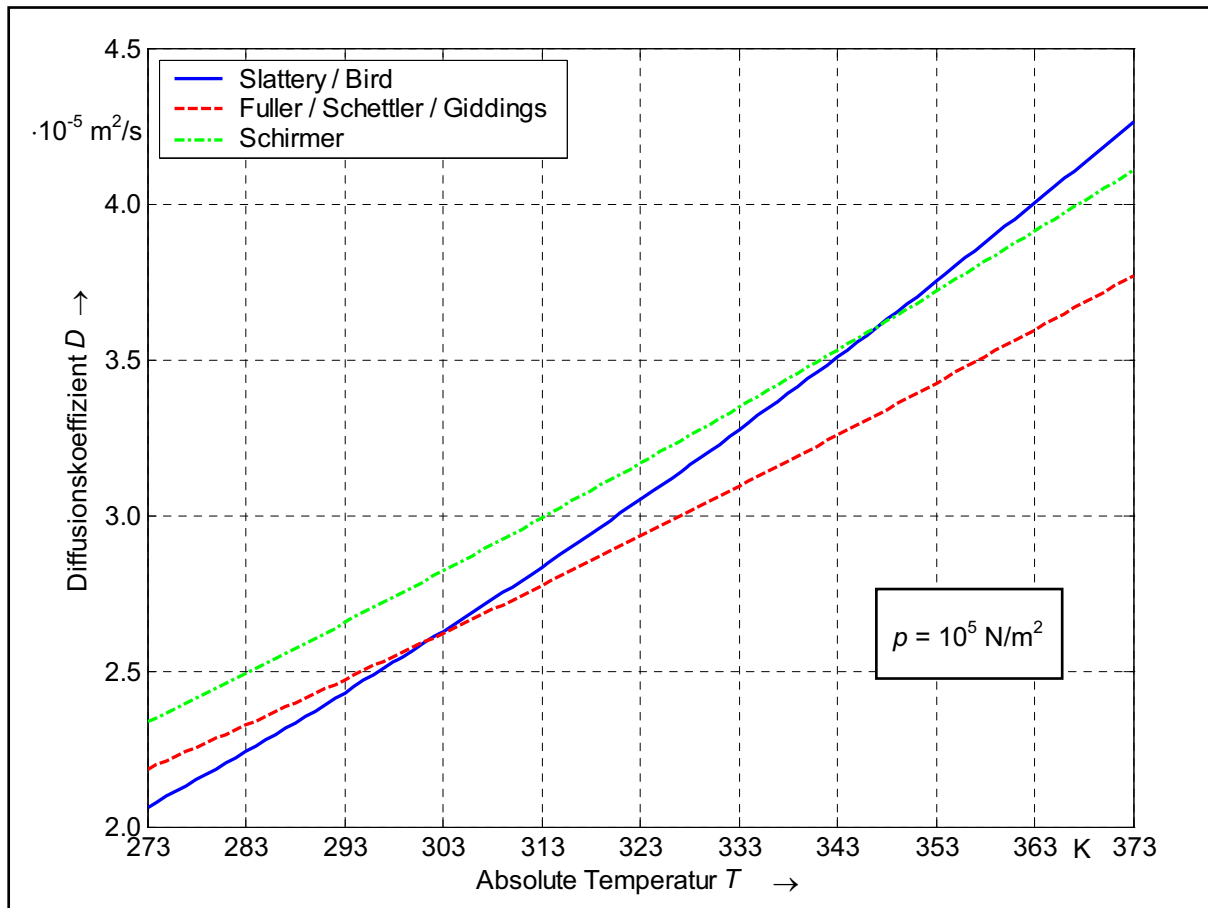


Abbildung 3.1: Binärer Diffusionskoeffizient D von Wasserdampf und Luft

Es existieren zahlreiche Berechnungsansätze für die Koeffizienten a , b und T_0 (z.B. Slattery/Bird [BIR60], Fuller/Schettler/Giddings [LUC97]). Sie dienen im Wesentlichen dazu, bei nicht vorhandenen Messwerten aus bekannten Größen, wie z.B. den Molmassen und den Stoffwerten im *kritischen Punkt*³, den unbekannten Diffusionskoeffizienten eines binären Gasgemisches zu berechnen. Im Folgenden lauten die Koeffizienten $a = 2,33553$ N/s, $b = 1,81$ und $T_0 = 273$ K; diese Werte stammen aus [SCH38].

³ Der kritische Punkt eines Stoffes ist durch das Wertedoppel aus *kritischer Temperatur* T_{kr} und *kritischem Druck* p_{kr} gegeben. Oberhalb dieses Punktes ist eine Unterscheidung zwischen gasförmig und flüssigem Zustand nicht mehr möglich. Man bezeichnet den Stoff dann nur noch allgemein als Fluid.

Die Abbildung 3.1 zeigt die mit Hilfe der genannten Berechnungsansätze ermittelten Verläufe des Diffusionskoeffizienten eines binären Gemisches aus Wasserdampf und Luft bei einem Gemischdruck $p = 10^5 \text{ N/m}^2$.

Gegenüberstellung von konvektivem und diffusivem Stofftransport

Um das Verhältnis von konvektivem zu diffusivem Stofftransport zu beurteilen, wird ein eindimensionaler Stofftransport in x -Richtung betrachtet, bei dem die konvektive und die diffusive Massenstromdichte gleich groß sind:

$$\dot{m}_{konv,i,x} = \rho c_i v_x \stackrel{!}{=} -\rho D \frac{\partial c_i}{\partial x} = \dot{m}_{diff,i,x} \quad (3.10)$$

Trennung der Veränderlichen und Integration liefert dann das Konzentrationsprofil

$$c_i(x) = c_i(0) \exp\left(-\frac{v_x}{D} x\right) = c_{i,0} \exp\left(-\frac{v_x}{D} x\right) \quad (3.11)$$

in Abhängigkeit vom Diffusionskoeffizienten D und der Strömungsgeschwindigkeit v_x . Eine angenommene Geschwindigkeit $v_x = 0,01 \text{ m/s}$ und ein Diffusionskoeffizient $D = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (s. Abbildung 3.1) erfordert demnach für Gleichheit einen Abfall der Konzentration c_i auf 50 % des Wertes von $c_{i,0}$ auf einer Länge von nur

$$x_{50} = -\frac{D}{v_x} \ln \frac{0,5c_0}{c_0} \approx 1,73 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1,73 \text{ mm}.$$

Dies bedeutet, dass der konvektive Stofftransport schon bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten und selbst bei hohen Konzentrationsgradienten einen sehr hohen und evtl. sogar dominierenden Anteil am Gesamtstofftransport hat. In Wandnähe wird der konvektive Anteil jedoch durch die Wandhaftbedingung $|\vec{v}| = 0$ zu null, und somit erfolgt der Stofftransport dort allein durch Diffusion.

Bei reiner Diffusion sowie konstanter Dichte und konstantem Diffusionskoeffizienten gehen die Gleichungen (3.4) und (3.7) für kartesische Koordinaten in das 2. Fick'sche Gesetz

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} = D \nabla \cdot (\nabla c_i) = D \left(\frac{\partial^2 c_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 c_i}{\partial z^2} \right) = D \Delta(c_i) \quad (3.12)$$

mit dem Laplace-Operator Δ [BR079] über. Zudem liefert die Gleichung (3.4) für ein-komponentige Fluide ($c = 1$) und einen verschwindenden Quellterm wieder unmittelbar die Kontinuitätsgleichung (3.1).

Abschließende Bemerkungen zur Kontinuitätsgleichung

Neben der Dichteänderung von Fluidelementen durch Zu- oder Abtransport von Masse erfassen die vollständigen NS-Gleichungen mittels der Energiegleichung und der Kopplung mit der thermischen Zustandsgleichung von Gasen auch eine temperaturbedingte Dichteänderung. Eine solche Expansion oder Kontraktion stellt dann eine Art geordnete translatorische Bewegung dar, die sich über die Kontinuitätsgleichung als Strömung interpretieren lässt. Dies ist auch für Feststoffe möglich; da sich aber die Dichte aller Feststoffe im Vergleich zu Gasen nur wenig mit der Temperatur ändert, wird sie im Folgenden als konstant angesehen.

3.1.2 Impulsgleichung

Der Impuls ist im Gegensatz zur Masse keine skalare, sondern eine vektorielle Größe, so dass auch die *Impulsgleichung* eine Vektorgleichung ist. Die zeitliche Änderung des Impulses eines Fluidelementes wird einerseits durch Kräfte verursacht, die am Fluidelement angreifen [AND95] und Oberflächenkräfte (Druck- und Spannkraften) oder Volumenkräfte (elektro-magnetische Kräfte und Gravitationskräfte) sein können. Andererseits findet durch die Strömung ein konvektiver Impulstransport statt. Insgesamt lässt sich daher die Impulsgleichung durch die Gesetzmäßigkeit

Impulsänderung pro Volumen- einheit	=	In die Volumen- einheit eintretender Impulsstrom	+	An der Volumen- einheit angreifende Oberflächenkräfte	+	An der Volumen- einheit angreifende Volumenkräfte
---	---	--	---	---	---	---

angeben. Mathematisch lässt sich dies folgendermaßen formulieren:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial t} &= -\frac{\partial(\rho v_x^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v_x v_y)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho v_x v_z)}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho g_x \\
 \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial t} &= -\frac{\partial(\rho v_y v_x)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v_y^2)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho v_y v_z)}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho g_y \quad (3.13) \\
 \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial t} &= -\frac{\partial(\rho v_z v_x)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v_z v_y)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho v_z^2)}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z
 \end{aligned}$$

Sind, wie im betrachteten Fall der Be- und Enttaunungsvorgänge, keine elektromagnetischen Krafteinwirkungen vorhanden, so entspricht der Beschleunigungsvektor \vec{g} dem Gravitationsvektor.

Die Normal- und Scherspannungseinflüsse werden durch den symmetrischen Spannungstensor⁴

$$\underline{\underline{\tau}} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

beschrieben. Dessen Elemente lassen sich unter der Annahme *newton'scher*⁵ Fluide unter Verwendung der *dynamischen Viskosität* μ folgendermaßen angeben:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xx} &= -2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ \tau_{yy} &= -2\mu \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \\ \tau_{zz} &= -2\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \end{aligned} \right\} \text{Normalspannungen,} \quad (3.15)$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= -\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \\ \tau_{xz} &= -\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} &= -\mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\} \text{Scherspannungen.} \quad (3.16)$$

3.1.3 Energiegleichung

Die Erhaltung der Energie beruht auf dem *1. Hauptsatz der Thermodynamik* [AND95], nach dem die Energie eines abgeschlossenen Systems konstant ist [IBE99]. Eine zeitliche Änderung der Energie eines Fluidelements ergibt sich demnach durch die in die Volumeneinheit ein- und austretenden Energieströme sowie durch die Arbeit, die von Oberflächen- und Volumenkräften am Fluidelement verrichtet wird:

⁴ Der hier vorliegende *Tensor 2. Stufe* lässt sich in Matrizenform schreiben, hat jedoch spezielle Eigenschaften [ROG02], die ihn von allgemeinen Matrizen unterscheiden.

⁵ Newton'sche Fluide sind solche Fluide, deren Spannungen proportional zu den Geschwindigkeitsgradienten sind [AND95]. Ein Gemisch aus Luft und Wasserdampf zeigt ein solches newton'sches Verhalten.

$$\boxed{\begin{array}{c} \text{Energieänderung} \\ \text{pro Volumenein-} \\ \text{heit} \end{array}} = \boxed{\begin{array}{c} \text{In die Volumen-} \\ \text{einheit eintretender} \\ \text{Energiestrom} \end{array}} + \boxed{\begin{array}{c} \text{An der Volumeneinheit} \\ \text{pro Zeiteinheit verrich-} \\ \text{tete Arbeit} \end{array}} .$$

Die im Fluidelement gespeicherte Energie setzt sich aus der *inneren Energie* und der *Bewegungsenergie* zusammen. Die innere Energie U ist dabei die Summe der in der ungeordneten Bewegung der Atome und Moleküle vorhandenen translatorischen und elektrischen Energie (Atome und Moleküle) sowie der Rotations- und Vibrationsenergie (nur Moleküle). Die Bewegungsenergie hingegen bezeichnet diejenige Energie, die in der geordneten translatorischen Bewegung des Fluidelements enthalten ist.

Die am Fluidelement angreifenden Oberflächen- und Volumenkräfte sind bereits im Zusammenhang mit der Impulsgleichung beschrieben worden. Der Wärmetransport, der zum Energiestrom beiträgt, wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Wärmetransportmechanismen

Grundsätzlich gibt es drei unterschiedliche *Wärmetransportmechanismen*. Im Einzelnen sind dies

- *Wärmeleitung (Konduktion)*,
- *Wärmekonvektion* und
- *Wärmestrahlung*.

Wärmeleitung

Die Wärmeleitung beruht auf der mikroskopischen, ungeordneten Bewegung einzelner Atome bzw. Moleküle. Da die Temperatur proportional zur mittleren kinetischen Energie dieser ungeordneten Bewegung ist ⁶, findet durch den Energieaustausch bei Teilchenstößen auch ein Wärmetransport statt. Dieser lässt sich durch das *Fourier'sche Wärmeleitgesetz*

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (3.17)$$

beschreiben. Die in der Gleichung (3.17) auftretende *Wärmeleitfähigkeit* λ ist in Gasen um einige Größenordnungen kleiner als in Feststoffen und Flüssigkeiten. Der Grund hierfür ist, dass die Dichte von Gasen in der Regel vergleichsweise gering ist und somit aufgrund der geringen Anzahl an Teilchenstößen pro Zeiteinheit der oben

⁶ Der Temperaturbegriff ist im mikroskopischen Bereich, d.h. für einzelne Teilchen, nicht definiert. Vielmehr ergibt er sich aus der Mittelung der kinetischen Energien über eine ausreichende Anzahl an Teilchen. Eine solche Mittelung für nur wenige Teilchen ist aufgrund der resultierenden starken Schwankungen in der kinetischen Energie dieser Teilchen nicht zulässig.

beschriebene Austausch kinetischer Energie langsamer verläuft. In opaken Feststoffen ist die Wärmeleitung der einzige Wärmetransportmechanismus.

Wärmekonvektion

Wärmekonvektion (kurz: *Konvektion*) findet statt, wenn ein Fluid die in ihm gespeicherte Energie bei Strömung mit sich führt. Grundsätzlich lässt sich anhand der Ursache der Strömung zwischen *freier* und *erzwungener* Konvektion unterscheiden. Bei freier Konvektion liegt die Ursache einer Strömung in temperaturbedingten Dichteunterschieden und den daraus resultierenden Auf- bzw. Abtriebskräften im Schwerfeld. Von erzwungener Konvektion hingegen ist dann die Rede, wenn die Strömung durch äußere Kräfte, wie z.B. Druckunterschiede, hervorgerufen wird. Ähnlich wie beim Stofftransport in Gasen der diffusive Anteil schon bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten klein wird im Vergleich zum konvektiven Anteil, ist der Wärmetransport durch Wärmeleitung in Gasen schon bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten klein gegenüber dem konvektiven Wärmetransport.

Ein wichtiges Phänomen bei der Behandlung von Wärmetransportvorgängen stellt der *konvektive Wärmeübergang* dar, der den Wärmeaustausch zwischen einem Festkörper und einem Fluid bezeichnet. Er wird im Wesentlichen von der Wärmeleitung im Grenzbereich zwischen dem Festkörper und dem Fluid bestimmt. Das *Newton'sche Abkühlungsgesetz*

$$\dot{q} = \alpha (T_{\text{FK}} - T_{\text{Fl},\infty}) \quad (3.18)$$

beschreibt die vom Festkörper an das Fluid gerichtete Wärmestromdichte in Normalenrichtung zur Festkörperoberfläche. $T_{\text{Fl},\infty}$ ist dabei die Fluidtemperatur in unendlichem Abstand zum Festkörper. Da der Wärmeübergangskoeffizient α keine reine Materialkonstante ist, sondern Abhängigkeiten u.a. von der Temperatur, der Oberflächegeometrie und der Fluidströmung aufweist, stellt die Gleichung (3.18) eigentlich eine Definitionsgleichung des Wärmeübergangskoeffizienten dar. Um sie dennoch zur Berechnung des Wärmeübergangs verwenden zu können, lässt sich die Beziehung

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (3.19)$$

ausnutzen. Dabei stellt die *Nusselt-Zahl* Nu eine dimensionslose Kennzahl dar, deren Bestimmung für einige einfache Geometrien über Kennzahlbeziehungen [KLA97] möglich ist. In allgemeinen Fällen und insbesondere für komplizierte Geometrien ist dies nicht möglich. Dann kann über die Betrachtung der Wärmeleitung in der Nähe

der Festkörperoberfläche eine Berechnung des Wärmeaustausches hilfreich sein (Abschnitt 3.2.3).

Wärmestrahlung

Wärmetransport durch Strahlung unterscheidet sich grundsätzlich von den zuvor genannten Mechanismen, da er nicht an Materie als Transportmedium gebunden ist. Jedes Medium, dessen Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunkts liegt, sendet Energie in Form elektro-magnetischer Strahlung aus und absorbiert gleichzeitig einen Teil der einfallenden Strahlung. Während die Differenz der von festen, opaken Oberflächen emittierten und absorbierten *Strahlungsleistungsdichte* mit Hilfe des *Stefan-Boltzmann-Gesetzes*

$$d\dot{q} = [\varepsilon(\Lambda)\sigma T^4 - \alpha(\Lambda)I] d\Lambda \quad (3.20)$$

berechnet werden kann, ist der Transport von Wärmestrahlung in transparenten Medien im Allgemeinen komplexer. In diesen findet gleichzeitig Emission, Absorption und auch Streuung statt. Eine exakte Berechnung erfordert daher in jedem Punkt die Bestimmung der in jede Raumrichtung transportierten Strahlungsenergie [SIE92]. In Medien geringer Dichte, vor allem in Gasen, lassen sich jedoch Emission, Absorption und auch Streuung vernachlässigen, so dass nur ein Austausch von Strahlungsenergie zwischen den festen, opaken Oberflächen stattfindet (*surface-to-surface-radiation*).

Die *Energiegleichung* lautet schließlich

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(u + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right) \right] = & -\nabla \cdot \left[\rho \left(u + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right) \vec{v} \right] + \rho \dot{q} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \\ & - \nabla \cdot (\vec{v} p) + \nabla \cdot (\underline{\underline{\tau}} \vec{v}) + \rho \vec{f}^T \vec{v} + W \end{aligned} \quad (3.21)$$

Darin entspricht der erste Term auf der rechten Seite dem konvektiven Energiestrom, während durch den zweiten bzw. dritten Term Strahlungs- bzw. Wärmeleitungseinflüsse berücksichtigt werden. Die drei folgenden Terme repräsentieren Oberflächen- und Volumenkräfte, und mit der volumetrischen Energiequelle W kann beispielsweise die in chemischen Reaktionen entstehende Wärme nachgebildet werden.

Abschließende Bemerkungen zur Energiegleichung

Die hinreichend genaue Berechnung sowohl des Temperatur- als auch des Wasserdampf-Konzentrationsfeldes ist eine notwendige Voraussetzung für eine zuverlässige Vorhersage von Be- und Enttaunungsprozessen. Seitens der Temperatur müssen dazu vor allem die Wärmetransportmechanismen korrekt berücksichtigt werden. Bei der

Verwendung kommerzieller CFD-Simulationswerkzeuge zur numerischen Lösung der Gleichungen sind diese Mechanismen in der Regel bereits implementiert. Bei der Anwendung der CFD-Simulation auf die *Systemklasse Scheinwerfer* hat sich allerdings gezeigt, dass insbesondere die mathematischen Modelle zur Berücksichtigung des Transports von Wärmestrahlung (z.B. *Methode der Sichtfaktoren (View Factors)* [SIE92] oder *Diskrete-Ordinate-Methode* [CDA05a]) keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Das führt dazu, dass in Bereichen, in denen das Temperaturfeld stark von der Wärmestrahlung beeinflusst wird, unzulässig hohe Abweichungen der berechneten von den realen Temperaturen auftreten können. Insbesondere für die Abschluss-Scheiben stellt dies ein besonderes Problem dar, da gerade hier die Strahlungsdominanz hinsichtlich der Temperaturverteilung vorliegt und Betauungserscheinungen häufig und kritisch sind. Detaillierte Ausführungen zur Lösung dieses Problems finden sich in [NOL05] und werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit berücksichtigt.

3.1.4 Wärme- und Stofftransport in turbulenten Strömungen

Die vollständigen NS-Gleichungen beschreiben neben laminaren auch turbulente Strömungen. Ein typisches Charakteristikum solcher Strömungen sind stochastische Fluktuationen der Strömungsgeschwindigkeiten und des Drucks. Ursache sind hohe kinetische Energien von Fluidströmungen, die durch Wirbelbildung in Wärmeenergie umgewandelt werden (*Dissipation*). Dabei wird die kinetische Energie zunächst an große Wirbel übertragen, die sie an immer kleinere Wirbel weitergeben (*Wirbelfadenstreckung*), bis die kleinsten Wirbel schließlich die kinetische Energie in Wärmeenergie dissipieren [ROD04]. Die numerische Berechnung dieser Vorgänge erfordert eine extrem feine Diskretisierung, die selbst die kleinsten Wirbel erfasst. Eine solche numerische Turbulenzberechnung wird *Direkte Numerische Simulation* (DNS) genannt. Sie ist jedoch aufgrund der immensen Anforderungen hinsichtlich der Speicherkapazität und der Rechenleistung in industriellen Applikationen bislang nicht einsetzbar.

Eine Lösungsmöglichkeit ergibt sich durch die Verwendung der *Reynolds-gemittelten NS-Gleichungen* (Reynolds-averaged NS-Equations, RANS). Um sie zu erhalten, werden die schwankungsbehafteten Größen als Summe aus einem statistischen Mittelwert und einem Schwankungswert betrachtet und in die NS-Gleichungen eingesetzt. Anschließend erfolgt durch zeitliche Integration eine Mittelung der NS-Gleichungen, wobei das Integrationsintervall hinreichend groß sein muss gegenüber den typischen Zeitmaßen der Fluktuationsbewegungen [ROD04]. Die Lösung dieser RANS-Gleichungen liefert dann die statistischen Mittelwerte der gesuchten Größen.

Während die Kontinuitätsgleichung beim Übergang von den NS- zu den RANS-Gleichungen ihre Struktur beibehält⁷, treten in der Impulsgleichung unbekannte Korrelationen von Schwankungswerten auf. Diese lassen sich analog zu den Gleichungen (3.15) und (3.16) in Form von Spannungseinflüssen darstellen⁸ und werden daher *Reynolds-Spannungen* genannt. Diese zusätzlichen unbekanntes Korrelationen führen dazu, dass das vorliegende Gleichungssystem nun nicht mehr geschlossen ist (*Schließungsproblem der Turbulenz*) [ROD04]. Vielfach wird dieses Problem dadurch gelöst, dass die unbekanntes Größen durch empirische Modellannahmen in Form von Turbulenzmodellen in Verbindung zu bekannten Größen gebracht werden.

Eines der bekanntesten und in vielen industriellen Anwendungen eingesetzten empirischen Turbulenzmodelle ist das so genannte *k-ε-Modell*. Hierbei werden für die in der Fluktuationsbewegung gespeicherte *turbulente kinetische Energie k* sowie die *Dissipationsrate ε* zwei zusätzliche Transportgleichungen gelöst. Während diese Gleichungen innerhalb der Kernströmung erfahrungsgemäß gute Ergebnisse liefern, sind sie im Grenzbereich zwischen Fluiden und Feststoffen nicht gültig. Dort liegt aufgrund der Wandhaftbedingung eine so genannte *viskose Unterschicht* vor, in der keine Turbulenzbewegungen auftreten. Vielmehr lassen sich das Strömungsprofil sowie der Wärme- und Stofftransport in Wandnähe näherungsweise durch analytische Funktionen – die so genannten *Wandfunktionen (wall functions)* – angeben ([MER00], [CDL98b]). Dies ermöglicht, dass die viskose Unterschicht bei der numerischen Berechnung lediglich durch eine einzige Zellschicht repräsentiert wird, in der die genannten Wandfunktionen zur Berechnung verwendet werden. Da die Breite der viskosen Unterschicht vom Turbulenzgrad der Strömung abhängig ist, ist es die Aufgabe des Modellierers, die Breite der Zellschicht in Wandnähe adäquat zu wählen [CDL98a]. Zu geringe oder zu hohe Zellbreiten führen dazu, dass die analytischen Funktionen nicht im richtigen Bereich Anwendung finden, was zu ungenauen Berechnungsergebnissen im Wandbereich führt.

Eine Modifikation dieser Berechnungsstrategie bildet das so genannte *Zwei-Schichten-Turbulenzmodell*. Dieses verwendet innerhalb der Kernströmung weiterhin ein Turbulenzmodell (z.B. *k-ε-Modell*), löst aber gleichzeitig die viskose Unterschicht durch viele Zellschichten sehr fein auf, was in der Regel zu besseren Berechnungsergebnissen im Wandbereich führt. Die erhöhte Anzahl der Zellen führt allerdings auch zu höheren Rechenzeiten.

⁷ An die Stelle der zeitabhängigen Größen treten nun allerdings die zeitabhängigen statistischen Mittelwerte dieser Größen.

⁸ Neben einem Impulstransport durch viskose Spannungen findet durch die Turbulenz ein zusätzlicher Impulstransport statt.

Beim Einsatz des Zwei-Schichten-Modells sind in unmittelbarer Wandnähe die laminaren Gesetzmäßigkeiten hinsichtlich des Stoff- und Wärmetransports gültig. Da dieses zudem in den für diese Arbeit wichtigen Wandbereichen zumeist bessere Ergebnisse liefert als die Verwendung eines Turbulenzmodells im gesamten Fluidbereich, wird es später – sofern Turbulenz bei der Berechnung zu berücksichtigen ist – in Kombination mit dem k - ε -Modell für die wandfernen Bereiche Verwendung finden.

Ob eine Strömung laminar oder turbulent ist, lässt sich mit Hilfe der *Reynoldszahl* Re bewerten. Sie ist eine dimensionslose Kenngröße und lässt sich für einige Anwendungsfälle wie z.B. Rohr- oder Plattenströmungen analytisch berechnen. Reynoldszahlen unterhalb der *kritischen Reynoldszahl* $Re_{\text{krit}} = 2320$ beschreiben laminare Strömungen, während es sich bei $Re > 8000$ um turbulente Strömungen handelt [KAS97]. Im dazwischen liegenden Bereich können die Strömungen unter besonderen Umständen, z.B. bei gut beruhigter Zuströmung, laminar sein. Ansonsten verlaufen sie turbulent.

3.2 Phasenumwandlungsprozesse

Mit Hilfe der im Abschnitt 3.1 erläuterten Gesetze des Wärme- und Stofftransports lassen sich die Temperaturen und Wasserdampfkonzentrationen in Scheinwerfern berechnen. Sie bilden die Grundlage für die Entscheidung, ob und – falls ja – wo Phasenumwandlungen stattfinden. Insbesondere sind dazu folgende Fragen von Bedeutung:

1. Welches sind die Bedingungen, unter denen Phasenumwandlungen stattfinden?
2. Welche physikalischen Größen indizieren, ob diese Bedingungen erfüllt sind?
3. Mit welcher Dynamik finden die Umwandlungsprozesse statt und wodurch werden sie im Wesentlichen beeinflusst?

Ihre Beantwortung ist Gegenstand der folgenden Abschnitte.

3.2.1 Zustandsbeschreibung von Gasen und ihren Gemischen

Bei Phasenumwandlungen wechselt ein Stoff seinen *Aggregatzustand* bzw. seine *Phase*. Die drei möglichen klassischen Phasen lauten [Wik05a]:

- *fest*: Ein Stoff in festem Zustand (*Festkörper*) ändert seine Form und sein Volumen nicht.
- *flüssig*: Ein Stoff in flüssigem Zustand (*Flüssigkeit*) behält sein Volumen bei, nicht jedoch sein Form.

- *gasförmig*: Ein Stoff in gasförmigem Zustand (Gas) behält weder Form noch Volumen bei und füllt den gesamten zur Verfügung stehenden Raum aus.

Zusammenfassend werden Gase und Flüssigkeiten als *Fluide* bezeichnet.

Im vorliegenden Fall der Be- und Enttaung wechselt Wasser seine Phase von gasförmig zu flüssig und umgekehrt. Dabei liegt es in der flüssigen Phase als reines Wasser und in der gasförmigen Phase in einem Gemisch aus Luft und Wasserdampf vor. Als Dampf wird ein Gas bezeichnet, welches sich in der Nähe seiner Verflüssigung befindet [IBE99]. Da die Luft bei den in dieser Arbeit zu untersuchenden Vorgängen ihre Phase nicht ändert, wird sie als *Inert-* oder *Trägergas* bezeichnet.

Zustandsgleichungen

Das Ziel ist es zunächst, das Verhalten des Gemisches aus Luft und Wasserdampf zu beschreiben. Dazu wird zunächst die *Gibb'sche Phasenregel* herangezogen, die eine Aussage über die Anzahl der Freiheitsgrade F (Anzahl der unabhängigen Variablen) eines im Gleichgewicht befindlichen Systems ermöglicht, welches aus P Phasen und K Komponenten besteht [STE90]:

$$F = K + 2 - P. \quad (3.22)$$

Zur Beschreibung eines Gemisches aus Luft und Wasserdampf ohne Existenz von flüssigem Wasser ($P = 1$, $K = 2$) beträgt die Anzahl der Freiheitsgrade nach Gleichung (3.22) $F = 3$. Dies lässt sich anhand des *Phasenzustandsdiagramms* (p, v, T -Zustandsfläche) von Wasser in der Abbildung 3.2 veranschaulichen.

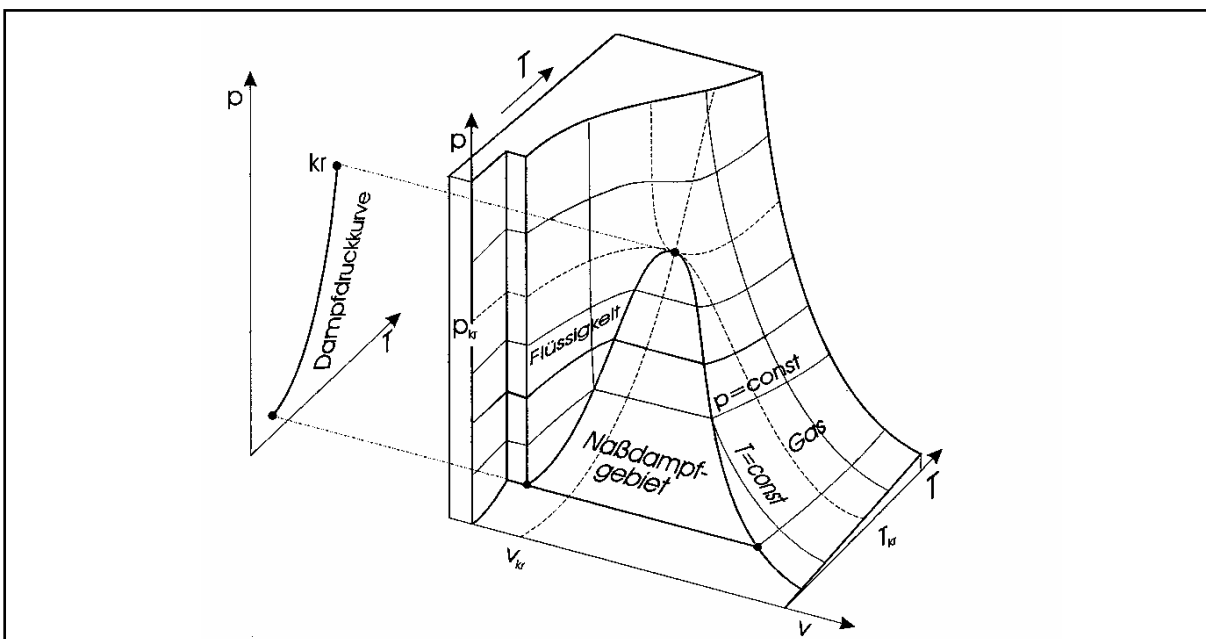


Abbildung 3.2: p, v, T -Zustandsfläche von Wasser [IBE99]

Es ist zu erkennen, dass sich der Zustand von gasförmigem Wasser (Wasserdampf) als dreidimensionale Fläche im p, v, T -Diagramm darstellen und mathematisch durch die *thermische*⁹ *Zustandsgleichung*

$$f(p, v, T) = 0 \quad (3.23)$$

beschreiben lässt. Zur Beschreibung eines Gemisches aus Luft und Wasserdampf wird für jede der beiden Komponenten eine solche Zustandsgleichung benötigt. Die Temperaturen der Komponenten sind lokal jeweils gleich. Zur Bestimmung des Gemischzustands ist dann noch dessen Zusammensetzung sowie entweder der Gesamtdruck p oder das spezifische Volumen v (Kehrwert der Dichte ρ des Gemisches) erforderlich. Insgesamt ergibt das also 3 Freiheitsgrade, z.B. die Temperatur T , den Druck p und die Konzentration c .

Die einfachste thermische Zustandsgleichung ist die *Zustandsgleichung idealer Gase*

$$p \frac{V}{m} = p \frac{1}{\rho} = pv = R_{ind} T \quad (3.24)$$

mit der individuellen Gaskonstanten R_{ind} . Die individuelle Gaskonstante R_{ind} ergibt sich dabei aus

$$R_{ind} = \frac{R}{\tilde{M}} \quad (3.25)$$

mit der *universellen Gaskonstante* R und der *Molmasse* \tilde{M} .

Wie der Name bereits vermuten lässt, beinhaltet die ideale Gasgleichung folgende Idealisierungen:

- Die Gasteilchen wechselwirken nur durch elastische Stöße. Sonstige intermolekulare Kräfte (z.B. Anziehungskräfte) werden vernachlässigt.
- Das Eigenvolumen (Ausdehnung) der Gasatome bzw. -moleküle wird vernachlässigt. Es handelt sich damit um Punktmassen.

Im Fall verschwindenden Drucks ($p \rightarrow 0$) bzw. verschwindender Dichte ($1/v \rightarrow 0$) nähern sich alle realen Gase dem durch Gleichung (3.24) beschriebenen idealen Verhalten [BE99]. In allgemeinen Fällen kann die Abweichung des Verhaltens eines realen von dem eines idealen Gases durch den *Realgasfaktor* (*Kompressibilitätsfaktor* [REI87]) Z beschrieben werden. Dieser ist definiert als

⁹ Die Bezeichnung dieser Gleichung folgt aus der Benennung der Zustandsgrößen p , v und T als *thermische* Zustandsgrößen.

$$Z = \frac{pV}{RT} \quad (3.26)$$

und liefert für ideale Gase stets den Wert 1. Für ein Wasserdampf-Luft-Gemisch unter atmosphärischen Bedingungen ($p \approx 1$ bar) gilt $0,985 < Z \leq 1$ (Werte entnommen aus [STR97a], berechnet nach IAPWS¹⁰-Formulierung). Die Verwendung der Zustandsgleichung der idealen Gase ist unter diesen Bedingungen somit in guter Näherung gültig und wird im Folgenden dort, wo eine Zustandsgleichung Verwendung findet, zu Grunde gelegt.

Die sich anschließende Frage lautet nun, wie ein Gas-Dampf-Gemisch zu beschreiben ist, wenn zusätzlich elementares (flüssiges) Wasser, zum Beispiel infolge von Kondensation, vorhanden ist ($P = 2$, $K = 2$). Die Anzahl der Freiheitsgrade eines solchen im Gleichgewicht befindlichen Systems beträgt nach der Gibb'schen Phasenregel $F = 2$. Dieses Gleichgewicht ist dadurch gekennzeichnet, dass zwar ständig flüssiges Wasser in den gasförmigen und Wasserdampf in den flüssigen Zustand wechselt, jedoch heben sich diese Wechselvorgänge in ihrer Wirkung genau auf. Das bedeutet, dass die Anzahl der Wassermoleküle in flüssigem und gasförmigem Zustand im statistischen Mittel konstant ist. Diese Gleichgewichtsbedingung ist nur dann erfüllt, wenn sich das System nach Abbildung 3.2 im Grenzgebiet zwischen flüssigem und gasförmigem Wasser, dem so genannten *Nassdampfgebiet*, befindet. Dieses ist ein *Zwei-Phasen-Gebiet*, in dem flüssiges und gasförmiges Wasser im *thermodynamischen Gleichgewicht* koexistieren [BE99]. Das thermodynamische Gleichgewicht eines abgeschlossenen Systems ist allgemein durch die verschwindende *Entropieänderung* $dS = 0$ eindeutig definiert. Hier und im Folgenden wird es gleichbedeutend mit dem oben beschriebenen Gleichgewicht zwischen Kondensation und Verdampfung verwendet. Begrenzt wird das Nassdampfgebiet durch die *Verdampfungslinie*, die *Kondensationslinie* und die *Tripellinie*. Zudem existiert in ihm ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Druck und der Temperatur. Dies wird offensichtlich, wenn die oben genannten Linien in die p, T -Ebene projiziert werden und sich zur *Sättigungsdampfdruckkurve*¹¹ (*partial saturation pressure*) überlagern (Abbildung 3.2).

¹⁰ Die *International Association for the Properties of Water and Steam* (kurz: IAPWS) hat sich u.a. zum Ziel gemacht, international anerkannte Formulierungen für die Eigenschaften von Wasserdampf, Wasser und ausgewählten wässrigen Lösungen für Applikationen in Forschung und Industrie bereit zu stellen [IAP05].

¹¹ Der Begriff *Sättigung* besagt, dass bei einer bestimmten Temperatur in einem Gemisch aus Luft und Wasserdampf nur eine bestimmte, maximale Menge Wasserdampf enthalten sein kann. Dann spricht man von *gesättigter* Luft. Da diese maximale Wasserdampfmenge aber lediglich abhängig ist von der Temperatur und nicht an die Anwesenheit von Luft gebunden ist, kann dieser Begriff irreführend sein [BE03]. Aufgrund seiner weiten Verbreitung zur Beschreibung der oben genannten Gleichgewichtszustände wird er im Folgenden dennoch verwendet.

Die Dampfdruckkurve ergibt sich aus Messungen und lässt sich als *Wagner-Gleichung*

$$p_{\text{WD,S}}(T) = p_{\text{kr,W}} \exp\left(\frac{1}{1-x} \left(Ax + Bx^{1.5} + Cx^3 + Dx^6 \right)\right) \quad (3.27)$$

mit

$$x = 1 - \frac{T}{T_{\text{kr,W}}}, \quad A = -7,76451, \quad B = 1,45838, \quad C = -2,7758 \quad \text{und} \quad D = -1,23303$$

durch einen analytischen Ausdruck annähern [REI87]. Zu beachten ist hier, dass die Dampfdruckkurve $p_{\text{WD,S}}(T)$ nur den *Partialsättigungsdampfdruck* des Wasserdampfes beschreibt. Das ist derjenige Druck, den der Wasserdampf im ansonsten leeren Raum ausüben würde. Der Gesamtdruck des Gemisches aus Luft und Wasserdampf ergibt sich dann nach dem *Gesetz von Dalton* als Summe der Partialdrücke von Luft und Wasserdampf zu

$$p_{\text{GD}} = p_{\text{L}} + p_{\text{WD}}. \quad (3.28)$$

Dabei können die Teildrücke wieder mit Hilfe einer thermischen Zustandsgleichung berechnet werden. Insbesondere lässt sich durch Verknüpfen der Gleichungen (3.3a), (3.24) und (3.28) für den Sättigungsfall auch die temperaturabhängige *Sättigungskonzentration*

$$c_{\text{WD,S}}(T) = \frac{R_{\text{L}} p_{\text{WD,S}}(T)}{R_{\text{WD}} (p_{\text{GD}} - p_{\text{WD,S}}(T)) + R_{\text{L}} p_{\text{WD,S}}(T)} \quad (3.29)$$

des Wasserdampfes bestimmen. An der Phasengrenze zwischen flüssigem Wasser und einem umgebenden Gemisch aus Luft und Wasserdampf wird die Wasserdampfkonzentration stets den Wert der Sättigungskonzentration nach Gleichung (3.29) annehmen. Dies ist folgendermaßen zu begründen: Die Anzahl der Wassermoleküle, die pro Zeit- und Flächeneinheit aus dem Wasser verdampfen, wird durch die Temperatur des Wassers an der Phasengrenze bestimmt. Weiterhin ist die Anzahl der pro Zeit- und Flächeneinheit kondensierenden Wasserdampfmoleküle ebenfalls von der Temperatur an der Phasengrenzfläche und zudem von der Konzentration des Wasserdampfes im umgebenden Dampfgemisch abhängig. Nur für den Fall, dass die Wasserdampfkonzentration an der Phasengrenzfläche der Sättigungskonzentration entspricht, ist die Anzahl der verdampfenden und der kondensierenden Wassermoleküle gleich groß (Gleichgewicht). Weicht die Dampfkonzentration vom Sättigungswert ab, so unterscheidet sich die Anzahl der kondensierenden Elemente von der Anzahl der verdampfenden Moleküle, und die Dampfkonzentration strebt

dem Sättigungswert zu. Dieser Vorgang läuft aufgrund der vielfachen regellosen Bewegungen der Wassermoleküle schnell ab, so dass an der Phasengrenze stets die Annahme eines Gleichgewichtszustands (Sättigung) zulässig ist.

Feuchtigkeitskenngrößen

Um zu beschreiben, wie nahe sich Wasserdampf an der Grenze zu seiner Verflüssigung befindet, sind unterschiedliche Kenngrößen bekannt. Eine der wichtigsten leitet sich aus dem Verhältnis von aktuellem Dampfdruck zum Sättigungsdampfdruck ab und wird als *relative Feuchtigkeit* oder *Sättigungsgrad*

$$S = \frac{p_{\text{WD}}(T)}{p_{\text{WD,S}}(T)} \quad (3.30)$$

bezeichnet. Ein Wert von $S = 1$ entspricht dabei genau dem Sättigungszustand. Bei Werten $S > 1$ handelt es sich um *Übersättigung*. Das Auftreten solcher Fälle wird in Abschnitt 3.2.2 beschrieben. In engem Zusammenhang mit der relativen Feuchtigkeit steht die *Taupunkttemperatur* T_{Tau} (*dew point temperature*). Sie ist definiert als diejenige Temperatur, auf die Wasserdampf abzukühlen ist, bis Sättigung eintritt. Die relative Feuchtigkeit bzw. der Sättigungsgrad und die Taupunkttemperatur liefern nur implizite Informationen über den absoluten Gehalt von Feuchtigkeit im Wasserdampf-Luft-Gemisch. Eine explizite Aussage ermöglicht entweder die *absolute Feuchtigkeit*, die der Wasserdampfdichte entspricht und zumeist in g/m^3 angegeben wird, oder die bereits in den Gleichungen (3.3a) bzw. (3.3b) eingeführte Konzentration.

Allgemein lässt sich festhalten, dass Kondensation eines Dampfes eintreten kann, sobald dieser lokal den Sättigungszustand ($S = 1$) erreicht. Im Gegenzug wird eine Flüssigkeit verdampfen, wenn der umgebende Dampf *überhitzt* ist ($S < 1$). Der Sättigungsgrad und die mit ihm korrelierenden Größen (z.B. Partialsättigungsdampfdruck oder Sättigungskonzentration) sind demnach mögliche Indikatoren von Phasenumwandlungen. Ob und mit welcher Dynamik die Umwandlung stattfindet, ist Gegenstand der folgenden Abschnitte.

3.2.2 Spontane Phasenumwandlungen innerhalb von Kernströmungen

Grundsätzlich kann zwischen Phasenumwandlungen an *technischen Oberflächen* (Abschnitt 3.2.3) und Phasenumwandlungen innerhalb von *Kernströmungen* an so genannten *Keimen* unterschieden werden. Erstere lassen sich auf den letzteren Fall zurückführen, so dass zunächst dieser behandelt werden soll.

Den Ausgangspunkt bildet ein *disperses System*¹², das aus einem kugelförmigen Wassertropfen und einem umgebenden Gemisch aus Luft und Wasserdampf besteht. Der Tropfen hat sich durch die spontane Zusammenlagerung von Molekülen des Dampfes gebildet, was als *Molekülassociation* oder *Clusterbildung* bezeichnet wird. Diese Zusammenlagerung resultiert aus der ungeordneten *Brown'schen Molekularbewegung* und macht sich in Form lokaler Dichte- und Energiefluktuationen bemerkbar. In dispersen Systemen werden Effekte an den Grenzflächen zwischen der dispersen und der kontinuierlichen Phase wirksam, sofern die disperse Phase in Form von Tröpfchen, Partikeln oder Blasen mit Durchmessern im Nano- bzw. Mikrometerbereich auftreten [SCH04].

Befindet sich das genannte disperse System im thermodynamischen Gleichgewicht, so gilt für den Wasserdampf unter der Annahme eines idealen Gas-Dampf-Gemisches die *Kelvin-Gleichung*

$$RT \ln \frac{p_{\text{WD}}(T)}{p_{\text{WD,S}}(T)} = RT \ln S = \frac{2\sigma_{\text{W}}}{r} \tilde{V}'_{\text{mol,w}} \quad (3.31)$$

mit dem Molvolumen

$$\tilde{V}'_{\text{mol},i} = \frac{\tilde{M}_i}{\rho'_i}.$$

Sie korreliert den Sättigungsgrad S des Wasserdampfes mit dem Radius r des Wassertropfens. Da alle auftretenden Konstanten positiv sind, muss für den Sättigungsgrad $S > 1$ gelten. Das bedeutet, dass ein solches System nur für Übersättigungen der Dampfphase stabil ist; eine merkliche Übersättigung der kontinuierlichen Phase (Wasserdampf) ist allerdings nur für kleine Tröpfchenradien ($r < 0,1 \mu\text{m}$) erforderlich.

Nachdem die Bedingung für das thermodynamische Gleichgewicht bekannt ist, bleibt zu klären, was bei Abweichungen von dieser Bedingung geschieht. Dazu wird zunächst angenommen, dass sich weitere Moleküle am Tropfen anlagern (kondensieren), dessen Radius vergrößern und somit die notwendige Übersättigung reduzieren. In diesem Fall ist die umgebende Dampfphase zu stark gesättigt¹³, und es lagern sich durch das Partialdruckgefälle in Richtung der dispersen Phase weitere Moleküle

¹² Nach [SCH04] sind disperse Systeme „mehrphasige Systeme, bei denen eine disperse Phase fein verteilt in einer kontinuierlichen Phase vorliegt.“ Die hier genannten Ausführungen zu dispersen Systemen stammen überwiegend aus [SCH04].

¹³ Dies ist streng genommen nur dann gültig, wenn sich der Sättigungsgrad durch die Kondensation bzw. Verdampfung nicht wesentlich ändert. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn das Volumen der Gasphase sehr groß ist gegenüber dem Tropfenvolumen. Im Zusammenhang mit der Abbildung 3.4 werden Situationen behandelt, in denen dies nicht der Fall.

am Tropfen an, wodurch wiederum eine Vergrößerung des Tropfens stattfindet. Diese Kettenreaktion führt dazu, dass die Übersättigung sehr schnell abgebaut wird und im Grenzfall gegen eins strebt. Verdampfen hingegen einige Moleküle aus dem im Gleichgewicht befindlichen Tropfen, so wird dessen Radius verringert und die notwendige Übersättigung erhöht. Das nun auftretende Partialdruckgefälle in Richtung der Dampfphase lässt weitere Moleküle verdampfen und der Tropfen zerfällt sehr schnell bis zur völligen Auflösung. Es handelt sich demnach beim beschriebenen Gleichgewicht um ein instabiles Gleichgewicht, da es bei geringfügiger Auslenkung aus der Ruhelage in einen anderen Gleichgewichtszustand übergeht [SCH04].

Die Übersättigung der Gasphase ist nach den obigen Ausführungen eine notwendige, aber noch nicht hinreichende Bedingung für das Eintreten von Kondensation. Vielmehr ist zu untersuchen, unter welchen Bedingungen sich Cluster bilden können, die bei gegebener Übersättigung die nach Gleichung (3.31) für thermodynamisches Gleichgewicht notwendige Größe r^* überschreiten¹⁴. Solche Cluster werden *Keime* genannt; zu deren Bildung ist *Keimbildungsarbeit* aufzuwenden, die in einer Änderung der *freien Enthalpie* ΔG resultiert. Zur Bildung der Oberfläche eines Cluster ist Oberflächenarbeit zuzuführen. Im Gegenzug führt die Entnahme der im Cluster vereinten Moleküle aus dem Dampfraum zu einer Expansion (Entspannung) des Dampfraumes, die Arbeit liefert. Die Keimbildungsarbeit ist daher die Differenz zwischen diesen beiden energetischen Größen und lässt sich für allgemeine kugelförmige Cluster als

$$\Delta G = 4\pi r^2 \sigma - \frac{4}{3}\pi r^3 \frac{kT}{\tilde{V}} \ln S \quad (3.32)$$

mit dem *Molekülvolumen* $\tilde{V} = k \cdot N_A$, der *Boltzmann-Konstanten* k und der *Avogadro-Konstanten* N_A angeben. Die Umformung dieser Gleichung unter Verwendung der Gleichung (3.31) führt auf die kritische freie Enthalpie

$$\Delta G^* = \frac{4}{3}\pi (r^*)^2 \sigma. \quad (3.33)$$

Dies ist diejenige Energie, die mindestens zur Verfügung stehen muss, um einen Keim (Cluster mit kritischer Größe) zu bilden.

Der oben erläuterte Keimbildungsvorgang wird als *homogene Keimbildung* bezeichnet, da hier die Keime nur aus Molekülen der kondensierenden Komponente bestehen. Im Gegensatz dazu kann aber auch eine *heterogene Keimbildung* stattfinden, indem sich Moleküle der kondensierenden Phase an bereits im Dampfraum vorhan-

¹⁴ Im Folgenden werden alle Größen, die den Gleichgewichtszustands nach Gleichung (3.31) beschreiben, mit * versehen und als kritisch bezeichnet.

dene Fremdpartikeln anlagern. Die Beschreibung der heterogenen Keimbildung erfolgt analog zu den Gesetzmäßigkeiten der homogenen Kondensation, jedoch sind im Fall vorhandener Fremdpartikeln die zur Bildung von Keimen notwendigen Übersättigungen in der Regel deutlich geringer als im homogenen Fall. Beispielsweise erfordert reiner Wasserdampf bei einer Temperatur von etwa 20°C zur Bildung von Keimen Übersättigungen im Bereich von $3,5 < S < 4$ ($S \approx 2,8$ für 60°C). Unter Anwesenheit atmosphärischer Luft hingegen führen bereits Sättigungsgrade von $S \approx 1,02$ zu Keimbildung. Dabei beträgt die Anzahl der Partikeln in der Umgebungsluft etwa $10^4 - 10^5$ pro cm^3 bei Partikelgrößen von ca. 0,05 - 0,1 μm . Im vorliegenden Fall der Kondensation von Wasserdampf aus einem Gemisch mit Luft sind demnach für spontane Phasenumwandlungen nur geringe Übersättigungen von etwa 2 % zur Keimbildung erforderlich [SCH04]. Die gebildeten Keime sind äußerst klein und erfahren deshalb nur geringe Auf- bzw. Abtriebskräfte. Ihre Bewegung wird daher im Wesentlichen nur durch die umgebende Strömung beeinflusst, mit der sie sich nahezu ideal mitbewegen.

Phasenumwandlungsenergien

Zur Umwandlung eines Stoffes vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand wird Energie – die so genannte *Verdampfungsenthalpie* ΔH_V – benötigt. Sie ist abhängig von der umzuwandelnden Stoffmenge, dem Stoff und der Druck-Temperaturpaarung (Sättigungswerte) während der Verdampfung. Analog dazu wird beim umgekehrten Vorgang der Kondensation eine dem Betrag nach gleiche Energiemenge – die *Kondensationsenthalpie* – frei. Zusammenfassend werden die Kondensations- und die Verdampfungsenthalpie als *Phasenumwandlungsenergien* oder *-wärmen* bezeichnet. Die auf die verdampfte Stoffmasse bezogene Verdampfungsenthalpie wird *spezifische*¹⁵ Verdampfungsenthalpie Δh_V genannt und entspricht derjenigen spezifischen Enthalpie, um die sich Dampf (") und Flüssigkeit (') eines Stoffes im Sättigungszustand unterscheiden. Sie lässt sich aus der Beziehung

$$h = u + pv \quad (3.34)$$

zwischen spezifischer Enthalpie h und spezifischer innerer Energie u ableiten zu

$$\Delta h_V = h'' - h' = u'' - u' + p(v'' - v'). \quad (3.35)$$

¹⁵ Zustandsgrößen lassen sich allgemein in *extensive* und *intensive* Zustandsgrößen unterteilen. Extensive Zustandsgrößen sind von der Größe des Systems abhängig (z.B. Masse, Volumen), intensive (z.B. Druck, Temperatur) hingegen nicht. Durch Division extensiver Zustandsgrößen durch die Systemmasse lassen sich so intensive Zustandsgrößen erhalten, die durch den Zusatz „spezifisch“ gekennzeichnet werden (z.B. spezifisches Volumen und spezifische Wärmekapazität).

Im Folgenden wird für Berechnungen der Kondensations- oder Verdampfungsenthalpien die Näherung

$$\Delta h_V(T) \approx \Delta h_{V,0} + \Delta h_{V,\Delta}(T - T_0) \quad (3.36)$$

mit

$$\Delta h_{V,0} = 2500,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \Delta h_{V,\Delta} = -2,435 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}, T_0 = 273,15 \text{ K}$$

verwendet. Genaue Werte finden sich in [BEI97].

Phasenumwandlungsenergien machen sich in der Regel in einer Temperaturänderung des gebildeten Kondensats bzw. der verdampfenden Flüssigkeit bemerkbar. Zur anschaulichen Erklärung dieses Phänomens wird die Abbildung 3.3 a betrachtet, in der die Anziehungskräfte zwischen Molekülen in Abhängigkeit von ihrem Abstand zueinander dargestellt sind. Es ist zu erkennen, dass ein Molekül eine kinetische Mindestenergie aufweisen muss, um sich aus dem Anziehungsbereich (Abstand $\leq b$) seiner Nachbarmoleküle zu befreien und zu verdampfen. Die kinetischen Energien entfallen dabei nicht gleichmäßig auf die einzelnen Moleküle, sondern nach einer *Maxwell'schen Verteilung* (Abbildung 3.3 b). Es sind also die höherenergetischen Moleküle an der Flüssigkeitsoberfläche, die in der Lage sind, zu verdampfen. Die Temperatur eines Mediums ist proportional zur mittleren kinetischen Energie seiner Teilchen. Gehen der Flüssigkeit hochenergetische Moleküle verloren, so sinkt die mittlere kinetische Energie und damit auch die Temperatur [STE90].

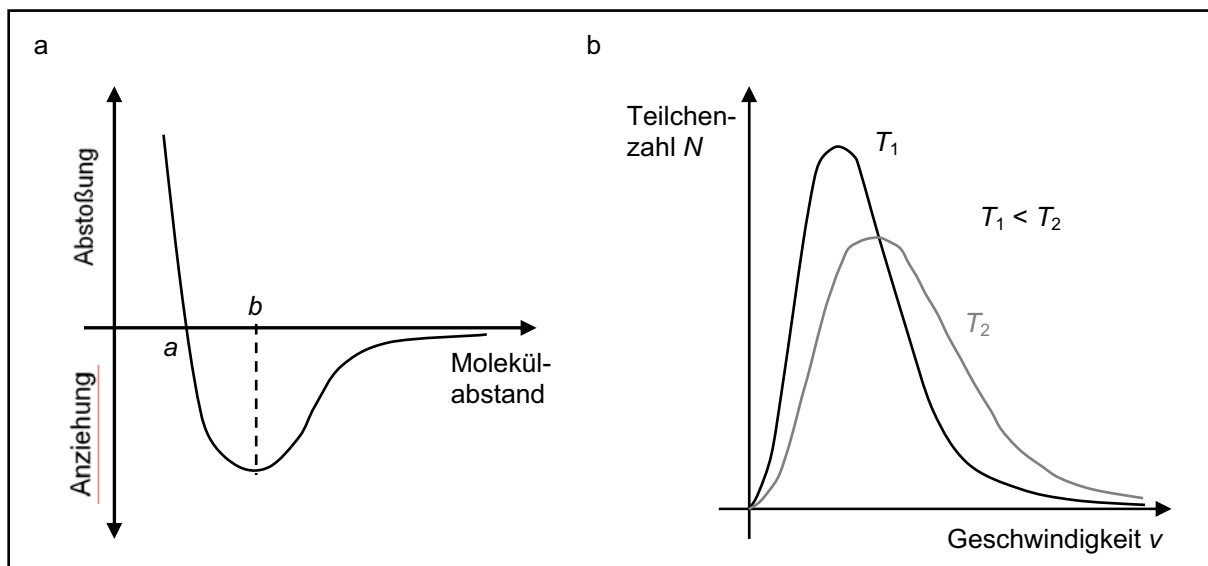


Abbildung 3.3: a) Kräfte zwischen Molekülen [STE90]
b) Maxwell'sche Geschwindigkeitsverteilung

Die Verdampfung einer Flüssigkeit endet, wenn das System aus dispers verteilter Flüssigkeit (Tropfen) und umgebendem Dampf (Abbildung 3.4) einen Gleichge-

wichtszustand erreicht. Ausgehend von den Startbedingungen $p_{\text{WD},s}(T_0) > p_{\text{WD}}$ ($S < 1$) und $T_0 \neq T_{\text{GD}}$ des Ungleichgewichts wird ein Gleichgewicht einerseits dadurch erreicht, dass durch eine Verdampfung die Temperatur T_0 des Tropfens sinkt und mit ihr nach Abbildung 3.2 bzw. der Gleichung (3.27) der Sättigungsdampfdruck $p_{\text{WD},s}(T_0)$. Andererseits findet durch die Verdampfung eine Anreicherung der Umgebung mit Dampfmolekülen statt, wodurch der Umgebungsdampfdruck p_{WD} ansteigt. Gleichzeitig findet zwischen Flüssigkeit und Umgebung ein Temperatúrausgleich statt, so dass schließlich im Gleichgewicht $p_{\text{WD},s}(T_0) = p_{\text{WD}}$ bzw. $S = 1$ ¹⁶ und $T_0 = T_{\text{GD}}$ gilt. Letztlich bedeutet dies, dass die Dynamik des Verdampfungsvorgangs durch die Dynamiken des Temperatúrausgleichs und der Diffusionsvorgänge des Dampfes in der Umgebung des Tropfens bestimmt wird. Ein vorhandenes Inertgas kann dabei durch seinen Beitrag zum Temperatúrausgleich den Verdampfungsvorgang beschleunigen. Analog zur Verdampfung verläuft die Kondensation eines Dampfes zu einer Flüssigkeit, wenn zum Startzeitpunkt für den Sättigungsgrad $S > 1$ gilt.

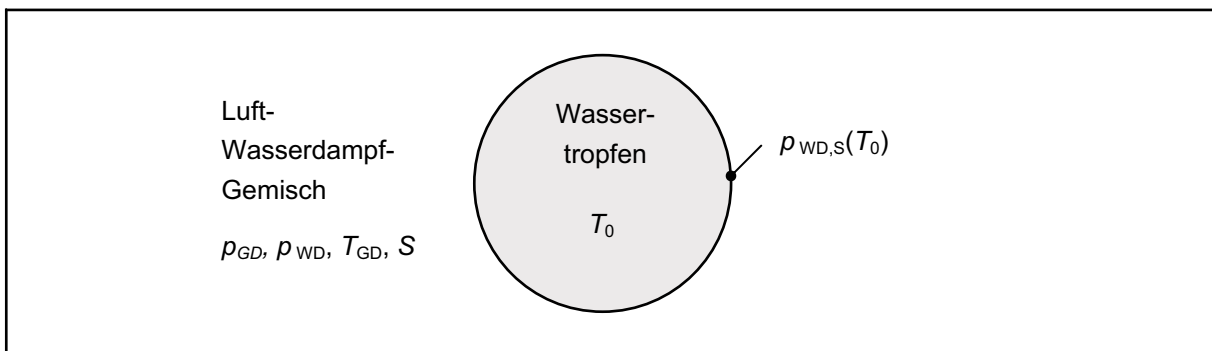


Abbildung 3.4: Abgeschlossenes, disperses System aus einem Flüssigkeitstropfen und einem umgebenden Gas-Dampf-Gemisch

3.2.3 Phasenumwandlungen an technischen Oberflächen

Wie zu Beginn des Abschnitts (3.2.2) erläutert wurde, können Phasenumwandlungen an technischen Oberflächen auf spontane Phasenumwandlungen in Kernströmungen zurückgeführt werden. Als *technische Oberfläche* wird dabei die Oberfläche eines Festkörpers bezeichnet, um sie von einer *freien Oberfläche* (Grenzfläche zwischen einer Flüssigkeit und einem Gas bzw. Dampf) zu unterscheiden. Die Kondensation beginnt hierbei zunächst an der technischen Oberfläche eines Festkörpers und setzt sich danach an der freien Oberfläche zwischen dem gebildeten Kondensat und dem umgebenden Dampf fort. Die technische Oberfläche kann hier als Teil einer Kugel-

¹⁶ Der Tropfen sei bei dieser Betrachtung derart groß, dass nach der Kelvin-Gleichung (3.31) bereits für $S \approx 1$ thermodynamisches Gleichgewicht vorliegt. Grenzflächeneffekte sind dann vernachlässigbar.

oberfläche mit großem Radius r betrachtet werden. Im Grenzfall $r \rightarrow \infty$ strebt dann der Sättigungsgrad S nach der Kelvin-Gleichung (3.31) gegen eins. Das bedeutet, dass an technischen Oberflächen lediglich Sättigung – nicht aber Übersättigung – notwendig und auch hinreichend für das Auftreten von Phasenumwandlungen ist. Daraus folgt, dass Kondensation einsetzt, sobald die Konzentration im Dampfraum größer ist als die Sättigungskonzentration an der Wand, die über die Gleichung (3.29) mit der Wandtemperatur verknüpft ist. Hingegen findet Verdampfung statt, wenn Kondensat vorhanden und die Konzentration im Dampfraum kleiner als die Sättigungskonzentration an der freien Oberfläche ist.

Anhand dieser Überlegungen ist zu erwarten, dass sich im Fall $S \geq 1$ und eines Konzentrationsgefälles des Dampfes in Richtung der Oberfläche überall auf der Oberfläche Kondensat in Form eines geschlossenen Films bildet. Für die meisten technischen Oberflächen ist dies allerdings nicht der Fall, da sie nicht (vollständig) benetzbar sind und die Kondensation daher nicht als Film, sondern in Form von Tropfen an Oberflächenkeimen stattfindet. Solche Keime (*Nukleationsorte*) können Verunreinigungen, aber auch mikroskopische Erhebungen oder Vertiefungen der technischen Oberfläche sein. Entgegen früherer Annahmen ist mittlerweile allgemein anerkannt, dass nach dem Kondensationsbeginn an der technischen Oberfläche zwischen den bereits gebildeten Tropfen keine Kondensation stattfindet. Vielmehr befindet sich dort aufgrund von *Adsorptionseffekten* maximal eine monomolekulare Molekülschicht der kondensierenden Komponente [UMU65]. Der gesamte Kondensationsvorgang findet damit an der Phasengrenze zwischen den Tropfen und dem umgebenden Gas-Dampf-Gemisch statt.

Grundsätzlich ist die mathematische Beschreibung der Tropfenkondensation schwierig [STR97B]. Aus diesem Grund ist es zweckmäßig, diesen Prozess und dessen wesentliche Merkmale zunächst detaillierter zu betrachten, um dabei mögliche Probleme bei der Berechnung solcher Vorgänge herauszustellen.

Ablauf der Tropfenkondensation und seine Berechnungsproblematik

Wie bereits erläutert wurde, beginnt die Tropfenkondensation an Keimen auf der Oberfläche eines Festkörpers (*Kondensator*). Je nach Größe dieser Keime ist nach Gleichung (3.31) eine gewisse Übersättigung für das Einsetzen von Kondensation notwendig. In der Regel sind für technische Oberflächen diese Keime aber derart groß, dass keine relevanten Übersättigungen notwendig sind und im Idealfall bereits für $S = 1$ Kondensation auftritt. Die gebildeten Tropfen wachsen dann durch Kondensation an ihrer Oberfläche solange weiter, bis sich zwei oder mehrere Tropfen berühren und daraufhin zusammenschließen (*Koagulation*). Durch diesen Zusammen-

schluss wird ein Teil der Kondensatoroberfläche wieder frei und es können sich an Keimen neue kleine Tropfen bilden.

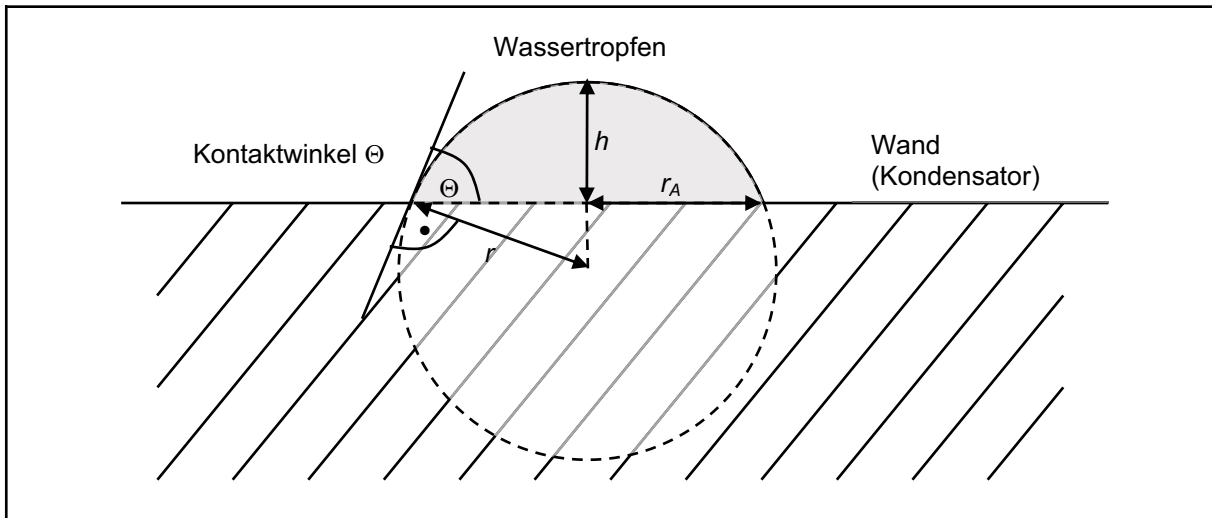


Abbildung 3.5: Tropfengeometrie bei Kondensation an einer technischen Oberfläche

Es ist bekannt, dass sich das Tropfenwachstum stets in Generationen vollzieht. Tropfen einer Generation zeichnen sich dadurch aus, dass sie eine ähnliche Größe und nahezu gleiche Abstände zueinander aufweisen. Jede Tropfenkondensation strebt einem solchen Zustand entgegen [Ros73]. Zur Charakterisierung der Tropfengröße wird in der Regel der Radius r_A der Kontaktfläche (Tropfengrundfläche) zwischen dem Tropfen und dem Kondensator verwendet. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass die Tropfen die Form von Kugelabschnitten aufweisen (Abbildung 3.5). Die jeweils größten Tropfen bilden die erste Generation. Zwischen ihnen befindet sich die zweite Generation aus Tropfen geringerer mittlerer Größe, und so weiter. Durch Koagulation nährt die Generation $n + 1$ stets die Generation n .

Wesentlichen Einfluss auf die Tropfenkondensation haben

- a) der Stofftransport in der Nähe der Phasengrenzflächen (Tropfenoberflächen),
- b) Inhomogenitäten der Wärmestromverteilung im Kondensator und
- c) der Transport der Kondensations- bzw. Verdampfungsenthalpien durch den Tropfen und den Kondensator.

Zahlreiche Untersuchungen insbesondere aus den 60er und 70er Jahren beschäftigten sich mit der mathematischen Beschreibung dieser Einflussfaktoren. So finden sich in [UMU65] Beschreibungen der durch Wärmeleitung in einzelnen Tropfen transportierten Kondensationsenthalpie, und in [Mik68] wird die Inhomogenität der Wärmestromverteilung im Kondensator untersucht. Die praktische Umsetzung solcher theoretischer Betrachtungen setzt explizite Kenntnisse im Bereich der Tropfen voraus. Dies sind beispielsweise die aktuelle Tropfengrößenverteilung, aber auch die

äußerst geringen Temperaturdifferenzen zwischen Phasengrenze und Kondensator. Diese Kenntnisse lassen sich nur durch die Anwendung der Gleichungen des Stoff- und Wärmetransports aus Abschnitt 3.1 im Bereich der Tropfen gewinnen. In den beabsichtigten Simulationen wäre dazu die konkrete geometrische Auflösung der einzelnen Tropfen erforderlich, die Größen im Bereich einiger Mikrometer aufweisen. Hingegen weist das in dieser Arbeit zu berechnende Gesamtsystem (Scheinwerfer) Dimensionen im Dezimeterbereich auf. Dieser erhebliche Größenunterschied macht eine exakte Berechnung der großskaligen Wärme- und Stofftransportvorgänge bei gleichzeitiger expliziter Auflösung der im Mikrometerbereich stattfindenden Kondensations- und Verdampfungsprozesse aufgrund von Speicherbeschränkungen (*Modellgrößen*) und Rechenzeitanforderungen im industriellen Bereich ineffizient. Die explizite Nachbildung der Tropfen scheidet damit aus.

Zudem liegen die Schwerpunkte der Betrachtungen zur Tropfenkondensation in der Ausnutzung dieses Vorgangs für technische Anwendungen. In diesen stellt die Tropfenkondensation eine effektive Möglichkeit zum Transport und zur Abfuhr von Wärme dar (z.B. *Heat Pipes*). Entsprechend sind die Wärmemengen groß und die zumeist metallischen Kondensatoren (z.B. Kupfer) weisen hohe Wärmeleitfähigkeiten auf. Insbesondere die Tropfenkondensation im eingeschwungenen stationären Fall (in diesem Fall kann die Tropfengrößenverteilung als bekannt vorausgesetzt werden) ist relevant, und die Luftanteile im Gas-Dampf-Gemisch sind gering. In der vorliegenden Arbeit hingegen ist die Kondensation bzw. Verdampfung jedoch lokal, zeitlich und mengenmäßig stark begrenzt, und der Kondensator besteht aus Kunststoffen mit geringer Wärmeleitfähigkeit (z.B. Abschluss-Scheibe aus Polycarbonat). Die oben genannten theoretischen Ergebnisse und die dort getroffenen vereinfachenden Annahmen (insbesondere für den stationären Fall) sind zur Lösung des hier vorliegenden Problems nur begrenzt verwertbar. Vielmehr muss hier das Ziel darin bestehen, eine Modellbeschreibung zu entwickeln, die alle wesentlichen Einflussfaktoren zunächst qualitativ richtig berücksichtigt. Im Rahmen der Modellvalidierung ist – sofern erforderlich – anhand von Messergebnissen eine Anpassung dieser Beschreibung an die vorliegende Aufgabenstellung (Be- und Enttaunung in Scheinwerfern) anzustreben. Dabei sind insbesondere die mittlere lokale Kondensatmenge und die Dynamik der Kondensations- und Verdampfungsvorgänge relevant. Die Modellbeschreibung ist Gegenstand der folgenden Abschnitte.

Stofftransport in Wandnähe

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen soll die Abbildung 3.6 sein, welche die Analogie zwischen Wärme- und *Stoffübergang* in Wandnähe darstellt.

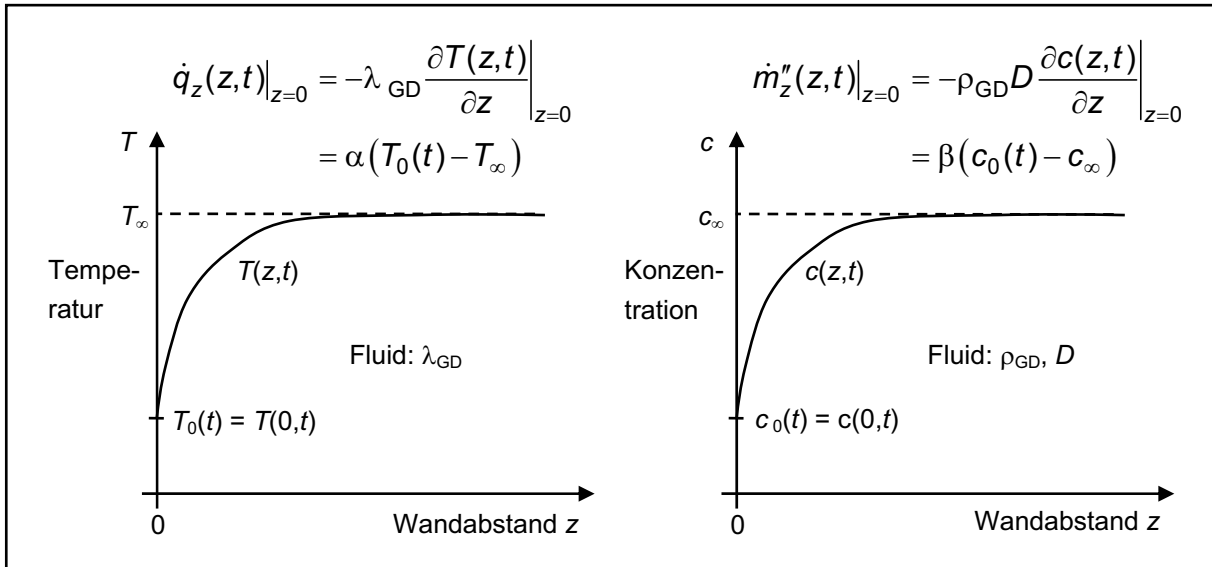


Abbildung 3.6: Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang in Wandnähe

Zunächst wird das Temperaturprofil $T(z,t)$ in Richtung der Wandnormalen z betrachtet, welches vom Wert T_0 an der Wandoberfläche ($z = 0$) auf den Wert T_∞ für $z \rightarrow \infty$ ansteigt. Die in diesem Fall pro Zeit- und Flächeneinheit zwischen der Wand und dem Fluid ausgetauschte Wärme Q lässt sich über das Newton'sche Abkühlungsgesetz (3.18) mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten α berechnen, sofern dieser bekannt ist. Nun wurde aber bereits erläutert, dass dieser Koeffizient in der Regel schwer zu bestimmen und nur in relativ einfachen Fällen eine Berechnung über Kennzahlbeziehungen mit Hilfe der Nusselt-Zahl möglich ist.

Eine Alternative zur Bestimmung der Wärme Q ermöglicht die Betrachtung des Wärmetransports im *wandnahen* Fluidbereich. In diesem findet aufgrund der Wandhaftbedingung der Strömung lediglich Wärmeleitung statt, die mit Hilfe des Fourier'schen Wärmeleitgesetzes (3.17) berechnet werden kann. Die von der Wand an das Fluid gerichtete Wärmestromdichte ist demnach

$$\dot{q}_z(z,t)|_{z=0} = \dot{q}_0(t) = -\lambda_{\text{GD}} \left. \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right|_{z=0}, \quad (3.37)$$

wobei im stationären Fall die Wärmestromdichten bei Annäherung an den Punkt $z = 0$ von links und von rechts gleich sind. Das bedeutet, dass der im Feststoff in Richtung des Fluids transportierte Wärmestrom in voller Höhe vom Fluid abgeführt wird. Unterschiede zwischen links- und rechtsseitigem Grenzwert machen sich in Temperaturänderungen bemerkbar (instationärer Fall) und lassen sich über die *instationäre Wärmeleitungsgleichung*

$$\frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = -\frac{1}{\rho c} \frac{\partial}{\partial z} (\dot{q}_z(z,t)) = -\frac{1}{\rho c} \frac{\partial}{\partial z} \left(-\lambda \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right) = a \frac{\partial^2 T(z,t)}{\partial z^2} \quad (3.38)$$

mit der *spezifischen Wärmekapazität* c und der *Wärmeleitfähigkeit*

$$a = \frac{\lambda}{\rho c}$$

berechnen.

Analog dazu soll nun der Stofftransport in Wandnähe betrachtet werden. So wie die Wärmestromdichte proportional zum Wärmeübergangskoeffizienten α und einer Temperaturdifferenz ist, ist auch die *Massenstromdichte* (Masse pro Zeit- und Flächeneinheit) proportional zum *Stoffübergangskoeffizienten* β und einer Konzentrationsdifferenz:

$$\dot{m}_z''(z,t)|_{z=0} = \dot{m}_0''(t) = \beta(c_0 - c_\infty). \quad (3.39)$$

Auch der Stoffübergangskoeffizient β lässt sich in Analogie zum Wärmeübergangskoeffizienten α über Kennzahlbeziehungen berechnen. Anstelle der Nusselt-Zahl tritt dann die *Sherwood-Zahl* Sh . Die bereits in Abschnitt 3.1.3 genannten Schwierigkeiten bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten treten auch bei der Berechnung des Stoffübergangskoeffizienten auf. Deshalb ist auch hier anstelle der Gleichung (3.39) die Berechnung über einen Gradienten analog zur Gleichung (3.37) zweckmäßig, was mit Hilfe des 1. Fick'schen Gesetzes (3.7) geschieht:

$$\dot{m}_0''(t) = -\rho_{GD} D \left. \frac{\partial c(z,t)}{\partial z} \right|_{z=0}. \quad (3.40)$$

Im Fall einer für den Dampf impermeablen Wand führt ein Dampfmassenstrom in Richtung der Wand zunächst zu einer Erhöhung der Dampfkonzentration in Wandnähe und auch unmittelbar an der Wandoberfläche. Erreicht die Dampfkonzentration dort den Sättigungswert $c_{WD,S}(T_0)$, so wird sich weiterer – in Richtung der Wand transportierter – Dampf in Form von Kondensat niederschlagen. Hierbei wird vorausgesetzt, dass die gesamte in Richtung der Wand transportierte Dampfmasse augenblicklich kondensiert. Unter Verwendung der *mittleren Kondensatstärke* d lässt sich die Gleichung (3.40) schreiben als

$$\dot{m}_0''(t) = -\rho_{GD} D \left. \frac{\partial c(z,t)}{\partial z} \right|_{z=0} \stackrel{!}{=} -\frac{1}{A} \frac{\partial m_0(t)}{\partial t} = -\frac{1}{A} \frac{\partial (\rho_W A d(t))}{\partial t}. \quad (3.41)$$

Darin entspricht die mittlere Kondensatstärke $d(t)$ der Höhe eines geschlossenen Wasserfilms, der sich ergeben würde, wenn die während der Kondensation gebildete Tropfenmasse gleichmäßig über die Fläche A (Summe aus Tropfengrundflächen und

Zwischenräumen) verteilt wäre. Die zeitliche Änderung dieser mittleren Kondensatstärke bei konstanter Kondensatdichte ρ_W ergibt sich durch Umstellen der Gleichung (3.41) zu

$$\dot{d}(t) = \frac{\rho_{GD}}{\rho_W} D \left. \frac{\partial c(z,t)}{\partial z} \right|_{z=0}. \quad (3.42)$$

Eine solche Gradientenbildung in Wandnähe kann für ein gegebenes Rechengitter mittels eines Differenzenquotienten relativ einfach approximiert werden:

$$\dot{d}(t) \approx \frac{\rho_{GD}}{\rho_W} D \frac{c(\Delta z, t) - c_0(t)}{\Delta z}. \quad (3.43)$$

Ein feines Gitter in Wandnähe ist allerdings eine notwendige Voraussetzung für eine hinreichende Genauigkeit der Approximation.

Sofern Kondensat vorhanden ist, entspricht die Konzentration des Dampfes an der Kondensatoberfläche c_0 stets der Sättigungskonzentration des Dampfes $c_{WD,S}(T_0)$ bei Wand- bzw. Kondensattemperatur T_0 . Die bei weiterer Kondensation frei werdende bzw. die bei der Verdampfung des Kondensats benötigte Enthalpie hat Einfluss auf die Temperatur des Kondensats und damit nach Gleichung (3.29) auf die Sättigungskonzentration an der Wand, was wiederum zu einer Änderung des Konzentrationsgradienten in den Gleichungen (3.40) und (3.42) führt. Die daraus resultierenden Folgen für den Kondensations- bzw. Verdampfungsvorgang lassen sich durch Anwenden der bereits erläuterten Gesetze des Wärmetransports analysieren.

Einfluss des Wärmetransports in Wandnähe auf die Kondensation bzw. die Verdampfung

Neben dem oben beschriebenen Stofftransport beeinflusst auch der Wärmetransport in Wandnähe über die Oberflächentemperatur der Wand T_0 die Kondensations- und Verdampfungsvorgänge. Dies soll im Folgenden anhand des Wärmetransports an der Grenzfläche zwischen einem Festkörper und einem angrenzenden Fluid dokumentiert werden (Abbildung 3.7). $T_{FK}(z,t)$ und $T_{FI}(z,t)$ sind dabei die Temperaturen im Festkörper und im Fluid. Die Temperatur an der Grenzfläche (technische Oberfläche) wird wie zuvor mit T_0 bezeichnet.

Laut der vorangegangenen Abschnitte ist neben der Konzentration im Dampfraum die Temperatur T_0 und die daraus resultierende Sättigungskonzentration $c_{WD,S}(T_0)$ an der Wand maßgeblich für das Stattfinden von Kondensation und Verdampfung. Daher soll nun die zeitliche Änderung dieser Wandtemperatur betrachtet werden, wenn zwischen dem Festkörper und dem Fluid ein Wärmeaustausch stattfindet. Dieser lässt sich mit Hilfe der instationären Wärmeleitungsgleichung (3.38) berechnen.

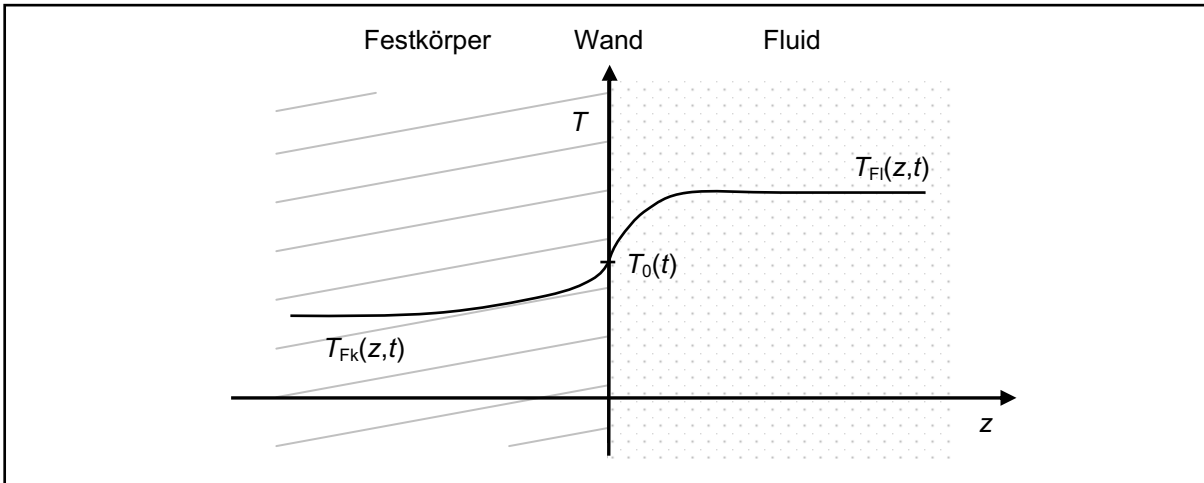


Abbildung 3.7: Wärmeübergang an der Grenzfläche zwischen einem Festkörper und einem Fluid

Da später mit Hilfe einer kommerziellen CFD-Software eine numerische Lösung dieser Gleichung erfolgt, ist eine numerische Betrachtung auch hier zweckmäßig. Dazu wird in Wandnähe ein Rechengitter definiert, von welchem in der Abbildung 3.8 lediglich je eine Zelle des Festkörpers und des Fluids dargestellt sind. T_{Fk} und T_{Fl} sind die Temperaturen im Festkörper bzw. im Fluid an den Mittelpunkten der Zellen mit den Zellbreiten $2\Delta z_{Fk}$ bzw. $2\Delta z_{Fl}$. Sind die Zellbreiten hinreichend klein, so können die Temperaturverläufe in den Zellen mit guter Genauigkeit als linear angenommen werden.

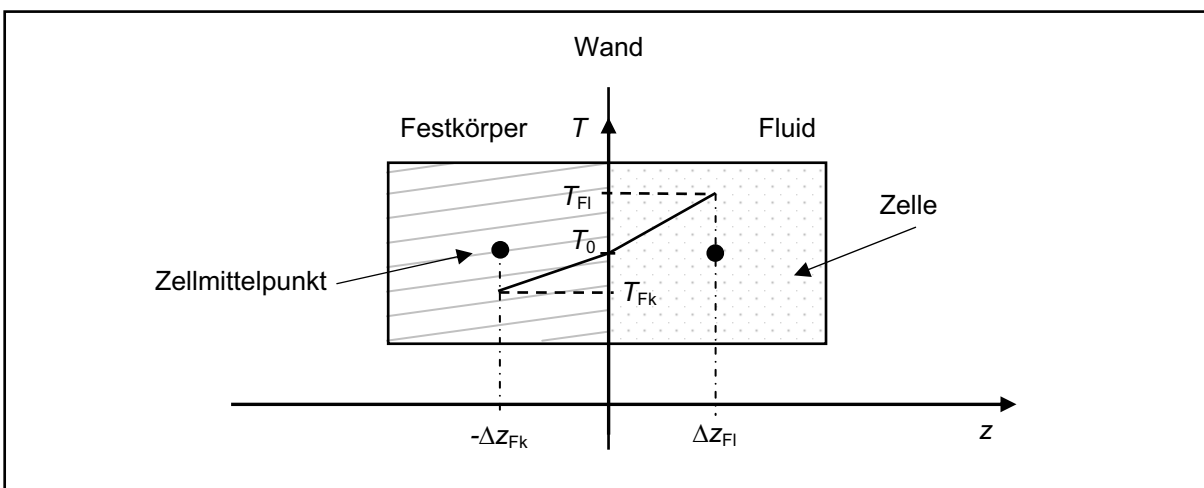


Abbildung 3.8: Rechengitter an der Grenzfläche zwischen einem Festkörper und einem Fluid

Die Anwendung der Gleichung (3.38) auf das in der Abbildung 3.8 dargestellte Rechengitter führt auf

$$\frac{\partial T_0(t)}{\partial t} = -\frac{1}{\rho c} \frac{\partial}{\partial z} (\dot{q}_z(z,t)) \Big|_{z=0}$$

bzw. in diskreter Näherung zu

$$\frac{\partial T_0(t)}{\partial t} \approx \frac{\Delta T_0(t)}{\Delta t} = -\frac{1}{\rho c} \frac{1}{\Delta z} \left(-\lambda_{FI} \frac{T_{FI} - T_0}{\Delta z_{FI}} + \lambda_{FK} \frac{T_0 - T_{FK}}{\Delta z_{FK}} \right) \quad (3.44)$$

mit

$$\Delta z = \frac{1}{2} (\Delta z_{FK} + \Delta z_{FI})$$

und¹⁷

$$\rho c = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{\Delta z_{FK}}{2} \rho_{FK} c_{FK} + \frac{\Delta z_{FI}}{2} \rho_{FI} c_{FI} \right).$$

Durch Umstellen der Gleichung (3.44) folgt die zeitliche Änderung der Wandtemperatur *ohne* Auftreten von Kondensation oder Verdampfung zu

$$\frac{\Delta T_0}{\Delta t} = \frac{1}{\rho c} \frac{1}{\Delta z} \left(-\left(\frac{\lambda_{FK}}{\Delta z_{FK}} + \frac{\lambda_{FI}}{\Delta z_{FI}} \right) T_0 + \frac{\lambda_{FK}}{\Delta z_{FK}} T_{FK} + \frac{\lambda_{FI}}{\Delta z_{FI}} T_{FI} \right). \quad (3.45)$$

Bei gleichzeitigem Auftreten von Kondensation oder Verdampfung sind in der Gleichung (3.45) zusätzlich die Kondensations- bzw. Verdampfungsenthalpien zu berücksichtigen. Dies geschieht im Folgenden, wobei der Ausgangspunkt diesmal die Abbildung 3.9 ist. In dieser ist analog zur Abbildung 3.8 neben den Temperaturen auch die Dampfkonzentration c_{FI} im Fluid und Kondensat der mittleren Stärke d berücksichtigt.

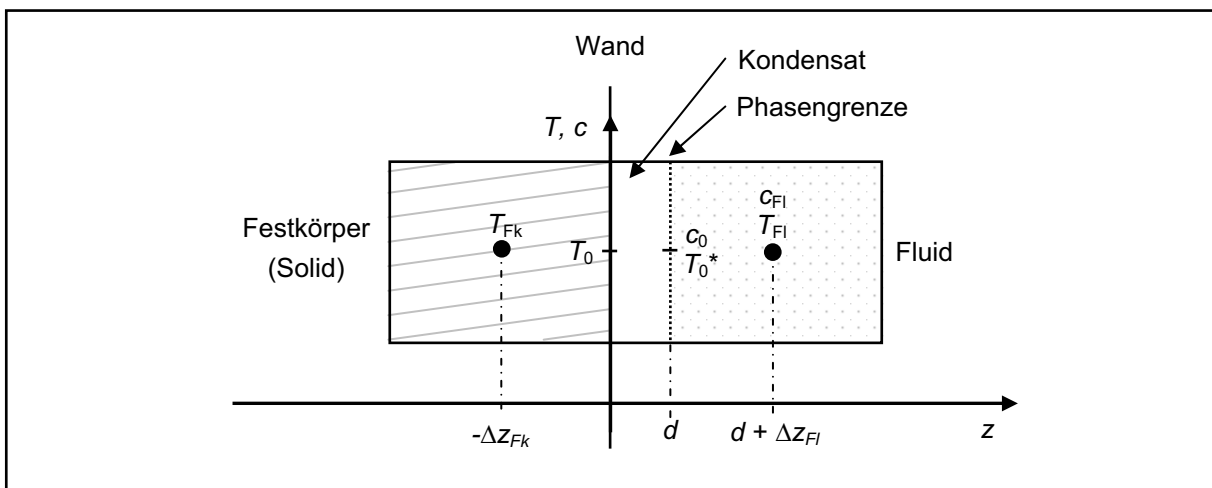


Abbildung 3.9: Rechengitter an der Grenzfläche zwischen einem Festkörper und einem Fluid bei Auftreten von Kondensation bzw. Verdampfung

¹⁷ T_0 bezeichnet die Temperatur an der Wand, also an der Grenzfläche zwischen dem Festkörper und dem Fluid. Aus diesem Grund bildet der zellgrößengewichtete Mittelwert der Stoffwerte des Festkörpers und des Fluids die hier auftretenden Stoffgrößen.

T_0^* ist die Temperatur des Kondensats an der Phasengrenzfläche, c_0 die Sättigungskonzentration des Dampfes bei der Temperatur T_0^* und c_{FI} die Dampfkonzentration im Fluid an der Stelle $z = d + \Delta z_{FI}$. Typische mittlere Kondensatstärken liegen im Bereich von einigen Mikrometern, so dass $d \ll \Delta z_{FK}, \Delta z_{FI}$ gilt. Zudem liegt die Wärmeleitfähigkeit von Wasser in der Größenordnung der Wärmeleitfähigkeit der in Scheinwerfern eingesetzten Kunststoffe und damit ein Vielfaches über der Wärmeleitfähigkeit von Luft. Aus diesem Grund ist die Temperaturdifferenz $T_0 - T_0^*$ bei Be- und Enttaunungsvorgängen in Scheinwerfern gering ($T_0 \approx T_0^*$). Im Folgenden wird daher nur noch die Temperatur T_0 betrachtet, für deren zeitliche Änderung analog zur Gleichung (3.45)

$$\frac{\Delta T_0(t)}{\Delta t} = -\frac{1}{\tilde{\rho}\tilde{c}} \frac{1}{\Delta \tilde{z}} \left(-\lambda_{FI} \frac{T_{FI} - T_0}{\Delta z_{FI}} + \lambda_{FK} \frac{T_0 - T_{FK}}{\Delta z_{FK}} + \dot{m}_0'' \Delta h_V(T_0) \right) \quad (3.46)$$

mit

$$\Delta \tilde{z} = \frac{1}{2} (\Delta z_{FK} + \Delta z_{FI}) + d \approx \Delta z \quad (3.46a)$$

und

$$\tilde{\rho}\tilde{c} = \frac{1}{\Delta \tilde{z}} \left(\frac{\Delta z_{FK}}{2} \rho_{FK} c_{FK} + \frac{\Delta z_{FI}}{2} \rho_{FI} c_{FI} + d \rho_W c_W \right) \approx \rho c \quad (3.46b)$$

gilt. Darin lässt sich die Massenstromdichte mit Hilfe der Gleichung (3.40) berechnen zu

$$\dot{m}_0'' = -\rho_{FI} D \frac{c_{FI} - c_0}{\Delta z_{FI}} = -\rho_{FI} D \frac{c_{FI} - c_{WD,S}(T_0)}{\Delta z_{FI}}. \quad (3.47)$$

Einsetzen und Umsortieren liefert

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_0}{\Delta t} = & \frac{1}{\rho c} \frac{1}{\Delta z} \left(-\left(\frac{\lambda_{FK}}{\Delta z_{FK}} + \frac{\lambda_{FI}}{\Delta z_{FI}} \right) T_0 + \frac{\lambda_{FK}}{\Delta z_{FK}} T_{FK} + \frac{\lambda_{FI}}{\Delta z_{FI}} T_{FI} \right) \\ & + \frac{1}{\rho c} \frac{1}{\Delta z} \rho_{FI} D \frac{c_{FI} - c_{WD,S}(T_0)}{\Delta z_{FI}} \end{aligned} \quad (3.48)$$

Ein Vergleich der Gleichungen (3.45) und (3.48) zeigt, dass die Temperaturänderung nun neben dem konvektiven Wärmeübergang zusätzlich durch die Kondensations- bzw. Verdampfungsenthalpien beeinflusst wird. Letztere weisen dabei eine direkte Abhängigkeit von der Wandtemperatur T_0 auf. Auftretende Kondensation ($c_{FI} - c_{WD,S}(T_0) > 0$) führt nach Gleichung (3.48) zu einer Erhöhung der Wandtempe-

ratur und der dortigen Sättigungskonzentration. Dadurch wird das Konzentrationsgefälle in Richtung der Phasengrenze reduziert und der Kondensationsmassenstrom nimmt ab. Analog dazu resultiert Verdampfung in einer Reduzierung der Wandtemperatur, wodurch das Konzentrationsgefälle in Richtung des Dampftraumes abnimmt und den Verdampfungsmassenstrom reduziert. Die Kondensations- bzw. Verdampfungsenthalpien führen demnach zu einer Hemmung der Phasenumwandlungsvorgänge.

In die Gleichungen (3.46a) und (3.46b) sind aufgrund von $d \ll \Delta z_{\text{FK}}, \Delta z_{\text{FI}}$ bereits Näherungen eingegangen, die einen besseren Vergleich der Gleichungen (3.45) und (3.48) ermöglichen. Zudem gilt $\rho_{\text{FI}} \ll \rho_{\text{FK}}$ sowie $\lambda_{\text{FI}} \ll \lambda_{\text{FK}}$, so dass sich die Gleichung (3.46b) weiter vereinfachen lässt zu

$$\rho c = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{\Delta z_{\text{FK}}}{2} \rho_{\text{FK}} c_{\text{FK}} + \frac{\Delta z_{\text{FI}}}{2} \rho_{\text{FI}} c_{\text{FI}} \right) \approx \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{\Delta z_{\text{FK}}}{2} \rho_{\text{FK}} c_{\text{FK}} \right).$$

Zudem gilt

$$\frac{\lambda_{\text{FI}}}{\Delta z_{\text{FI}}} \ll \frac{\lambda_{\text{FK}}}{\Delta z_{\text{FK}}}, \quad (3.49)$$

so dass letztlich insbesondere die thermischen Eigenschaften des Festkörpers (ρ_{FK} , λ_{FK} und c_{FK}) nach Gleichung (3.48) die Änderung der Wandtemperatur bestimmen, was sich mit den Ergebnissen in [ABD97] deckt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Kondensations- und Verdampfungsenthalpien durch die Beeinflussung der Wandtemperatur T_0 auch die Kondensations- und Verdampfungsvorgänge beeinflussen. Weiterhin muss gebildetes Kondensat in der Simulation der Be- und Enttauvorgänge nicht durch Zellen repräsentiert werden, sofern die mittleren Kondensatstärken klein sind gegenüber den Breiten der angrenzenden Festkörper- und Fluidzellen. Das Kondensat ist demnach eine reine Rechengröße; es findet sich nicht in Form von Zellen wieder. Zuletzt sind nach den obigen Ausführungen insbesondere die thermischen Eigenschaften des Festkörpers (Kondensator) relevant. Je geringer dessen Wärmeleitfähigkeit ist, desto stärker ist die Hemmung der Be- und Enttauvorgänge durch die Phasenumwandlungsenergien. All dies sollte auch anhand der Simulationsergebnisse in den Kapiteln 4 und 5 zu beobachten sein.

3.3 Simulation von Be- und Enttaunungsvorgängen mit einem kommerziellen CFD-Tool

Die in den Abschnitten 3.1 und 3.2 erläuterten Gleichungen werden benötigt, um die in Scheinwerfern stattfindenden Be- und Enttaunungsvorgänge zu berechnen. Viele dieser Gleichungen (z.B. NS- oder RANS-Gleichungen) sowie Algorithmen zur numerischen Lösung dieser Gleichungssysteme sind in herkömmlichen kommerziellen CFD-Simulationswerkzeugen bereits enthalten. Aus diesem Grund ist der Einsatz einer solchen CFD-Software bei der vorliegenden Aufgabenstellung sinnvoll. Zudem kann auf weitere Funktionen der CFD-Programme wie Ergebnisanalyse und -visualisierung (*Post-Processing*) zurückgegriffen werden.

Noch nicht enthaltene Gleichungen müssen in den Berechnungsablauf integriert werden, wodurch sich der Funktionsumfang solcher Software steigern lässt. Notwendige Voraussetzung hierfür ist allerdings, dass das verwendete Simulationswerkzeug zumindest einen lokalen Eingriff in die Berechnungen gestattet. Für viele kommerzielle Simulationswerkzeuge ist dies der Fall. Dabei werden dem Nutzer in der Regel Unterprogramm-Masken (z.B. *User Defined Functions* (UDFs) in *Fluent* oder *User Subroutines* in *STAR-CD*¹⁸) zur Verfügung gestellt, die dann vom Nutzer mit Berechnungen zu füllen sind. Solchen Unterprogrammen werden zumeist von Seiten der Software-Hersteller sehr konkrete Aufgaben zugeordnet (z.B. Modifikation von Randbedingungen, Definition von thermischen Quellen), nach denen sich auch der Zugriff auf diejenigen Größen richtet, die während der Simulation zu berechnen sind.

Generell ist die Erweiterung kommerzieller Software hinsichtlich des notwendigen Zeitaufwands und des erreichbaren Funktionsumfangs stark von der verwendeten Software abhängig. Das im Folgenden beschriebene Vorgehen geht daher weniger auf Programmdetails als vielmehr verallgemeinernd auf das grundlegende Zusammenwirken der bereits enthaltenen und der zusätzlich implementierten Gleichungen ein.

3.3.1 Ablauf der Berechnung von Be- und Enttaunungsvorgängen

Die Abbildung 3.10 zeigt schematisch, wie eine kommerzielle CFD-Software zur Simulation von Be- und Enttaunungsvorgängen eingesetzt werden kann. Zu sehen ist insbesondere die übliche Gliederung des Ablaufs in *Pre-Processing*, *Processing* (*Solving*) und *Post-Processing*.

¹⁸ Die CFD-Simulationswerkzeuge *Fluent* und *STAR-CD* gehören – neben einigen anderen – zu den bekanntesten CFD-Codes. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen wurde die Software *STAR-CD* ([CDA06]) eingesetzt.

Pre-Processing (Modellbildung)

Den Ausgangspunkt bildet das Pre-Processing, welches den Prozess der Modellbildung beschreibt und dem u.a. die folgenden Aufgaben zugeordnet werden:

1. Aufstellen aller Gleichungen, die das Verhalten des zu analysierenden Systems beschreiben. Ergebnis ist das mathematische Modell des Systems bzw. Prozesses, welches typischerweise ein gekoppeltes System aus gewöhnlichen oder partiellen Differentialgleichungen und weiteren algebraischen Gleichungen ist (*Differential-Algebraic-Equation-System*, DAE-System).
2. Vereinfachung des Modells, indem geeignete Annahmen über das Systemverhalten getroffen werden.
3. Spezifikation von Anfangs- und/oder Randbedingungen zur Lösung des unter 1. erstellten Gleichungssystems.

Die Punkte 1 und 2 sind in den Abschnitten 3.1 und 3.2 bereits hinreichend erläutert worden und für eine konkrete Systemklasse (hier: Scheinwerfer) allgemein gültig. Die Rand- und Anfangsbedingungen in Punkt 3 spezifizieren ein spezielles Objekt aus dieser Systemklasse und ermöglichen die eindeutige Lösung des Gleichungssystems aus Punkt 1.

Processing

An das Pre-Processing schließt sich der eigentliche Kern der Simulation an: das Processing oder Solving. Hierbei wird das DAE-System in einem iterativen Vorgang numerisch gelöst. Dazu sind zu Beginn Startwerte für die Feldgrößen (Initialisierung) und eine örtliche und/oder zeitliche Diskretisierung des Lösungsraums vorzugeben.

Die in dieser Arbeit zu untersuchenden Be- und Enttauvorgänge sind stets instationär. Deshalb sind zu deren Berechnung *transiente* Simulationen notwendig. Diese ermitteln in jeder Iteration i eine numerische Lösung des DAE-Systems zum Zeitpunkt t_i . Die Vorgabe der Startwerte entspricht daher der Definition des Systemzustands zum Zeitpunkt t_0 . In dieser Arbeit besteht dabei neben der Definition der üblichen Feldgrößen (Druck, Geschwindigkeit, Dichte, Temperatur) die Aufgabe darin, den Feuchtegehalt im System (Konzentration c_{WD} des Wasserdampfes im Gas-Dampfgemisch) und evtl. vorhandenes Kondensat (mittlere Kondensatstärke d) zu spezifizieren.

Vor der Lösung des DAE-Systems zum Zeitpunkt t_i sind zunächst einige vorangehende Berechnungen zur Be- und Enttauvorgang durchzuführen. Im Einzelnen sind dies

- die Berechnung der Dampfkonzentrationen c_0 an den technischen Oberflächen sowie

- das Einprägen der evtl. in der vorangegangenen Iteration aufgetretenen Phasenumwandlungswärmen.

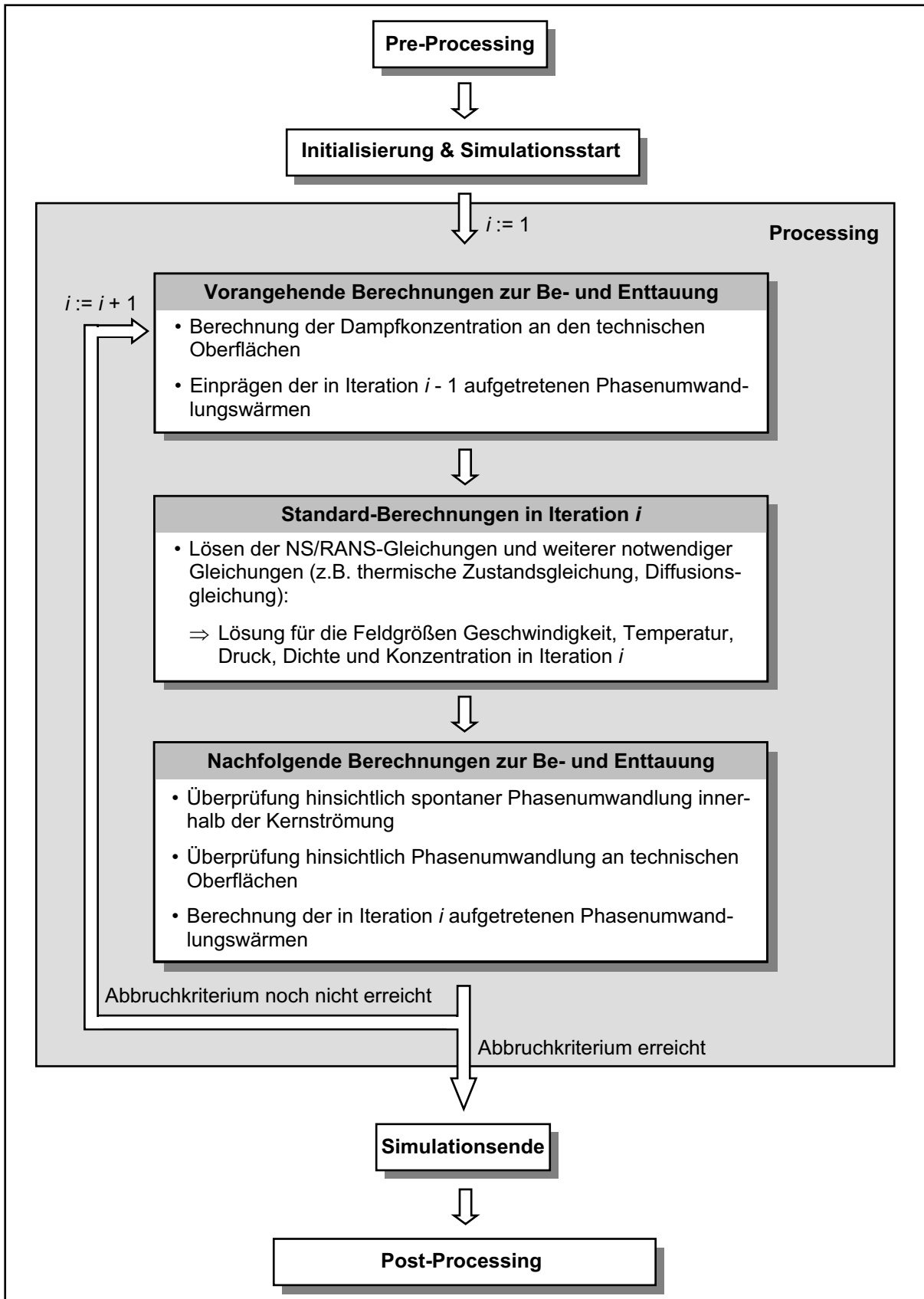


Abbildung 3.10: Schematischer Ablauf bei der Berechnung von Be- und Enttaunungsvorgängen

Die Wandkonzentration ändert sich durch auftretende Stoffströme in Richtung der Wandnormalen (Konzentrationsgradienten) und lässt sich über die Fick'schen Gesetze (3.7) und (3.12) berechnen. Liegt ein zur Wand gerichteter Stofftransport vor, so erhöht sich die Wandkonzentration. Erreicht diese den Wert der Sättigungskonzentration $c_{WD,S}(T_0)$ bei Wand- bzw. Phasengrenzflächentemperatur T_0 ($S = 1$), so schlägt sich Kondensat an der Wand nieder. Im Fall vorhandenen Kondensats ist sowohl bei Kondensation als auch bei Verdampfung die Wandkonzentration auf den Wert der Sättigungskonzentration zu fixieren.

Hat in der vorherigen Iteration Kondensation oder Verdampfung stattgefunden, so sind nun die dabei aufgetretenen Phasenumwandlungsenthalpien zu berücksichtigen. Dies geschieht dadurch, dass im aktuellen Zeitschritt in den Energiebilanzgleichungen (3.21) derjenigen Wandelemente, an denen die Phasenumwandlung stattgefunden hat, zusätzliche Energiequellterme W einbezogen werden, die sich durch die Gleichung (3.36) berechnen lassen.

Nach der numerischen Lösung des DAE-Systems folgen weitere Berechnungen zur Be- und Enttaugung:

- Überprüfung hinsichtlich spontaner Phasenumwandlung innerhalb des Gas-Dampf-Gemisches (Kernströmung),
- Überprüfung hinsichtlich Phasenumwandlungen an technischen Oberflächen und
- Berechnung der Phasenumwandlungsenergien.

Übersteigt die Dampfkonzentration in der Kernströmung erstmals die in Abschnitt 3.2.2 genannte Übersättigung $S = 1,02$, so findet die Bildung einer dispersen Phase (Tröpfchen) statt und die Übersättigung wird bis zum Erreichen des Sättigungszustands $S = 1$ abgebaut. Im Folgenden geschieht das für jede beliebige Übersättigung $S > 1$. Die Masse der neu gebildeten dispersen Phase lässt sich mit der Kenntnis der lokalen Übersättigung, der Dichte des Gas-Dampf-Gemisches und der von der lokalen Temperatur abhängigen Sättigungskonzentration des Dampfanteils (Gleichung (3.29)) berechnen. Um diese Masse wird der lokale Dampfanteil reduziert, so dass er den Wert der Sättigungskonzentration aufweist. Sinkt hingegen die Dampfkonzentration unter den Sättigungswert ($S < 1$) bei gleichzeitiger Existenz einer dispersen Phase, so reichert die letztere das Gas-Dampf-Gemisch wieder bis zur Sättigung an und reduziert dabei ihre Masse, bis sie schließlich wieder vollkommen verschwunden ist.

Erreicht die Dampfkonzentration an einer technischen Oberfläche den Wert der Sättigungskonzentration, so findet bei weiterem Dampftransport in Richtung der Wand Kondensation statt. Ist Kondensat bei einem gleichzeitigen Konzentrationsgefälle in

Richtung des Dampfraums vorhanden, so findet Verdampfung statt. In beiden Fällen lassen sich die Dampfmassenstromdichte \dot{m}_0'' und die Änderung der mittleren Kondensatstärke d anhand der Gleichungen (3.40) und (3.42) berechnen.

Aus der Masse des neu gebildeten oder verdampften Kondensats lassen sich dann die Phasenumwandlungsenergien Δh_V anhand der Gleichung (3.36) bestimmen. Diese werden – wie oben bereits erläutert wurde – zu Beginn der nächsten Iteration in Form von Quellen in den Energiebilanzgleichungen berücksichtigt.

Diese Schritte des Solvings werden solange wiederholt, bis das Abbruchkriterium der Simulation erreicht ist. Dies ist in der Regel das Erreichen der Zeit, für die das Verhalten des Systems zu berechnen war. Im Anschluss daran erfolgt das Post-Processing.

Post-Processing

Beim Post-Processing werden die Simulationsergebnisse analysiert und ausgewertet. Dies beinhaltet in der Regel eine Visualisierung der wesentlichen Simulationsergebnisse. In den Kapiteln 4 und 5 dieser Arbeit werden solche Visualisierungsmöglichkeiten genutzt.

3.3.2 Abschließende Bemerkungen zur Erweiterung von Simulationstools

Es wurde deutlich, dass zur Berechnung von Be- und Enttaunungsvorgängen zusätzliche Gleichungen in das zur Lösung verwendete Simulationswerkzeug zu implementieren sind. Diese lassen sich aufgrund der in der Regel beschränkten Einflussnahmen auf den eigentlichen Berechnungsvorgang nicht simultan mit den bereits implementierten Gleichungen lösen. Daher erfolgen die zusätzlichen Berechnungen entweder stets vor oder nach dem Lösen der Standardgleichungen. Dieses Vorgehen liefert nur dann akzeptable Ergebnisse, wenn sich die berechneten Feldgrößen von Iteration zu Iteration nur wenig ändern. Dies kann dadurch sichergestellt werden, dass die Zeitschrittweiten Δt_i klein gehalten werden. Insbesondere ist es sinnvoll, keine feste Zeitschrittweite zu verwenden, sondern diese während der Simulation an die aktuelle Lösung bzw. den Gradienten der Lösung anzupassen.

Neben den oben genannten Berechnungen verfügt die Programmiererweiterung noch über weitere zusätzliche Möglichkeiten. Zum einen werden die während der Simulation berechneten Netto-Kondensatmassen und die Netto-Phasenumwandlungswärmen berechnet und in jeder Iteration zur Ergebniskontrolle ausgegeben. Zum anderen ist es möglich, die in der Abbildung 3.10 dargestellten vorangehenden und nachfolgenden Berechnungen teilweise oder auch vollständig auszuschalten. Dies ermöglicht die Berechnung stationärer Anfangszustände, die als Startwerte für die

nachfolgenden transienten Simulationen der Be- und Enttauvorgänge verwendet werden können.

4 Validierung der Simulationsmethode

Das erweiterte kommerzielle CFD-Simulationswerkzeug aus Abschnitt 3.3 soll im Folgenden genutzt werden, um Be- und Enttauvorgänge zu berechnen. Die erhaltenen Ergebnisse sollen im Rahmen der so genannten *äußeren Modellvalidierung* sowohl qualitativ als auch quantitativ überprüft werden, um zu bewerten, ob die Modellgleichungen aus Kapitel 3 reale Be- und Enttauvorgänge hinreichend genau beschreiben.

Die Validierung erfolgt über den Vergleich mit geeigneten Messergebnissen. Der dazu entwickelte Versuchsaufbau sowie die eingesetzten Messverfahren werden in den Abschnitten 4.1 und 4.2 erläutert.

Bereits im Abschnitt 3.2.3 wurde darauf hingewiesen, dass es sich bei der in Scheinwerfern auftretenden Kondensation an technischen Oberflächen um Tropfenkondensation handelt. Diese Tropfen stellen Inhomogenitäten an der mit Kondensat beladenen Oberfläche dar. Da die Anzahl und die Größe der Tropfen variiert, ist zu untersuchen, inwieweit die Ausprägung der Inhomogenitäten das Tropfenwachstum beeinflusst. Dies soll Gegenstand des Abschnitts 4.3 sein.

Im Abschnitt 4.4 werden schließlich die Messergebnisse den Simulationsergebnissen gegenübergestellt.

4.1 Versuchsaufbau

Mit Hilfe eines Versuchsaufbaus sollen Be- und Enttauvorgänge generiert werden, die später in Simulationen nachgebildet werden. Während dieser Vorgänge müssen all diejenigen physikalischen Größen gezielt variiert oder zumindest gemessen werden, die später als Rand- bzw. Anfangsbedingungen in die Simulation eingehen oder zur Modellvalidierung benötigt werden.

Insgesamt soll der eingesetzte Versuchsaufbau den folgenden Anforderungen genügen:

- a) Einfache geometrische Form des Rechengebietes.

Eine einfache geometrische Form des Rechengebietes, für das später das PDE-System aus Kapitel 3 zu lösen ist, ermöglicht insbesondere eine qualitativ hochwertige Vernetzung als Grundlage der nachfolgenden CFD-Simulation. Diese ist für eine gute numerische Stabilität und schnelle Konvergenz der Simulationsergebnisse notwendig und begünstigt geringe Rechenzeiten. Besonders geeignet sind Hexaedernetze.

Weiterhin ergeben sich für einfache Geometrien zumeist auch einfache Strömungsfelder, die sich mit höherer Genauigkeit berechnen lassen. Größere Abweichungen zwischen den Strömungsfeldern der Simulation und der Messung erschweren die Modellvalidierung.

b) Messung aller relevanten Größen.

Zur Modellvalidierung werden unterschiedliche Messwerte benötigt, die sich in drei Klassen einteilen lassen. Die erste Klasse beinhaltet diejenigen Messwerte, die bereits für die Durchführung der Simulationen notwendig sind, da sie dort als Rand- oder Anfangsbedingungen benötigt werden. Die zweite Klasse repräsentiert die Zielgrößen der Modellvalidierung. Für alle Größen, die einer quantitativen Überprüfung unterzogen werden sollen, müssen also auch Messwerte verfügbar sein. In dieser Arbeit ist dies insbesondere die mittlere Kondensatstärke (Abschnitte 2.4 und 3.2.3). In der dritten Klasse werden Messgrößen zusammengefasst, die für die Validierung nicht unbedingt erforderlich sind, diese jedoch effizienter machen. Je mehr Messwerte bei bekannten oder abschätzbaren Messfehlern vorhanden sind, desto ausführlicher kann der Vergleich mit Simulationsergebnissen gestaltet werden.

Nach der Art des Messaufbaus richten sich auch die einsetzbaren Messverfahren. Sind letztere sogar vorgegeben, so muss der Versuchsaufbau die zu messende Größe dem Verfahren zugänglich machen.

Der in der Abbildung 4.1 a schematisch dargestellte Strömungskanal genügt diesen Anforderungen. Er besteht aus Rohrleitungselementen mit kreisförmigem Querschnitt und einem Innendurchmesser von 105 mm. Innerhalb dieses Rohrsystems wird durch einen integrierten Axiallüfter eine Durchströmung erzwungen. Der Volumenstrom durch den Lüfter lässt sich durch eine variable Spannungsversorgung in Grenzen variieren. Ein mit Wasser gefülltes Verdunstungsbecken innerhalb des Rohrsystems sorgt für eine hohe Luftfeuchtigkeit. Dieses befindet sich bezüglich der Strömungsrichtung (Pfeilrichtungen in der Abbildung 4.1) vor dem Lüfter, so dass eine inhomogene Feuchtigkeitsverteilung in Beckennähe durch den nachgelagerten Lüfter homogenisiert wird.

Die Be- und Enttaugung soll an einem ebenen, aus Polycarbonat (PC) bestehenden Probekörper stattfinden, der im Spritzgussverfahren hergestellt wird und in seinen Eigenschaften den Abschluss-Scheiben von Scheinwerfern entspricht. Dieser Probekörper – im Folgenden als PC-Scheibe bezeichnet – hat eine Länge von 162 mm, eine Breite von 55 mm und eine Dicke von 3 mm und befindet sich auf der dem Lüfter gegenüberliegenden Seite als Abschluss einer Öffnung in der Rohrwand. Die au-

Benliegende Seite der PC-Scheibe wird mit Hilfe einer zylindrischen Düse gekühlt, die auf die Scheibenmitte gerichtet ist (Abbildung 4.1 b) und durch die Luft mit definierter Geschwindigkeit und Temperatur strömt. Diese Anordnung ermöglicht eine berührungslose Kühlung der Scheibe und gewährleistet, dass die betauten Bereiche der Scheibe sichtbar und damit für die Messung der Kondensatstärken frei zugänglich sind.

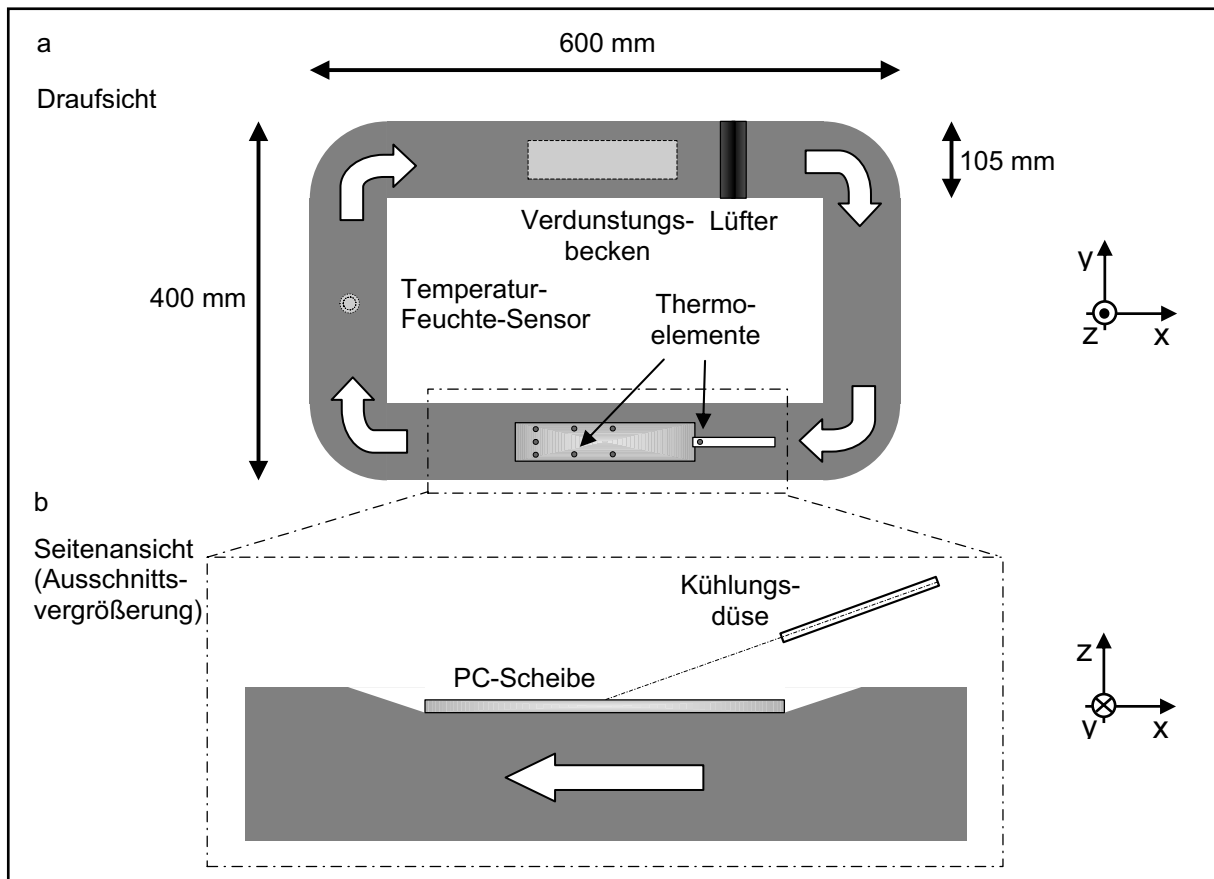


Abbildung 4.1: Versuchsaufbau zur Generierung von Be- und Enttauvorgängen

Die Betauung entsteht auf der Innenseite der Scheibe, was wesentlichen Einfluss auf die Wahl des Mess-Systems zur Kondensatstärkenbestimmung hat. Ein solches sollte weder die Rohr- bzw. Düsenströmung noch die Scheibentemperatur beeinflussen. Gleichzeitig muss es in der Lage sein, von außen durch die 3 mm dicke PC-Scheibe hindurch die Kondensatstärken zu erfassen, wozu vor allem optische Messmethoden geeignet sind. Das in dieser Arbeit verwendete optische Mess-System wird im Abschnitt 4.2.3 beschrieben.

Die Abbildung 4.2 zeigt eine Fotografie des Versuchsaufbaus sowie einige der verwendeten Messgeräte. Letztere werden im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.2 Eingesetzte Messtechniken

Die im Versuchsaufbau (Abbildung 4.2) zu messenden Größen lassen sich in drei Gruppen einteilen:

- a) Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten,
- b) Strömungsgeschwindigkeiten bzw. Volumenströme und
- c) Kondensatstärken.

Im Folgenden wird erläutert, an welchen Orten und mit welchen Verfahren die genannten Größen gemessen werden. Für jedes Verfahren werden zudem die zu erwartenden Messfehler angegeben oder abgeschätzt.

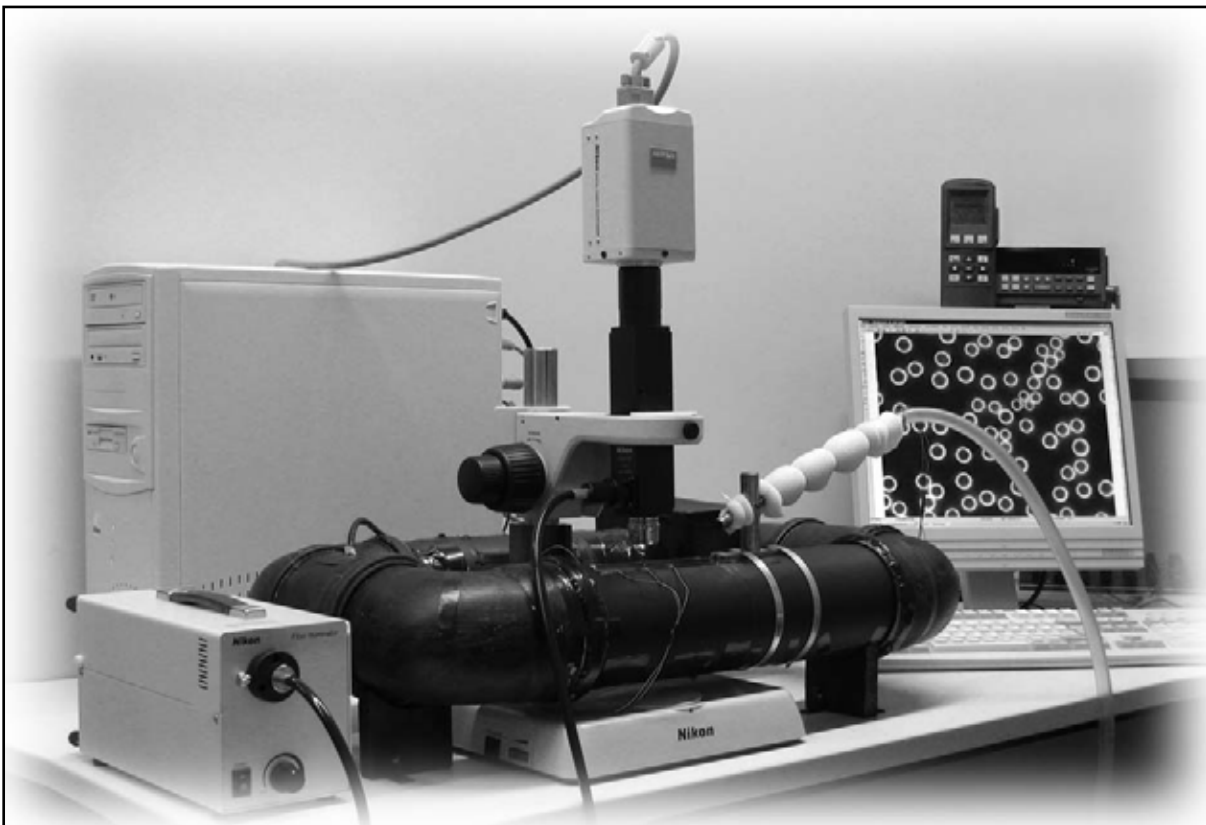


Abbildung 4.2: Versuchsaufbau und verwendete Messtechniken

4.2.1 Messung der Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten

Die erste wichtige Messgröße ist die Temperatur des Gemisches aus Luft und Wasserdampf im Rohrrinneren, die im Folgenden als *Systemtemperatur* bezeichnet wird. Sie wird vor allem als Anfangsbedingung für die Simulation benötigt und mittels des Referenz-Feuchte-Messgerätes *testo 650* gemessen [TES05]. Der eingesetzte Sensor kombiniert ein Thermoelement mit einem kapazitiven Feuchtesensor und liefert als Anzeigewerte die Temperatur sowie die relative Feuchtigkeit des Luft-Wasserdampf-Gemisches im Rohrrinneren. Die Abbildung 4.3 zeigt das Messgerät

sowie den zugehörigen Sensor. Letzter hat eine Länge von 51 mm, eine Breite von 19 mm sowie eine Höhe von 7 mm und befindet sich in der Mitte des Rohrquerschnitts an der in der Abbildung 4.1 a gekennzeichneten Stelle des Versuchsaufbaus.

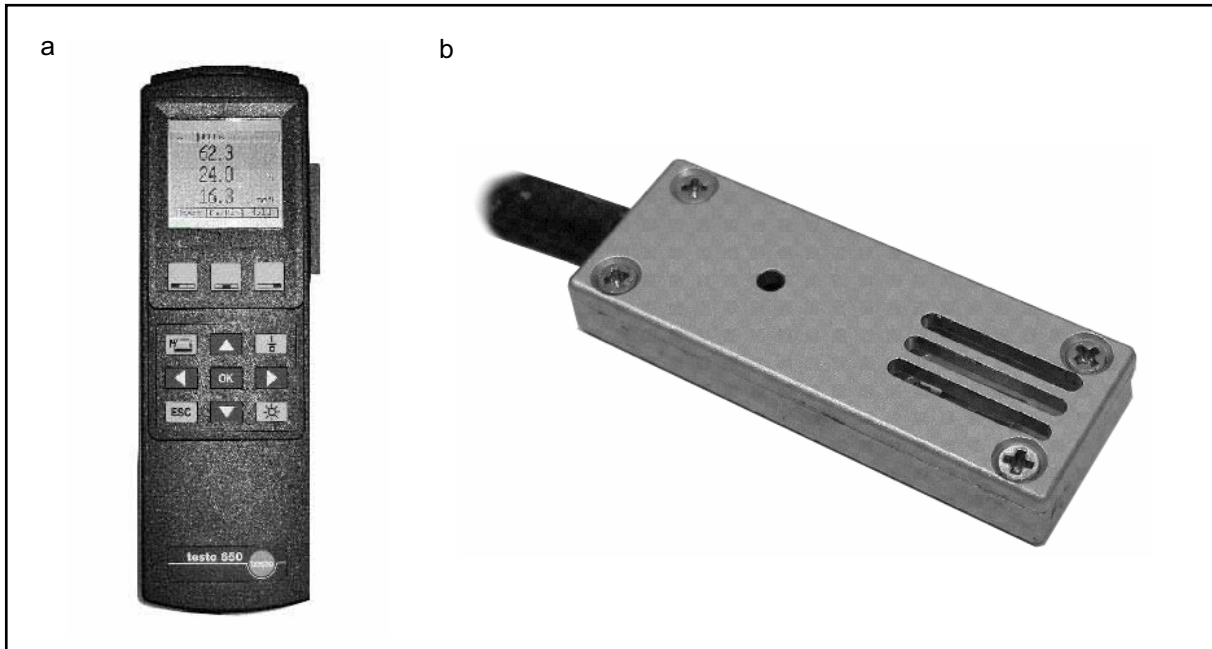


Abbildung 4.3: Messgerät testo 650 (a) mit kombinierten Temperatur-Feuchte-Sensor (b) [TES05]

Neben der Systemtemperatur ist auch die Temperatur der Kühlluft von Bedeutung. Diese wird etwa einen Zentimeter vor dem Düsenaustritt mittels eines Thermoelementes gemessen, welches innerhalb der Düse positioniert ist. Das Thermoelement ist an das Messgerät 2625A *Hydra Series II* angeschlossen [FLU05]. Die erfasste Kühltemperatur wird in der Simulation als Randbedingung benötigt.

Die Temperatur der gekühlten PC-Scheibe bestimmt die Be- und Enttauvorgänge in besonderem Maße. Wenngleich lediglich die initiale Scheibentemperatur als Anfangsbedingung in die Simulation eingeht, so ist dennoch der zeitliche Verlauf der Temperaturmesswerte während der Kondensations- und Verdampfungsvorgänge für die Auswertung der Simulationsergebnisse relevant. Nur wenn die simulierten und gemessenen Scheibentemperaturen eine akzeptable Übereinstimmung aufweisen, ist auch ein Vergleich der simulierten und gemessenen Be- und Enttauvorgänge sinnvoll.

Für die Messung der Temperaturverteilung an der PC-Scheibe bietet sich grundsätzlich der Einsatz eines Thermografie-Systems an, welches die Oberflächentemperatur der Scheibe flächig erfassen kann. Allerdings sollen auch die Kondensatstärken auf der Scheiben-Innenseite mit Hilfe eines optischen Systems ermittelt werden. Um Konflikte zwischen diesen Mess-Systemen zu vermeiden, wird daher die Scheiben-

temperatur ebenfalls mit dem oben genannten Messgerät *2625A Hydra Series II* und angeschlossenen Thermoelementen gemessen. Die Thermoelemente sind dazu laut der Abbildung 4.4 in Bohrungen eingelassen, die sich seitlich in der PC-Scheibe befinden. Dort sind sie mit einem Zwei-Komponenten-Kleber fixiert worden. Die Nummerierung der Thermoelemente (TE) wird im Abschnitt 4.4 wieder aufgegriffen.

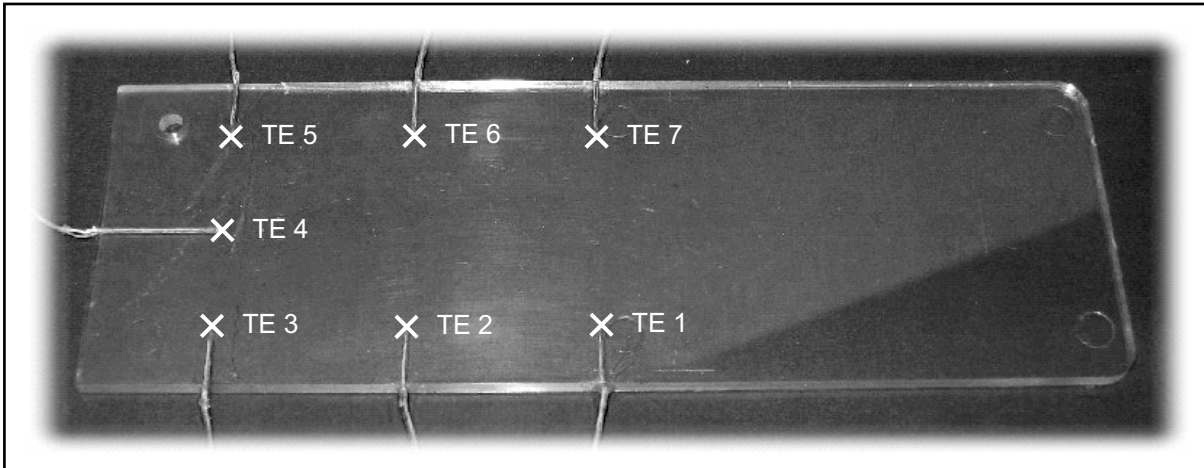


Abbildung 4.4: PC-Probekörper mit Thermoelementen zur Temperaturmessung

Die Anbringung der Thermoelemente vermeidet sowohl eine Beeinflussung der Rohr- als auch der Düsenströmung. Die Wärmeabfuhr über die Anschlussdrähte der Thermoelemente wird als vernachlässigbar eingestuft. Diese Messmethode ermöglicht eine zeitkontinuierliche Temperaturerfassung, allerdings lediglich an ausgewählten diskreten Stellen der Scheibe. Für einen Vergleich der simulierten und gemessenen Temperaturen ist dies jedoch ausreichend.

Messbereich und Genauigkeit

Der kombinierte Temperatur-Feuchte-Sensor verfügt über einen Temperaturmessbereich von -20 °C bis 125 °C . Für Temperaturmesswerte von -10 °C bis 50 °C beträgt die Genauigkeit $\pm 0,38\text{ °C}$. Mit Hilfe des Feuchtesensors lassen sich relative Feuchtigkeiten von 0 \%rF bis 100 \%rF messen. Für einen eingeschränkten Messbereich von 2 \%rF bis 98 \%rF relative Luftfeuchtigkeit beträgt die Genauigkeit laut Hersteller $\pm 2\text{ \%rF}$.

Laut Herstellerangaben liegen Fehler der Temperaturmessung mit dem Messgerät *2625A Hydra Series II* und den verwendeten Thermoelementen bei ebenfalls bis zu $\pm 0,38\text{ °C}$ bei einem Messbereich von -30 °C bis 150 °C und einer Umgebungstemperatur von 18 °C bis 28 °C .

4.2.2 Messung der Strömungsgeschwindigkeiten und der Volumenströme

Der Volumenstrom durch die zur Kühlung eingesetzte Düse wird mit Hilfe des Volumenstromreglers *Q-Flow 140* ermittelt [VOE05]. Dabei handelt es sich um einen Schwebekörperdurchflussmesser mit einem Messbereich von 460 bis 4600 l/h und einem Ventil zur Einstellung des gewünschten Volumenstroms. In den Messungen wurde stets ein konstanter Volumenstrom von ca. 3400 l/h gewählt, was bei einem Durchmesser der Düse von 10 mm einer über den Düsenquerschnitt gemittelten Strömungsgeschwindigkeit von etwa 12 m/s entspricht.

Der Volumenstrom durch den Lüfter soll durch die variable Spannungsversorgung modifiziert werden. Um den Volumenstrom in Abhängigkeit von der Höhe der Versorgungsspannung zu bestimmen, wurde der Lüfter in einem Aufbau betrieben, in dem er Luft durch ein 1,5 m langes Rohr mit einem kreisförmigen Querschnitt und einem Durchmesser von 105 mm treibt. In Abständen von 50 mm, 300 mm, 800 mm, 1050 mm und 1300 mm vom Lüfter wurde die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr an mehreren Stellen mit einem thermischen Anemometer gemessen. Dieser Aufbau wurde als CFD-Modell nachgebildet und unter Verwendung des in [CDA05b] beschriebenen Strömungsmodells für Axiallüfter simuliert. In der Simulation wurde der Volumenstrom des Lüfters derart modifiziert, dass sich eine gute Übereinstimmung zwischen der Messung und der Simulation zeigte. In den Simulationen im Abschnitt 4.4 wird der Lüfter bei drei festen Spannungen betrieben, für die die zugehörigen Volumenströme in der Tabelle 4.1 zusammengefasst sind.

Tabelle 4.1: Spannungsvariabler Volumenstrom des Lüfters

Schalterstellung der Spannungsversorgung	Volumenstrom in m^3/s	Volumenstrom in l/h
1	$1,14 \cdot 10^{-2}$	$4,10 \cdot 10^4$
2	$1,98 \cdot 10^{-2}$	$7,13 \cdot 10^4$
3	$4,43 \cdot 10^{-2}$	$1,59 \cdot 10^5$

Neben den Volumenströmen liefert das obige Vorgehen auch das ausgangsseitige Geschwindigkeitsprofil des Axiallüfters. Dieses wird für die späteren Simulationen benötigt (Abschnitt 4.4.1).

Messfehler

Der Volumenstromregler *Q-Flow 140* wurde für das Messmedium Luft sowie die vorherrschenden Betriebsbedingungen kalibriert. Allerdings können Ablesungenauigkeiten insbesondere bei Schwingungen des Schwebekörpers zu Fehlern führen. Die vorhandene Skala wies Skalenbeschriftungen in äquidistanten Abständen von jeweils 5 mm auf. Ablesefehler von ± 5 mm führen beim eingestellten Volumenstrom zu Abweichungen der mittleren Düsengeschwindigkeit um $\pm 0,6$ m/s vom oben angegebenen Sollwert von 12 m/s.

Die Strömungsgeschwindigkeiten zur Bestimmung des Lüftervolumenstroms wurden mit dem thermischen Anemometer *TA 35* der Fa. *Greisinger electronic* gemessen. Für dieses Messgerät können laut Hersteller Messfehler von bis zu ± 3 % vom Messwert auftreten. Aufgrund des linearen Zusammenhangs zwischen der Strömungsgeschwindigkeit und dem Volumenstrom lässt sich dieser Fehlerbereich direkt auf die in Tabelle 4.1 aufgeführten Volumenströme übertragen.

4.2.3 Messung der Kondensatstärken

Bereits im Abschnitt über die Temperatur- und Feuchtemessung wurden einige Anforderungen an ein Verfahren zur Bestimmung der Kondensatstärken genannt. Dieses sollte vor allem die Rohr- bzw. Düsenströmung sowie die Temperaturen der PC-Scheibe nicht beeinflussen. Dann ist auch in der Simulation bzw. bei der Ergebnisauswertung eine Berücksichtigung von Messeffekten nicht erforderlich. Zudem muss das Messverfahren durch die PC-Scheibe mit einer Dicke von 3 mm die mittlere Kondensatstärke bestimmen können. Schließlich ist es notwendig, Informationen sowohl über die zeitliche als auch die örtliche Verteilung der Kondensatstärken zu bekommen. Nur so lässt sich die im Abschnitt 2.4 geforderte quantitative Überprüfung der Kondensatstärken durchführen.

Es ist bekannt, dass zur Messung von dünnen Schichten *Interferenzmethoden* eingesetzt werden können. Die erhaltenen *Interferenzbilder* beinhalten Informationen über die aktuelle Schichtdicke und entstehen, wenn für bestimmte spektrale Anteile der Lichtquelle die Bedingungen für *destruktive* oder *konstruktive Interferenz* erfüllt sind. Dabei löschen sich die spektralen Anteile entweder gegenseitig aus oder sie verstärken sich. Bei monochromatischer Lichtquelle entstehen dann Bilder mit hellen und dunklen Bereichen. Bei Bestrahlung mit weißem Licht hingegen entstehen Bilder mit ausgeprägten Färbungen. Solche Färbungen lassen sich auch bei der Kondensation von Wasserdampf an PC-Scheiben beobachten (Abbildung 4.5). Diese Beobachtungen legen es nahe, auch die Kondensatstärken in Be- und Enttauvorgängen anhand der Farbinformation zu identifizieren, wenngleich es sich hier nicht um einen geschlossenen Film, sondern laut Abschnitt 3.2.3 um einzelne Tropfen handelt.



Abbildung 4.5: Farberscheinungen an Kondensat im Scheinwerfer

In [KLA05] wurde untersucht, ob sich aus den beobachtbaren Färbungen am Kondensat eindeutig die mittlere Kondensatstärke bestimmen lässt. Dabei wurde festgestellt, dass die erkennbaren Färbungen vor allem durch die Interferenz zwischen Strahlen entstehen, die in den Tropfenrandbereichen mehrfach reflektiert werden, was im folgenden Abschnitt detaillierter betrachtet wird. Allerdings konnte eine Färbung nicht eindeutig einer mittleren Kondensatstärke zugeordnet werden, da unterschiedliche Tropfenverteilungen (Anzahl und Größe der Tropfen) gleiche Färbungen hervorrufen können. Aufgrund der Komplexität des Verfahrens wurde diese Messmethode bislang nicht abschließend analysiert und ist daher nicht einsetzbar. Da andere Messverfahren zur zeit- und ortskontinuierlichen Messung von Kondensatstärken bei Tropfenkondensation nicht bekannt sind, wurde schließlich ein Mikroskopie-System zur Bestimmung der Kondensatstärken verwendet, dessen Aufbau und Funktionsweise im Folgenden beschrieben werden.

Komponenten und Messprinzip des Mikroskopie-Systems

Das Mikroskopie-System (Abbildung 4.6) besteht aus einem Mikroskoptubus, einem Objektiv mit 20facher *Vergrößerung* und einer *numerischen Apertur* $n_A = 0,35$, einer Kaltlichtquelle, einem kombinierten Fein- und Grobtrieb, einer Digitalkamera sowie einem Digitalrechner inklusive einer Bildauswertungssoftware. Die Kaltlichtquelle wird über ein Lichtleiterkabel mit dem Mikroskop verbunden, welches das Licht über einen halbdurchlässigen Spiegels durch das Objektiv auf das zu mikroskopierende Objekt projiziert (*Durchlichtbetrieb*). Dabei weist das Objektiv einen *Arbeitsabstand* (Abstand zwischen Objektiv und Messobjekt) von etwa 20,5 mm auf. Dadurch ist gewährleistet, dass das Mikroskop während der Kühlung der PC-Scheibe die Düsenströmung nicht

beeinflusst. Die am oberen Ende des Mikroskops adaptierte Digitalkamera liefert Bilder an den Digitalrechner, die dort mit Hilfe der Software ausgewertet werden.

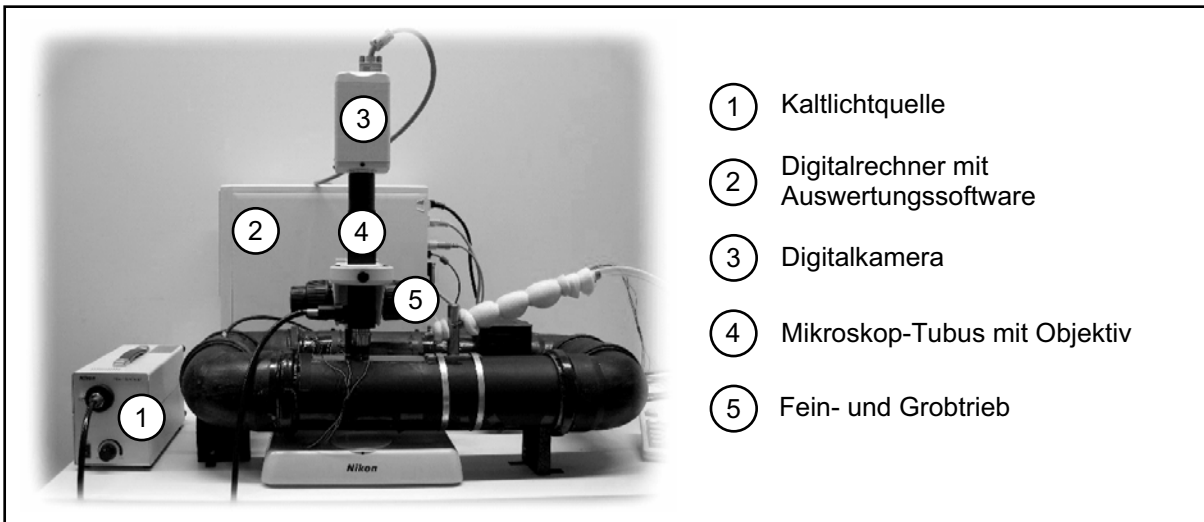


Abbildung 4.6: Komponenten des Mikroskopie-Systems

Die mit dem Mikroskopie-System aufgenommenen Bilder (Abbildung 4.7 a) zeigen helle Kreisringe vor einem dunklen Hintergrund. Die Entstehung dieser Kreisringe ist in der Abbildung 4.7 b schematisch dargestellt.

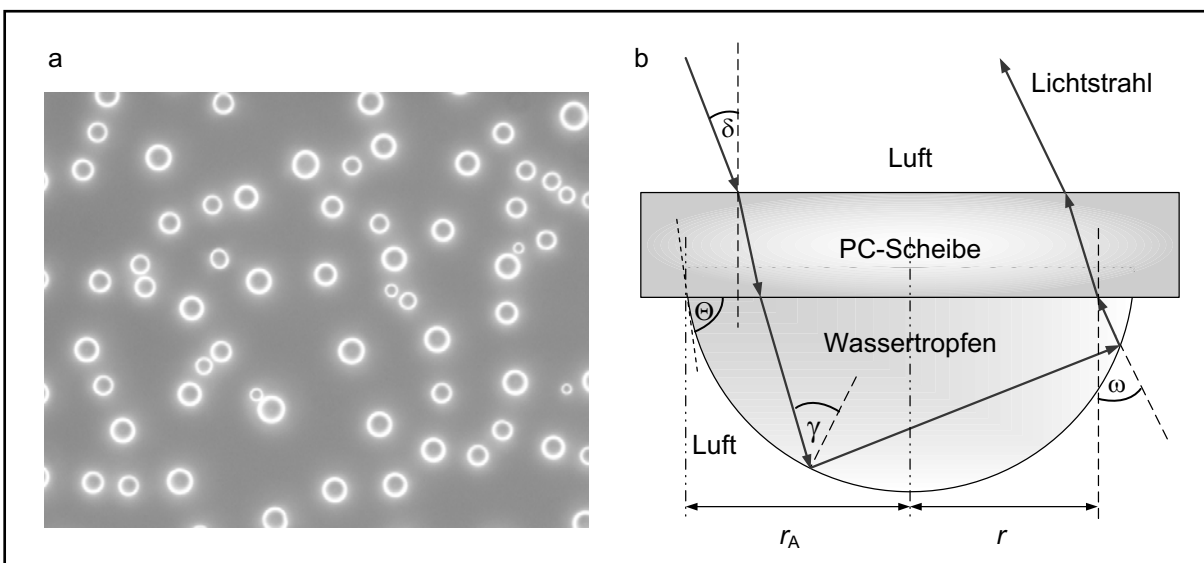


Abbildung 4.7: Mikroskopaufnahme (a) als Folge mehrfacher Totalreflexionen im Tropfen (b)

Zunächst fällt das Licht unter dem Einfallswinkel $\delta \leq \delta_{\max}$ auf die PC-Scheibe. Dabei ist $2\delta_{\max}$ der *Öffnungswinkel*¹ des Objektivs und es gilt $2\delta_{\max} \approx 41^\circ$. Beim Eindringen in die PC-Scheibe wird das Licht aufgrund der höheren optischen Dichte des Polycarbonats in Richtung des Lots gebrochen und dringt anschließend in den Wasser-

¹ Der Öffnungswinkel $2\delta_{\max}$ lässt sich unter der Kenntnis der numerischen Apertur n_A des Objektivs mit Hilfe der Beziehung $\delta_{\max} = \arcsin(n_A)$ ermitteln.

tropfen ein. Beim Auftreffen auf die Grenzfläche zwischen dem Wassertropfen und der Luft ist die Bedingung für eine Totalreflexion des Lichts genau dann erfüllt, wenn der Einfallswinkel γ zur Grenzflächennormalen der Bedingung $\gamma \geq 46,8^\circ$ genügt. In diesem Fall setzt der Lichtstrahl seinen Weg im Wassertropfen fort. Liegt keine Totalreflexion vor, so verlässt der Lichtstrahl den Wassertropfen und kann nicht wieder zurück ins Objektiv fallen. Vollführt ein Lichtstrahl eine Folge von Totalreflexionen im Tropfen derart, dass er unter einem Winkel $\omega \leq \omega_{\max}$ wieder auf die Grenzfläche zwischen dem Polycarbonat und dem Wasser trifft, so wird er nach Durchdringen der PC-Scheibe wieder ins Objektiv zurückfallen. Der Winkel ω_{\max} kann dabei unter der Kenntnis des Öffnungswinkels des Objektivs, des angenommenen Kontaktwinkels Θ zwischen dem Wassertropfen und der PC-Scheibe (hier: $\Theta = 80^\circ$) sowie der *Brechungsindizes* der beteiligten Medien Luft, Wasser und Polycarbonat berechnet werden und ergibt im vorliegenden Fall $\omega_{\max} \approx 15,2^\circ$.

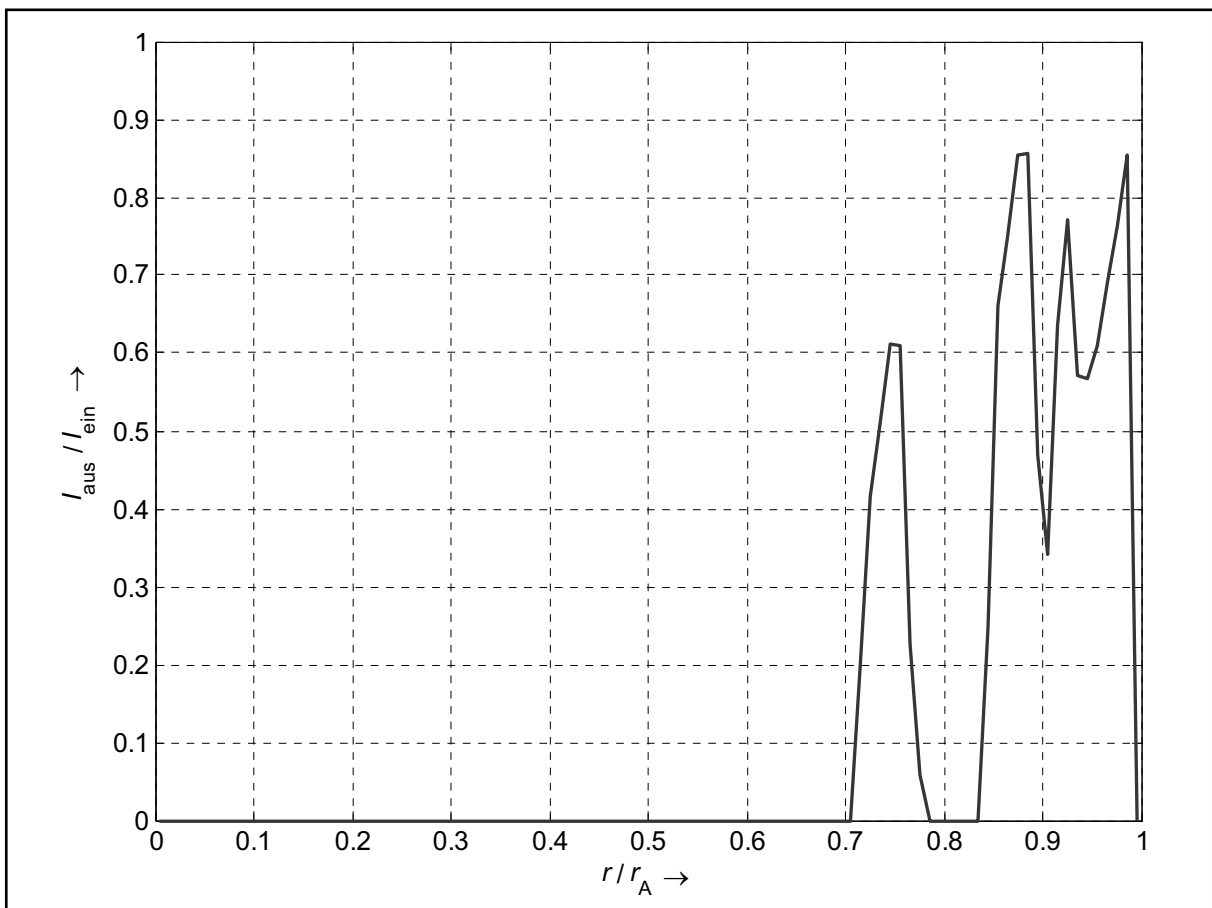


Abbildung 4.8: Intensitätsverteilung des aus dem Tropfen ins Objektiv fallenden Lichts

Mit Hilfe des Programmpakets *matlab* ([BIR97], [MAT06]) wurden die Strahlwege im Tropfen berechnet. Dazu wurde angenommen, dass das Licht derart auf die Oberfläche des Polycarbonats auftrifft, dass die Strahldichte als Anzahl der einfallenden Lichtstrahlen pro Flächeneinheit konstant ist und der einfallenden Strahlungsintensi-

tät I_{ein} entspricht. Dabei ist die Wahrscheinlichkeit einfallender Strahlen für alle Einfallswinkel $\delta \leq \delta_{\text{max}}$ gleich groß. Strahlen, die nach mehrfachen Totalreflexionen unter Winkeln $\omega \leq \omega_{\text{max}}$ auf die Grenzfläche zwischen dem Wasser und dem Polycarbonat auftreffen, ergeben – pro Flächeneinheit – die Intensität I_{aus} des zurück ins Objektiv fallenden Lichts. Die Abbildung 4.8 zeigt das Verhältnis der Intensitäten des auszum einfallenden Licht aufgetragen über dem Verhältnis des Abstands r der austretenden Strahlen vom Mittelpunkt der Tropfengrundfläche zum Radius r_A der Grundfläche (Abbildung 4.7 b) (Berechnung von ca. 300 000 Strahlen). Es ist deutlich zu erkennen, dass nur aus den Tropfenrandbereichen Licht zurück ins Objektiv fällt. Zudem wird die Ausprägung zweier diskreter Kreisringe erwartet, die sich näherungsweise über die Intervalle $[0,71r_A, 0,78r_A]$ und $[0,83r_A, r_A]$ definieren lassen.

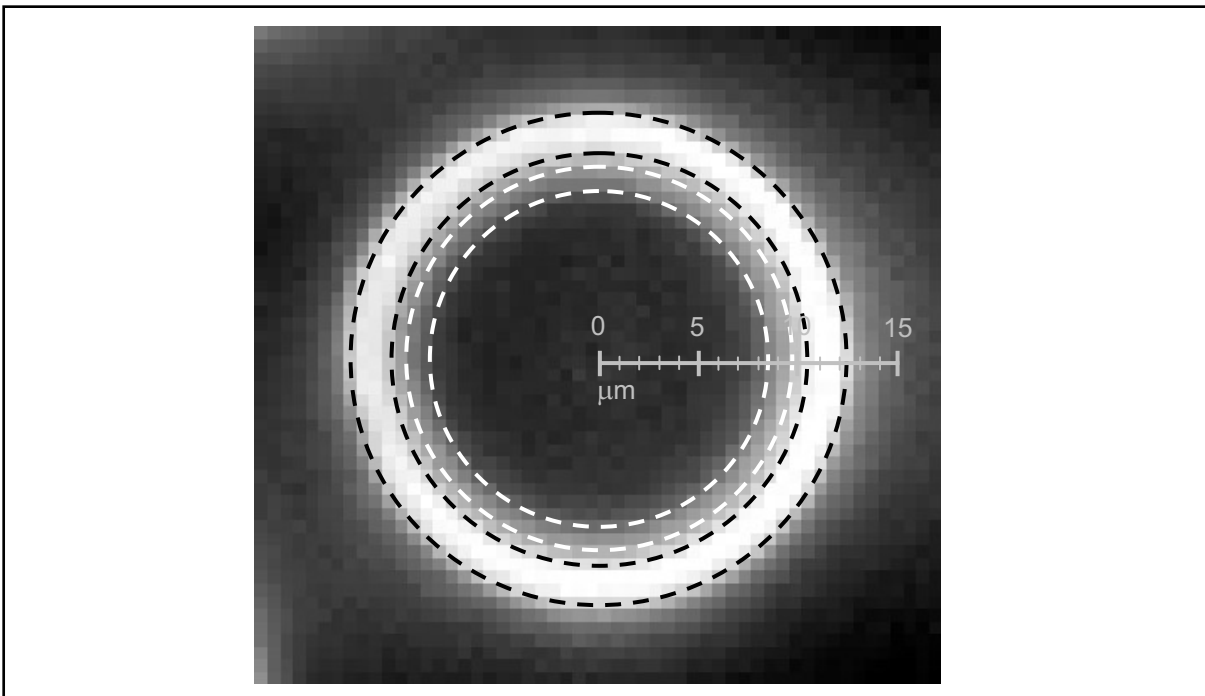


Abbildung 4.9: Vergrößerte Mikroskopaufnahme eines Tropfens

Die Abbildung 4.9 zeigt die vergrößerte Mikroskopaufnahme eines Tropfens. Die oben rechnerisch ermittelten Kreisringe werden durch die gestrichelten Linien dargestellt und sind derart gewählt worden, dass der äußere Ring (schwarze Kontur) möglichst gut mit dem hellen Ring in der Mikroskopaufnahme übereinstimmt. Bei einer Pixelgröße von $0,64 \mu\text{m}$ ergibt sich daraus der Radius der Tropfengrundfläche zu $r_A \approx 12,2 \mu\text{m}$ (19 Pixel). Der innere Kreisring (weiße Kontur) ist kaum als heller Ring zu erkennen, da aus diesem weitaus weniger Licht in das Objektiv zurück fällt als aus dem äußeren Kreisring. Weiterhin ist eine räumliche Trennung der beiden Ringe nicht zu erkennen, weil sich der Abstand der Ringe zu $\Delta r = 0,05 \cdot r_A \approx 0,61 \mu\text{m}$ ergibt und demnach unterhalb einer Pixelgröße liegt, so dass er nicht aufgelöst werden kann. Zudem weisen die Ringe keine scharfen Grenzen, sondern eine stetige Hellig-

keitsabnahme bis zum Erreichen des Helligkeitswertes des Hintergrundes auf. Dieser Effekt resultiert aus Streueffekten, nicht idealen Kugelabschnittsformen der Tropfen sowie der begrenzten Auflösung des Mikroskops. Grundsätzlich weisen die obigen Berechnungsergebnisse zum Intensitätsverlauf jedoch eine akzeptable Übereinstimmung mit der Mikroskopaufnahme auf. Da allerdings scharfe Helligkeitsgrenzen fehlen, ist eine exakte Bestimmung des Radius der Tropfengrundfläche nicht möglich. Zu erwartende Messunsicherheiten werden im Abschnitt über die Messfehler diskutiert.

Auswertung der Mikroskopaufnahmen

Die Auswertung der Mikroskopaufnahmen (Abbildung 4.7 a) erfolgt mit Hilfe der Bildbearbeitungssoftware *Lucia* ([LIM04], [LIM06]). Die Ergebnisse der einzelnen Arbeitsschritte sind als Bildfolge in der Abbildung 4.10 dargestellt.

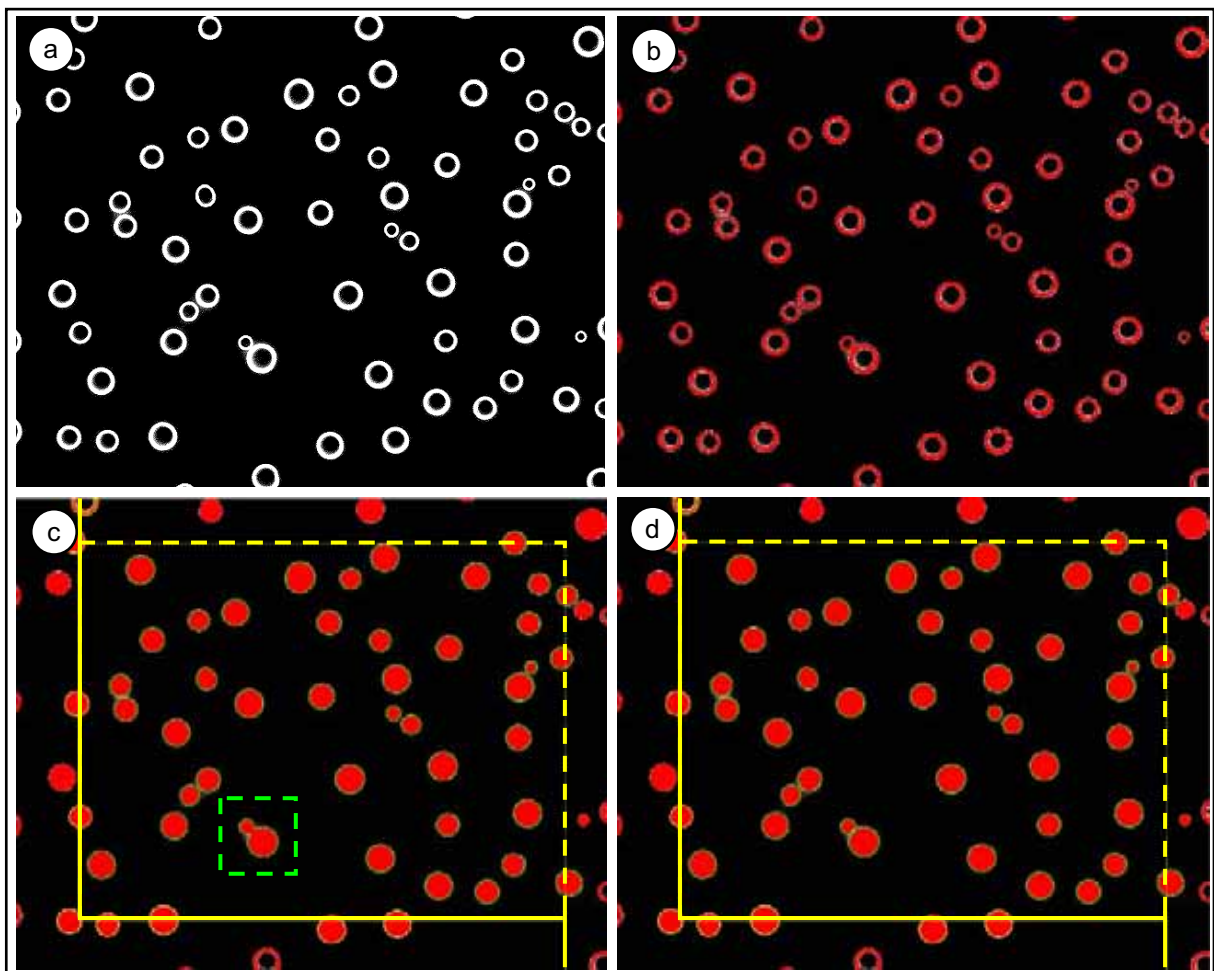


Abbildung 4.10: Bearbeitung und Auswertung der Mikroskopaufnahmen

Zunächst werden die Mikroskopbilder durch die manuelle Wahl des Kontrastes und der Schärfe so modifiziert, dass sie einem reinen Schwarz-Weiß-Bild möglichst nahe kommen (Abbildung 4.10 a). Anschließend lässt sich über die manuelle Festlegung

einer Helligkeitsschwelle ein so genanntes *Binärbild* (Abbildung 4.10 b) generieren. In diesem werden alle Bildbereiche rot eingefärbt, deren Helligkeit oberhalb dieser Schwelle liegt. Im Anschluss können die resultierenden geschlossenen Konturen (rote Kreisringe) gefüllt werden, so dass die in Abbildung 4.10 c dargestellten roten Objekte entstehen, welche die Tropfengrundflächen repräsentieren. Problematisch sind hierbei nicht geschlossene Konturen, die auftreten können, wenn die Tropfen stark von der Kugelabschnittsform abweichen; das ist in der Regel nur für sehr große Tropfen oder kurzzeitig nach der Koagulation von Tropfen der Fall. Weiterhin werden sehr kleine Tropfen bei gleichzeitig vorhandenen großen Tropfen nicht immer korrekt erkannt. Ursache hierfür ist die automatische Helligkeitsadaption der Kamera, die die ohnehin schon geringe Helligkeit der kleinen Tropfen weiter reduziert und ihre automatische Konturerkennung erschwert. Grundsätzlich lassen sich diese Probleme jedoch durch die manuelle Vorgabe der Tropfenkontur lösen, so dass eine Auswertung aller visuell erkennbaren Tropfen im Bild gewährleistet ist.

Die Bearbeitung der Bilder kann dazu führen, dass sich ursprünglich getrennte Objekte zu einem Objekt verbinden. Dies ist innerhalb des grünen gestrichelten Rahmens in der Abbildung 4.10 c zu erkennen. In solchen Fällen muss manuell eine Trennlinie zwischen den verbundenen Objekten gezogen werden.

Sind alle Objekte durch das Binärbild korrekt erfasst, so erfolgt das *Scannen* der Objekte. Dabei wird die Fläche jedes einzelnen Objektes berechnet, welches sich innerhalb eines zuvor definierten Messrahmens befindet (gelber Rahmen in den Abbildungen 4.10 c und 4.10 d). Die gescannten Objekte lassen sich dann in tabellarischer Form als ASCII-Datei exportieren und können anschließend weiterverarbeitet werden. Neben der Fläche lassen sich auch äquivalente Durchmesser (Durchmesser einer angenommenen kreisförmigen Tropfengrundfläche) sowie die Schwerpunktskoordinaten der Objekte im Bild ermitteln und exportieren.

Objekte, die auf den gestrichelten Rändern des Messrahmens liegen, werden so behandelt, als ob sie sich innerhalb des Rahmens befinden. Liegen sie hingegen auf den durchgezogenen Rändern, so werden sie nicht berücksichtigt. Die Größe und Position des Messrahmens war für alle Bildauswertungen identisch.

Mit Hilfe der Tropfengrundfläche A_i bzw. des äquivalenten Radius $r_{A,i}$ der gescannten Objekte lassen sich auf einfache Weise die Mantelfläche M_i sowie das Volumen V_i des Tropfens i durch die Gleichungen

$$A_i = \pi r_{A,i}^2, \quad (4.1)$$

$$M_i = 2\pi r_{A,i}^2 \frac{1 - \cos \Theta}{\sin^2 \Theta} \quad (4.2)$$

und

$$V_i = \frac{\pi}{6} r_{A,i}^3 \frac{1 - \cos \Theta}{\sin \Theta} \left(3 + \frac{1 - \cos \Theta}{\sin \Theta} \right) \quad (4.3)$$

mit dem Kontaktwinkel Θ berechnen [BRO79]. Die mittlere Kondensatstärke d ergibt sich dann nach Division des Tropfenvolumens aller n Tropfen durch die bekannte Fläche A_{MR} des Messrahmens zu

$$d = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{A_{MR}}. \quad (4.4)$$

Messfehler

Im Gegensatz zu den in den Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 genannten Messverfahren ist für die Mikroskopie keine Herstellerangabe zu möglichen Messfehlern verfügbar, da der Messfehler im Wesentlichen durch den Einsatz des Mikroskops und die Auswertung der Bilder bestimmt wird. Daher werden die in dieser Arbeit zu erwartenden Messfehler im Folgenden abgeschätzt.

a) Einfluss der Kaltlichtquelle auf die Temperatur der PC-Scheibe

Als Kaltlichtquellen werden solche Lichtquellen bezeichnet, die keine Spektralanteile im infraroten, sondern lediglich im sichtbaren Wellenlängenbereich aufweisen. Alle enthaltenen Spektralanteile werden beim Durchgang durch transparente Medien entsprechend dem *spektralen Abschwächungskoeffizienten*² teilweise absorbiert und in Wärme umgewandelt. Eine zu hohe Absorption des Lichts führt zu einer Temperaturerhöhung am Messort und zu einer Beeinflussung der hier zu beobachtenden Kondensations- und Verdunstungsvorgänge. Für Wasser und Polycarbonat sowie sichtbares Licht sind die Abschwächungskoeffizienten jedoch klein. Zudem legt das Licht nur kleine Wegstrecken in diesen Medien zurück, so dass keine Temperaturerhöhung durch die Kaltlichtquelle zu erwarten ist. Um dies zu bestätigen, wurde das Lichtbündel der Kaltlichtquelle für einen Zeitraum von 10 Minuten auf ein Thermoelement in der PC-Scheibe (Abbildung 4.4) fokussiert. Dabei war keine Temperaturerhöhung messbar, was die obige Aussage bestätigt.

² Der spektrale Abschwächungskoeffizient beschreibt die prozentuale Abschwächung der spektralen Intensität pro Weglänge durch das Medium.

b) Einfluss nicht sichtbarer kleiner Tropfen

Kleine Tropfen, die mit Hilfe des Mikroskops nicht erfasst werden, können zu Fehlern bei der Bestimmung der mittleren Kondensatstärke führen. Solche Tropfen sind entweder derart klein, dass sie unterhalb der *theoretischen Auflösungsgrenze* (Pixelgröße) des Mikroskops liegen, oder sie heben sich aufgrund der automatischen Helligkeitsanpassung der Kamera bei gleichzeitig vorhandenen großen hellen Tropfen nicht hinreichend vom Hintergrund ab.

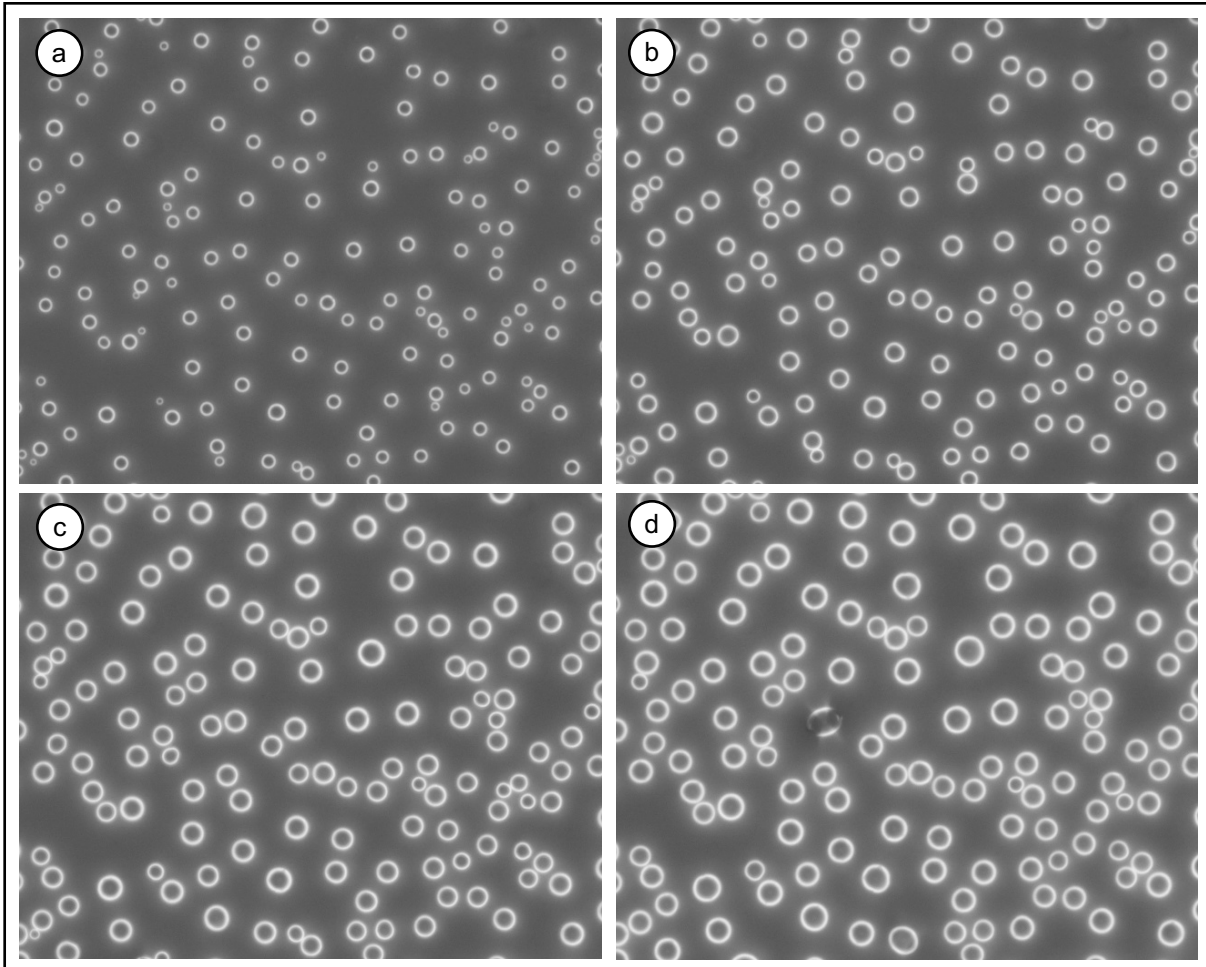


Abbildung 4.11: Bildsequenz zum Tropfenwachstum

Die Abbildung 4.11 zeigt eine Bildsequenz zum Tropfenwachstum; die Bilder wurden in einem zeitlichen Abstand von jeweils 30 Sekunden aufgenommen. Wie zu erkennen ist, steigt die Zahl der erkennbaren Tropfen unter unveränderten Umgebungsbedingungen und bei deutlichem Zuwachs an Kondensat nicht an. Sollten sich zwischen den sichtbaren Tropfen nicht erkennbare kleine Tropfen befinden, so müssen auch diese mit der Zeit wachsen und schließlich sichtbar werden. Da dies nicht zu beobachten ist, kann davon ausgegangen werden, dass – abgesehen vom Zeitpunkt des Kondensationsbeginns – keine nicht sichtbaren Tropfen vorhanden sind.

Sind bereits hinreichend viele große Tropfen vorhanden, so ist die mögliche Existenz weiterer kleiner Tropfen ohnehin nicht relevant, da diese dann zum Gesamtvolumen des Kondensats nicht merklich beitragen.

c) Abhängigkeit der mittleren Kondensatstärke von den Tropfenradien

Das Volumen eines Tropfens lässt sich bei bekanntem Kontaktwinkel Θ zwischen dem Tropfen und der PC-Scheibe mit der Gleichung (4.3) berechnen. Dazu wird der äquivalente Radius aus der mit Hilfe der Mikroskopie ermittelten Tropfengrundfläche bestimmt, die als kreisförmig angenommen wird. Fehler entstehen bei der Berechnung der Tropfenvolumina und damit der mittleren Kondensatstärke dadurch, dass entweder die Tropfen von der Kreisform abweichen und/oder die Auswertung der Mikroskopaufnahmen fehlerhafte Tropfengrundflächen liefert.

Die Mikroskopaufnahmen in der Abbildung 4.11 zeigen, dass die Tropfen – sofern sie nicht zu groß sind – die Voraussetzung kreisförmiger Grundflächen sehr gut erfüllen. Dies lässt sich daran erkennen, dass die Konturen der Tropfen geschlossen sind. Deformierte, z.B. ellipsenförmige Tropfen weisen hingegen unterbrochene Konturen oder zumindest Helligkeitsschwankungen in den Randbereichen auf (Abbildung 4.11 d), da die Bedingungen für die Totalreflexionen der Strahlen in den Tropfenrandbereichen lokal verletzt bzw. unterschiedlich sind. Solche Erscheinungen sind selten und auch erst dann zu erkennen, wenn die mittlere Kondensatstärke groß ist und demnach bereits viele weitere Tropfen mit weiterhin kreisförmiger Grundfläche vorhanden sind. Der durch die Annahme einer kreisförmigen Tropfengrundfläche entstehende Fehler wird sich in diesen Fällen nur unwesentlich auf die Berechnung der mittleren Kondensatstärken auswirken.

Die Abbildung 4.9 zeigt die vergrößerte Mikroskopaufnahme eines Tropfens. Dort ist zu erkennen, dass keine scharfe Helligkeitsgrenze existiert, anhand derer die Tropfengrundfläche bzw. der äquivalente Radius r_A ermittelt werden können. Anhand der Aufnahmen wird geschätzt, dass die Ablesefehler bis zu ± 1 Pixel betragen. Daraus ergibt sich bei einer Auflösung von $0,64 \mu\text{m}$ pro Pixel ein Messfehler von $|\Delta r_{A,i}| \leq 0,64 \mu\text{m}$. Hierbei handelt es sich um einen absoluten Fehler pro Tropfen, der sich bei der Berechnung des Volumens kleiner Tropfen prozentual wesentlich stärker auswirkt als für große Tropfen. Die Angabe eines generellen prozentualen Messfehlers ist daher nicht möglich. Vielmehr muss für jede Mikroskopaufnahme eine eigene Fehlerberechnung durchgeführt werden. Dies wird beim Vergleich der gemessenen und simulierten Kondensatstärken im Abschnitt 4.4.2 demonstriert.

d) Einfluss des Kontaktwinkels auf die mittlere Kondensatstärke

Der Kontaktwinkel Θ zwischen den Wassertropfen und der PC-Scheibe geht über die Gleichung (4.3) in die Berechnung des Tropfenvolumens und damit auch in die Berechnung der mittleren Kondensatstärke ein. Unter der Kenntnis der Oberflächenenergien der beteiligten Medien kann der *statische* Kontaktwinkel mit Hilfe der *Young'schen Gleichung*

$$\cos \Theta = \frac{\sigma_{\text{PC}} - \sigma_{\text{W,PC}}}{\sigma_{\text{W}}} \quad (4.5)$$

berechnet werden. Er kann allerdings variieren, wenn der Tropfen wächst oder schrumpft. In [Wu82] findet sich ein Wertebereich für den *dynamischen* Kontaktwinkel von Wasser auf Polycarbonat von $68^\circ \leq \Theta \leq 84^\circ$ bei einer Temperatur von 20°C . Die Temperaturabhängigkeit des Kontaktwinkels ist gering und beträgt etwa $\pm 0,06^\circ/\text{K}$ für Temperaturen zwischen 0°C und 100°C . Da nur Kondensations- und Verdunstungsvorgänge in der Nähe der Raumtemperatur von etwa 20°C betrachtet werden, ist die Temperaturabhängigkeit zu vernachlässigen.

Laut Hersteller beträgt der statische Kontaktwinkel von Wasser auf dem zur Herstellung der PC-Scheiben verwendeten Polycarbonat $82^\circ \pm 2^\circ$. Es wird jedoch darauf hingewiesen, dass auch die Spritzgussparameter wie die Spritzgeschwindigkeit und die Spritzgusstemperatur den Kontaktwinkel beeinflussen. Messungen des statischen Kontaktwinkels haben einen mittleren Wert $\Theta = 80^\circ$ ergeben.

Um den Wertebereich des dynamischen Kontaktwinkels einzugrenzen, lassen sich Informationen aus farbigen Mikroskopaufnahmen nutzen. Während die in dieser Arbeit zur Mikroskopie verwendete Digitalkamera aufgrund der einfacheren Auswertung der Bilder lediglich im Schwarz-Weiß-Modus betrieben wird, sind in [KLA05] unter Verwendung des gleichen Mikroskopie-Systems und des Versuchsaufbaus aus Abschnitt 4.1 auch farbige Bilder der Tropfen aufgenommen worden. Sie zeigen deutliche Färbungen der Kreisringe in Abhängigkeit von der Tropfengröße, was auf Interferenzen zwischen den mehrfach im Tropfen total reflektierten Strahlen zurückzuführen ist. Diese Färbungen konnten mathematisch vorhergesagt werden, wobei für die Berechnungen ein Kontaktwinkel $\Theta = 78^\circ$ angenommen wurde. Signifikante Änderungen des Kontaktwinkels würden starke Änderungen der Tropfenfärbungen verursachen, was allerdings in [KLA05] weder bei Tropfenwachstum noch bei -schrumpfung festgestellt wurde. Es kann daher angenommen werden, dass die hier anzunehmenden oberen bzw. unteren Grenzen des dynamischen Kontaktwinkels deutlich näher an dem in [KLA05] angenommenen Wert $\Theta = 78^\circ$ liegen als in [Wu82] angegeben.

Im Folgenden wird zur Berechnung der Tropfenvolumina bzw. der mittleren Kondensatstärke der in Messungen ermittelte Wert $\Theta = 80^\circ$ verwendet. Weichen die realen Werte des Kontaktwinkels um $\pm 3,1^\circ$ (*Standardabweichung* der Messungen) von diesem Wert ab, so beträgt die prozentuale Abweichung der mittleren Kondensatstärke bis zu - 6,5 % bzw. + 7,0 %.

e) Repräsentativität des Bildausschnitts

Die Bestimmung der mittleren Kondensatstärke beruht auf der Auswertung der Tropfen innerhalb des Messrahmens (Abbildungen 4.10 c und 4.10 d). Die Größe dieses Messrahmens betrug bei der Auswertung aller Mikroskopaufnahmen konstant $0,1 \text{ mm}^2$. Die Tropfengrößen innerhalb des Messrahmens schwanken nach den Abbildungen 4.10 und 4.11 deutlich. Daher muss der Messrahmen hinreichend groß sein, damit die Auswertung der Tropfen eine repräsentative mittlere Kondensatstärke liefert. Andernfalls kann eine geringfügige Verschiebung des Mikroskopieortes um einige $100 \mu\text{m}$ zu signifikanten Änderungen des Ergebnisses führen.

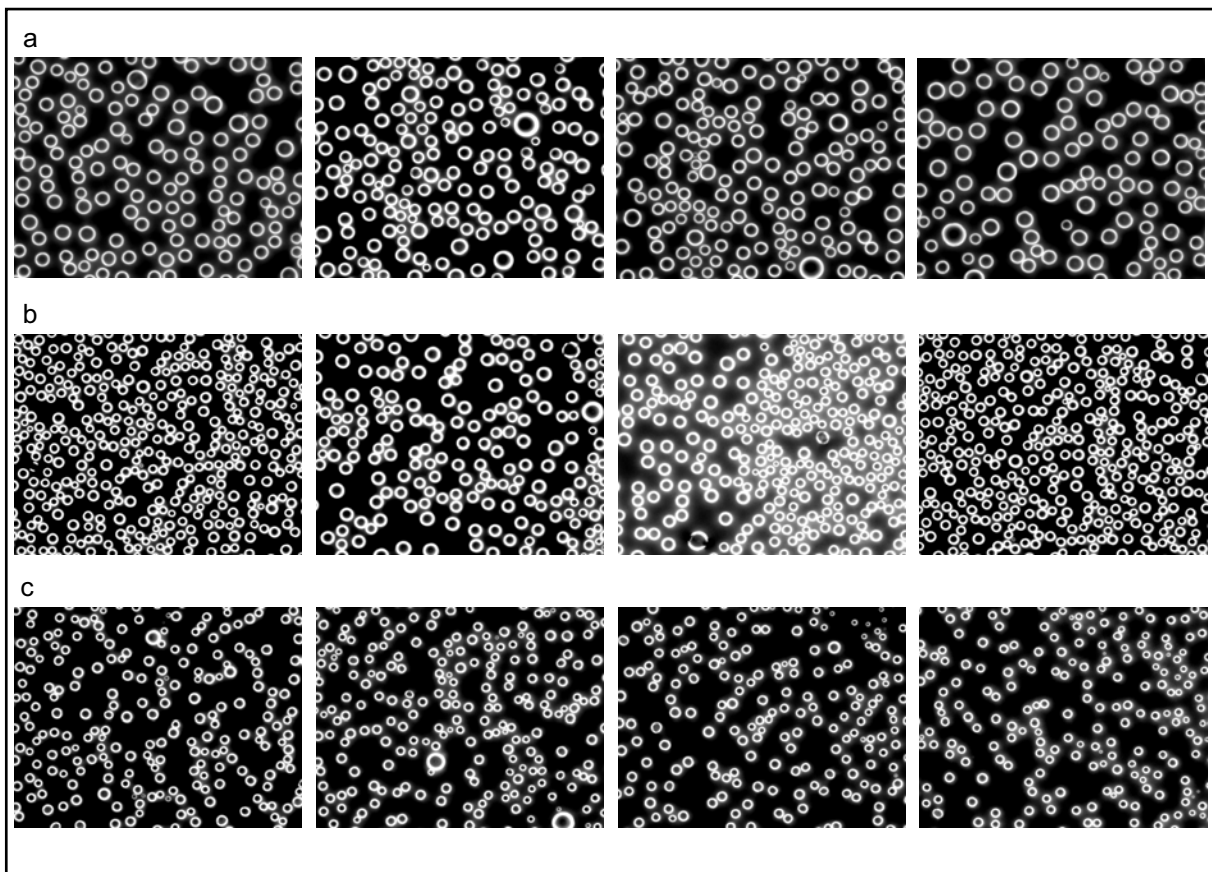


Abbildung 4.12: Mikroskopaufnahmen zur Bestimmung der Repräsentativität der Messergebnisse

Um die Repräsentativität der Messrahmengröße zu untersuchen, wurden für einen langsamen Enttauvorgang in einem Zeitraum von bis zu 30 Sekunden jeweils vier Mikroskopaufnahmen gemacht. Die Messorte lagen dabei innerhalb eines Krei-

ses mit einem Radius von bis zu 1 mm. Dieses Vorgehen wurde an drei unterschiedlichen Stellen der PC-Scheibe durchgeführt und lieferte die in der Abbildung 4.12 dargestellten Ergebnisse. Es ist zu erkennen, dass die Anzahl und die Größe der mikroskopierten Tropfen gerade in den Messreihen a und b der Abbildung 4.12 bei geringer Verschiebung des Messortes deutlich variieren. Die in der Tabelle 4.2 aufgeführten mittleren Kondensatstärken lassen allerdings erkennen, dass dies nicht zu signifikanten Streuungen der mittleren Kondensatstärken um den Messreihenmittelwert führt. Die Zunahme des prozentualen Fehlers mit sinkendem Messreihenmittelwert ist vor allem auf die bei kleinen Tropfen erhöhten Probleme bei der exakten Bestimmung der Tropfengrundfläche zurück zu führen (Punkt d dieses Abschnitts) und weniger das Resultat der Verschiebung des Messortes.

Tabelle 4.2: Mittlere Kondensatstärken d der Mikroskopaufnahmen aus Abbildung 4.12

Messreihe	a		b		c	
Mittelwert d in μm	1,46		1,28		0,56	
$d_{\min} \dots d_{\max}$ in μm	1,42	1,52	1,23	1,35	0,43	0,66
$(\Delta d)_{\min} \dots (\Delta d)_{\max}$ in μm	-0,04	0,05	-0,05	0,07	-0,13	0,10
$(\Delta d)_{\min} \dots (\Delta d)_{\max}$ in %	-3,0	3,6	-4,2	5,7	-23,2	17,5

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die gewählte Größe des Messrahmens repräsentative Ergebnisse für die mittlere Kondensatstärke liefert. Eine Vergrößerung des Messrahmens ist daher nicht erforderlich.

Bewertung der Mikroskopie hinsichtlich der Messaufgabe

Zur Modellvalidierung ist die örtliche und zeitliche Verteilung der Kondensatstärken zu messen. Der Mikroskopaufbau ermöglicht jedoch stets nur die Bestimmung der mittleren Kondensatstärke an einer diskreten Stelle. Informationen über die örtliche Verteilung lassen sich nur durch wiederholte Messungen unter annähernd gleichen Bedingungen gewinnen. Die Mikroskopie liefert demnach in mehreren Messungen unter möglichst gleichen Bedingungen zeit- und ortsdiskrete Messwerte für die mittlere Kondensatstärke.

Weiterhin ist die oben beschriebene Auswertung der Mikroskopaufnahmen nur halbautomatisiert möglich und demnach zeitaufwändig; eine Online-Analyse der Bilder ist nicht möglich. Dies macht es erforderlich, sich auf eine akzeptable Anzahl von Messwerten zu beschränken.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Mikroskopie ein aufwändiges Verfahren darstellt, in geeigneter Zahl Messwerte der Kondensatstärke bereit zu stellen. Da andere Verfahren allerdings nicht einsetzbar sind, muss der notwendige Zeitaufwand in Kauf genommen werden. Der mit der Mikroskopie verbundene Messfehler wird an geeigneter Stelle im Abschnitt 4.4.2 nochmals aufgegriffen.

4.3 Einfluss der Kondensationsfläche auf das Tropfenwachstum

Nach den Ausführungen im Abschnitt 3.2.3 handelt es sich bei den betrachteten Kondensationsvorgängen um Tropfenkondensation, bei der die Kondensation nur an der Oberfläche der bereits gebildeten Tropfen stattfindet und somit die insgesamt vorhandene Tropfenoberfläche $M(t)$ als Summe der Mantelflächen aller Tropfen die effektive zeitabhängige Kondensationsfläche darstellt. Besitzt sie einen relevanten Einfluss auf die Kondensations- bzw. Verdampfungsprozesse, so muss sie in die Berechnung der mittleren Kondensatstärke d einbezogen werden. Dazu lässt sich die Gleichung (3.41) wie folgt modifizieren:

$$\dot{m}_0''(t) = -\frac{1}{M(t)} \frac{\partial(\rho_W A d(t))}{\partial t}. \quad (4.6)$$

Dabei entspricht die Massenstromdichte $\dot{m}_0''(t)$ nun der Kondensatmasse, die sich pro Zeiteinheit auf der momentanen Mantelfläche $M(t)$ niederschlägt. Für die mittlere Kondensatstärke gilt dann

$$d(t) = d(t_0) - \frac{1}{\rho_W A} \int_{t_0}^t M(\tau) \dot{m}_0''(\tau) d\tau = d(t_0) - \frac{1}{\rho_W A} \int_{t_0}^t f(\tau) d\tau \quad (4.7)$$

mit der bislang unbekanntem Mantelfläche und Massenstromdichte, deren Produkt den unbekanntem Integranden $f(\tau)$ bildet. Soll die Beziehung (4.7) in der Simulation zur Berechnung der Kondensatstärken Verwendung finden, so muss der Integrand auf bekannte Größen zurückgeführt werden.

Die Auswertung der Mikroskopaufnahmen hat gezeigt, dass ein Zusammenhang zwischen der Mantelfläche $M(t)$, der mittleren Kondensatstärke $d(t)$ und der Anzahl N der Tropfen existiert. Die Abbildung 4.13 zeigt dazu das Verhältnis der Mantelfläche $M(t)$ zur Wandfläche A (Oberfläche des Polycarbonats) in Abhängigkeit von der mittleren Kondensatstärke d für eine unterschiedliche Anzahl von gebildeten Tropfen. Die Kurven zeigen jeweils sehr ähnliche Verläufe, wobei sich allerdings die Steigungen in Abhängigkeit von der Tropfenanzahl ändern. Um die Kurven miteinander ver-

gleichen zu können, ist die Anzahl der Tropfen stets für eine ähnliche mittlere Kondensatstärke $d \approx 0,5 \mu\text{m}$ angegeben worden.

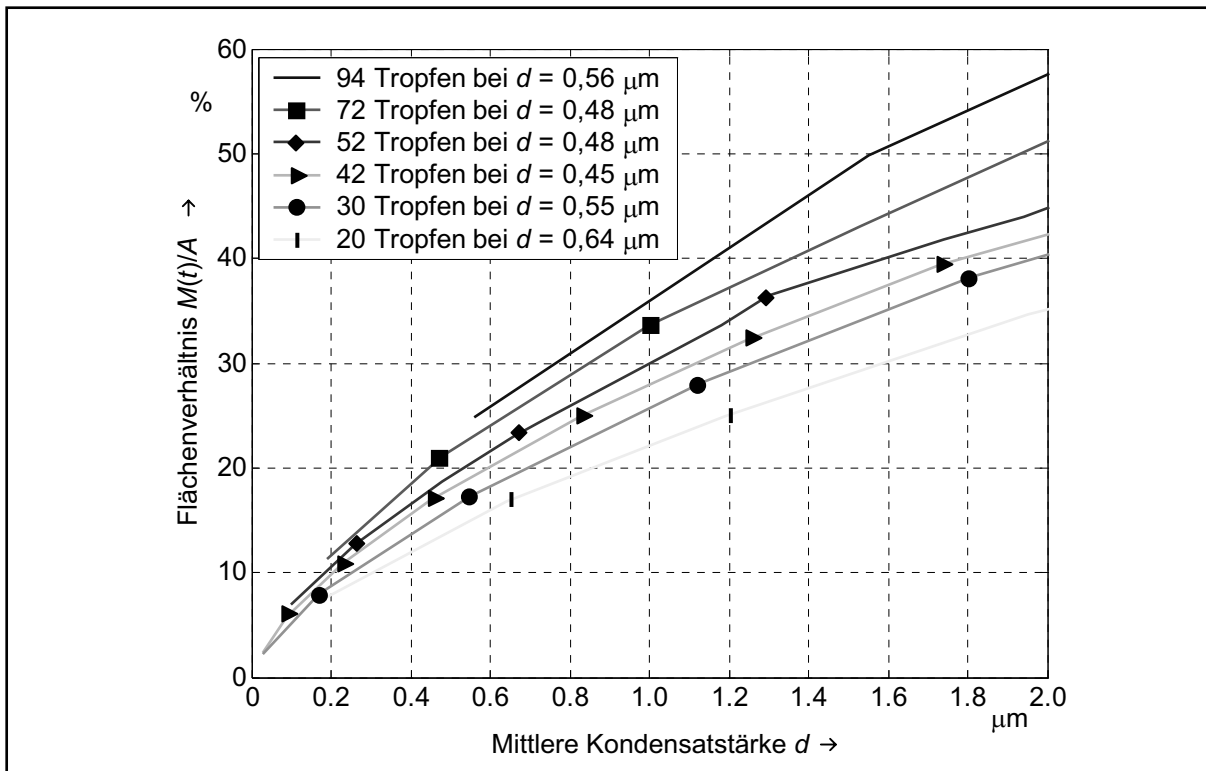


Abbildung 4.13: Prozentuales Verhältnis von Mantel- zu Wandfläche bei Tropfenkondensation

Aus der aktuellen Kondensatstärke als Berechnungsergebnis der Simulation lässt sich die momentane Mantelfläche unter der Kenntnis der Tropfenanzahl abschätzen. Letzte ist aber von vielen Faktoren abhängig wie z.B. dem Verschmutzungsgrad der Oberfläche, dem Spritzgussverfahren und sogar von den Bedingungen, unter denen die Kondensation abläuft, was im Zusammenhang mit der Abbildung 4.14 noch erläutert wird. Die Tropfenanzahl kann demnach nicht allgemeingültig angegeben werden.

Ähnliche Probleme ergeben sich bei der Bestimmung der Massenstromdichte. Während diese bislang über die Gleichung (3.40) berechnet wurde, ist dies nun ohne Weiteres nicht mehr möglich. Dies liegt daran, dass sie mit geringer werdendem Abstand zu der mit Tropfen besetzten Wand starke Inhomogenitäten aufweist. So hat die kondensierende Dampfmasse den Wert null für die tropfenfreien Wandbereiche und steigt auf einen endlichen Wert an der Oberfläche der Tropfen. Weiterhin treten Stoffstromkomponenten parallel zur Oberfläche auf. Diese Inhomogenitäten können wegen des beschränkten Auflösungsvermögens des Rechengitters (Abschnitt 3.2.3) nicht berechnet werden und sind somit ebenfalls unbekannt.

Die Berechnung des möglichen Einflusses der aktuellen Kondensationsfläche $M(t)$ auf die Dynamik der Be- und Enttaugung ist nach den obigen Ausführungen selbst unter Zuhilfenahme der Mikroskopaufnahmen nur schwer möglich. Allerdings existie-

ren Hinweise darauf, dass ein solcher Einfluss kaum vorhanden ist, was im Folgenden näher erläutert wird.

Zunächst ist festzuhalten, dass die Dampfkonzentration an den Tropfenoberflächen dem Wert der Sättigungskonzentration $c_{\text{WD,S}}(T_0)$ bei der Tropfentemperatur T_0 entspricht (Abschnitt 3.2.3). Dann muss auch die Konzentration zwischen den Tropfen in der Nähe der Sättigungskonzentration liegen, da die stochastischen mikroskopischen Bewegungen der Dampfmoleküle für die geringen Entfernungen zwischen den Tropfen (Größenordnung $\ll 100 \mu\text{m}$) sehr schnell zu einem Konzentrationsausgleich führen. Die Folge ist, dass die Dampfkonzentration an der Wand aus Sicht des makroskopischen diffusiven Massentransports in Richtung der Wandnormalen stets den Sättigungswert aufweist und eine Unterscheidung in tropfenfreie und tropfenbeladene Bereiche unnötig ist.

Weiterhin ist bei der Bewertung der Repräsentativität des Bildausschnitts im Abschnitt 4.2.3 festgestellt worden, dass die mit Hilfe der Mikroskopie bestimmten mittleren Kondensatstärken der Messreihen a bis c (Abbildung 4.12) trotz deutlicher Schwankungen der Tropfenanzahl und -größe und damit der Mantelfläche $M(t)$ nahezu identische Ergebnisse liefern. Ein relevanter Einfluss der aktuellen Mantelfläche auf die Dynamik der Be- und Enttaugung würde aber deutliche Unterschiede zwischen den Kondensatstärken erwarten lassen.

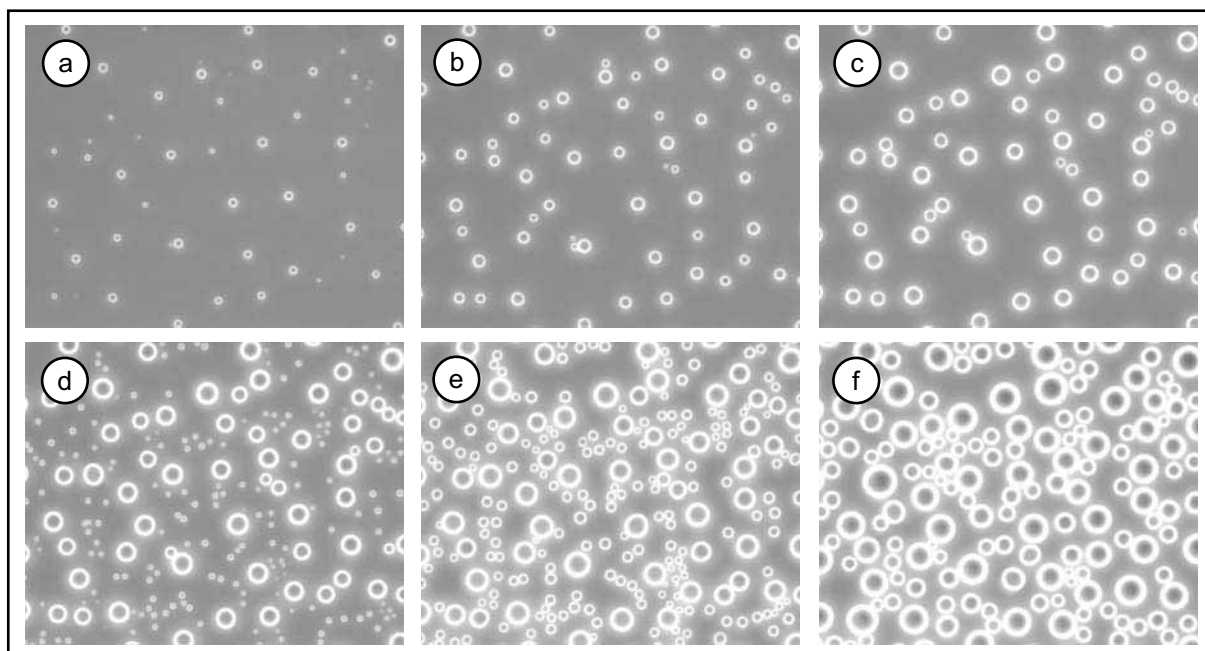


Abbildung 4.14: Spontane Tropfenneubildung bei Änderung der Kondensationsbedingungen

Zuletzt soll auf Beobachtungen hingewiesen werden, die mit Hilfe des Mikroskopie-Systems möglich wurden. Die Abbildung 4.14 zeigt dazu eine Folge von Mikroskopaufnahmen, die einen Kondensationsprozess an der PC-Scheibe des im Ab-

schnitt 4.1 beschriebenen Versuchsaufbaus dokumentiert. Die oberen drei Bilder zeigen das typische Tropfenwachstum, wobei die Anzahl der sichtbaren Tropfen bis auf Koagulationseffekte konstant ist. Nach der Aufnahme des Bildes 4.14 c wurde der Volumenstrom des Lüfters stark erhöht, was zu einem starken Anstieg des konvektiven Dampftransports führte. Resultat ist eine spontane Neubildung von Tropfen in den tropfenfreien Bereichen der PC-Oberfläche, was in den unteren drei Bildern zu erkennen ist. Diese Tropfenneubildung ist kurz nach der Erhöhung des Volumenstroms bereits abgeschlossen, so dass die Tropfenanzahl im Weiteren bis auf die Folge von Koagulationen wieder unveränderlich ist. Die Ursache für die spontane Erhöhung der Tropfenanzahl liegt darin, dass infolge des erhöhten Stoffstroms eine merkliche Übersättigung an der Oberfläche auftritt, die von den momentan vorhandenen Tropfen nicht schnell genug abgebaut werden kann. Das führt dazu, dass die Übersättigung in der Nähe bislang nicht wachstumsfähiger Keime die für Wachstum kritische Größe erreicht, was zu einer Neubildung von Tropfen und einem schnellen Abbau der Übersättigung führt.

Der Effekt der spontanen Tropfenneubildung hat sich in verschiedenen Messungen reproduzieren lassen und scheint ein Indiz dafür zu sein, dass sich die aktuelle Kondensationsfläche der zu kondensierenden Dampfmasse anpasst. Merkliche Übersättigungen an Oberflächen treten nur kurzzeitig auf und werden durch neu gebildete Tropfen schnell abgebaut. Die Dynamik der Be- und Enttauung scheint daher fast ausschließlich durch die Dynamik des Stoff- und Wärmetransports und weniger durch die aktuelle Mantelfläche der Tropfen bestimmt zu sein. Bei dieser Aussage handelt es sich jedoch um eine Vermutung, die sich beim Vergleich der Simulations- mit den Messergebnissen bewahrheiten muss. Dazu werden in den folgenden Abschnitten zur Berechnung der mittleren Kondensatstärken anstelle der Gleichung (4.7) weiterhin die Gleichungen (3.42) bzw. (3.43) verwendet. Sollte sich eine hinreichende Übereinstimmung zwischen den Simulations- und den Messergebnissen zeigen, so kann die Vermutung als bestätigt betrachtet werden, und eine Modifikation des Gesetzes zum Kondensatstärkenwachstum ist nicht erforderlich.

4.4 Vergleich der Simulations- und Messergebnisse

Die mit Hilfe des oben genannten Aufbaus durchgeführten Versuche wurden in Simulationen nachgebildet. Die erzielten Ergebnisse werden in diesem Abschnitt den Messergebnissen gegenübergestellt. Dazu erfolgt im Abschnitt 4.4.1 zunächst die Beschreibung des verwendeten *Simulationsmodells*. Im Anschluss werden die Simulationsergebnisse einiger ausgewählter Versuchsszenarien vorgestellt und mit den zugehörigen Messergebnissen verglichen (Abschnitt 4.4.2). Im Abschnitt 4.4.3 erfolgt dann eine abschließende Bewertung der Berechnungsmethodik.

4.4.1 Beschreibung des Simulationsmodells

Unter einem *Simulationsmodell* wird allgemein ein mathematisches Modell verstanden, welches zum Zweck der Simulation erstellt wird [Wik05b]; hier erfolgt die Simulation mit Hilfe der CFD-Methode. Zur Beschreibung des hier vorliegenden CFD-Simulationsmodells sind folgende Aspekte von Bedeutung:

- Welche mathematischen Gleichungen beschreiben die zu analysierenden Eigenschaften des Systems?
- Welcher Bereich des Systems wird geometrisch abgebildet?
- Welche Randbedingungen beschreiben die Wechselwirkungen zwischen dem Modell und seiner Umgebung an den Modellgrenzen?
- Welche Materialeigenschaften werden zu Grunde gelegt?

Während die mathematischen Gleichungen bereits ausführlich im Kapitel 3 behandelt wurden, sollen die anderen Aspekte im Folgenden näher betrachtet werden.

Geometrie

Das Simulationsmodell bildet nur die für die Berechnungen relevanten Teile des Versuchsaufbaus geometrisch ab. Im Einzelnen sind dies

- ein Teil des Strömungskanals zur Berechnung der Rohrströmung,
- ein begrenzter Bereich der Rohrumgebung zur Nachbildung der kühlenden Düsenströmung sowie
- die PC-Scheibe als Grenze zwischen der Rohr- und der Düsenströmung.

Die Abbildung 4.15 zeigt die Geometrie des Strömungskanals und der PC-Scheibe im Simulationsmodell. Ein Vergleich mit der Abbildung 4.1 lässt erkennen, dass der Kanal nur teilweise nachgebildet wird. Dies ermöglicht die Einsparung von Zellen und dadurch die Reduzierung von Rechenzeiten. Zulässig ist dies, wenn sich die ausgangsseitigen Temperatur- und Feuchtigkeitswerte des Lüfters während der Be- und Enttauvorgänge nur unwesentlich ändern, was anhand der Messergebnisse bestätigt werden konnte. Dann kann auf die Berechnung der Strömung in Rohrbereichen, die sich weit hinter der PC-Scheibe befinden, verzichtet werden; sie haben in diesem Fall keinen Einfluss auf die Be- und Enttauvorgänge. Weiterhin ist nur das strömende Fluid innerhalb des Kanals, nicht aber die Rohrwand selbst geometrisch vorhanden. Durch die geeignete Wahl der Randbedingungen lässt sich deren Einfluss allerdings berücksichtigen, was im Abschnitt über die Randbedingungen erläutert wird. Der geometrisch nachgebildete Bereich der Rohrumgebung zur Berech-

nung der Düsenströmung ist in der Abbildung 4.18 abgebildet. Er wird im Folgenden als *Außenraum* bezeichnet.

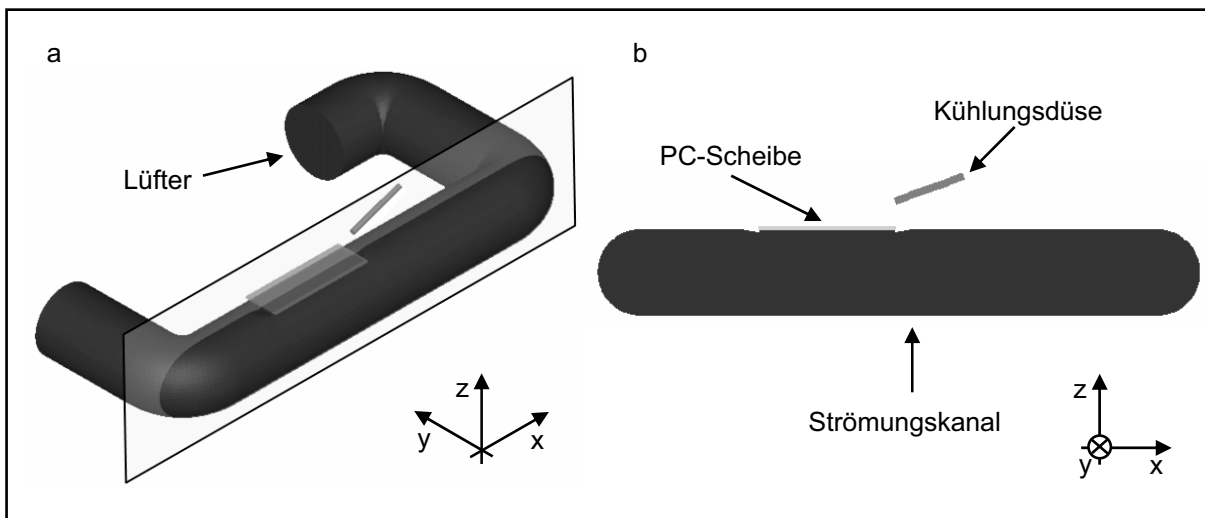


Abbildung 4.15: Geometrie des Strömungskanals und der PC-Scheibe: (a) Perspektivische Ansicht, (b) Schnittansicht

Das CFD-Modell weist insgesamt etwa 350 000 hexaederförmige Zellen auf. Diese Zellform zeichnet sich im Vergleich zu Tetraedernetzen im Allgemeinen durch eine bessere Konvergenz und eine höhere Genauigkeit der Simulationsergebnisse aus.

Randbedingungen

Randbedingungen werden vor allem an den Außengrenzen des Simulationsmodells benötigt, um dort die Wechselwirkung zwischen dem Modell und seiner Umgebung zu beschreiben. Weiterhin sind auch an den Grenzen zwischen Festkörpern und Fluiden Randbedingungen zu definieren. Die wichtigsten Randbedingungen des obigen CFD-Modells werden im Folgenden beschrieben. Dabei wird auch erläutert, wie einige der im Abschnitt 4.2 genannten Messwerte durch solche Randbedingungen in die Simulation eingehen.

Randbedingungen am Strömungskanal

Die Randbedingungen des Strömungskanals sind in der Abbildung 4.16 dargestellt. Der Lüfter wird dabei durch die kreisringförmige Einlass-Randbedingung repräsentiert. Sie ermöglicht die Vorgabe des Geschwindigkeitsprofils der einströmenden Luft, deren Bestimmung Gegenstand des Abschnitts 4.2.2 war. Für die Temperatur und die Luftfeuchtigkeit des Einströmmediums werden die Messwerte des kombinierten Temperatur-Feuchte-Sensors aus Abschnitt 4.2.1 verwendet.

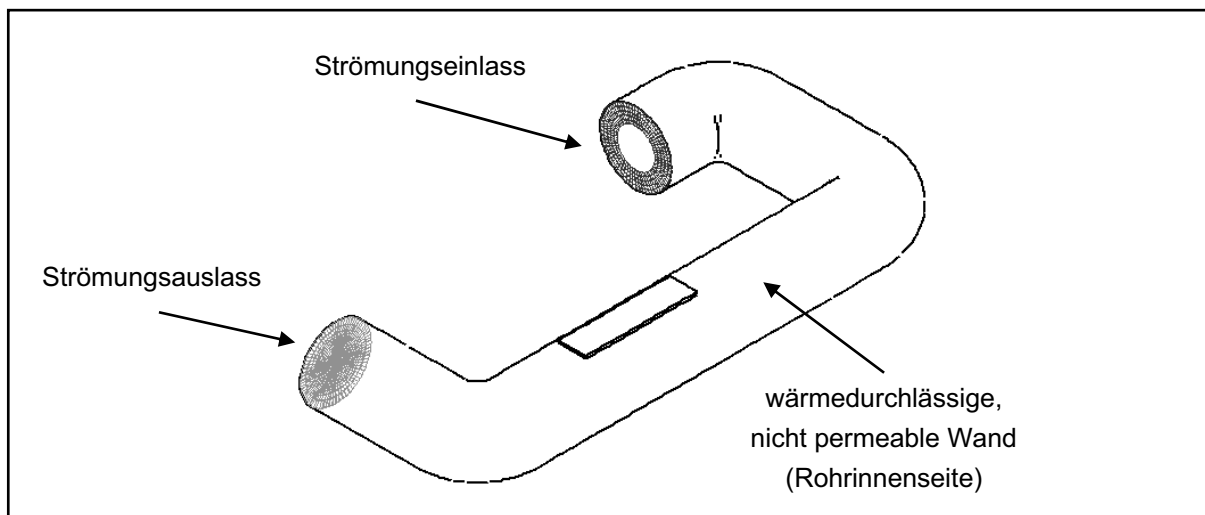


Abbildung 4.16: Randbedingungen des Strömungskanals

An der Innenseite der Rohrwand wird als Randbedingung eine wärmedurchlässige, aber hinsichtlich Feuchtigkeit nicht permeable Wand gewählt. Sie soll den Wärmeaustausch zwischen dem Rohrinneren und der Umgebung durch die Rohrwand hindurch beschreiben, die geometrisch nicht nachgebildet wird. Dies geschieht durch die Vorgabe der Umgebungstemperatur und des thermischen Widerstands

$$R_{\text{th}} = R_{\text{th,Rohr}} + \frac{1}{\alpha_{\text{außen}}} = \frac{d_{\text{Rohr}}}{\lambda_{\text{Rohr}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{außen}}} . \quad (4.8)$$

Er setzt sich additiv aus dem thermischen Durchgangswiderstand der Rohrwand $R_{\text{th,Rohr}}$ und dem Kehrwert des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{außen}}$ an der Außenseite der Rohrwand zusammen. Die Umgebungstemperatur entspricht der Temperatur der den Versuchsaufbau umgebenden Luft. Für sie wird die Systemtemperatur zu Versuchsbeginn gewählt; sie ist während der Simulationen konstant. Der Wärmeaustausch durch die Rohrwand wird dann während der Simulation anhand der Gleichung (3.18) berechnet, wenn für den dortigen Wärmeübergangskoeffizienten der Kehrwert des oben genannten thermischen Widerstands eingesetzt wird. Als Temperaturdifferenz wird die Differenz zwischen der Fluidtemperatur an der Innenseite der Rohrwand und der Umgebungstemperatur gewählt. Durch den Verzicht auf die geometrische Nachbildung der Rohrwand sowie der umgebenden Luft lässt sich die Zellenanzahl und damit die Rechenzeit reduzieren.

Am Ende des geometrisch nachgebildeten Strömungskanals befindet sich schließlich eine Auslass-Randbedingung. Diese erfordert keine nähere Spezifizierung.

Randbedingungen an der PC-Scheibe

Für die PC-Scheibe sind vor allem zwei Randbedingungen relevant. Zunächst ist dies die Beschreibung der Kontaktfläche zwischen der PC-Scheibe und der Rohrströmung durch eine wärmedurchlässige, nicht permeable Wand (Abbildung 4.17 a). Für sie ist weder die Definition einer Temperatur noch eines thermischen Widerstands erforderlich, da die PC-Scheibe selbst durch Zellen nachgebildet wird. Der Wärmeaustausch zwischen der Luft im Strömungskanal und der PC-Scheibe wird während der Simulation anhand der Temperaturen der Luft und der PC-Scheibe numerisch bestimmt. An der Kontaktfläche zwischen der Rohrluft und der PC-Scheibe, die sich nur über einen Teil der Scheibeninnenseite erstreckt, treten später die Be- und Enttaugungsvorgänge auf.

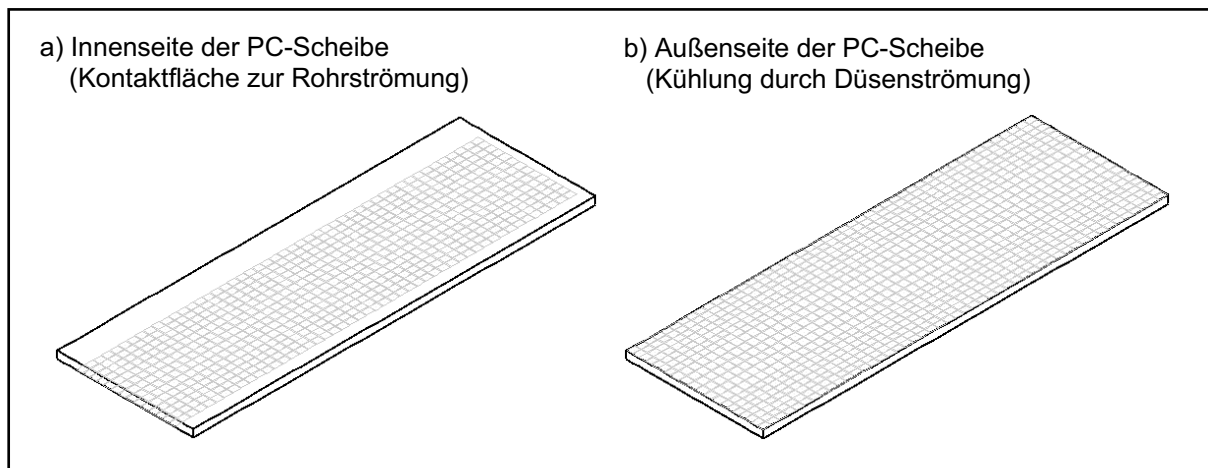


Abbildung 4.17: Randbedingungen an der PC-Scheibe

An der mit Kühlluft angeströmten Außenseite der PC-Scheibe befindet sich ebenfalls eine Randbedingung mit wärmedurchlässigen, nicht permeablen Eigenschaften (Abbildung 4.17 b). Auch hier ist weder die Vorgabe einer Temperatur noch die eines thermischen Widerstands notwendig, da sich hier der Außenraum anschließt, für welchen die Kühlströmung durch die Düse berechnet wird. Der Wärmeaustausch kann somit wieder numerisch bestimmt werden.

Randbedingungen am Außenraum

Zur Berechnung der Düsenströmung zur Kühlung der PC-Scheibe werden die unmittelbare Umgebung der Außenseite der PC-Scheibe (Außenraum) sowie der Innenraum der Düse durch Zellen nachgebildet (Abbildung 4.18). Am Anfang der Düse wird eine Einlass-Randbedingung definiert. Laut Abschnitt 4.2.2 beträgt die Geschwindigkeit des einströmenden Mediums 12 m/s. Dieser Wert dient als Einlassgeschwindigkeit des einströmenden Fluids, für dessen Temperatur derjenige Wert gewählt wird, der am Ende der Düse mit Hilfe eines Thermoelementes gemessenen

wurde (Abbildung 4.1 und Abschnitt 4.2.1). An dem der Düse gegenüberliegenden Ende der PC-Scheibe wird wiederum eine Auslass-Randbedingung definiert.

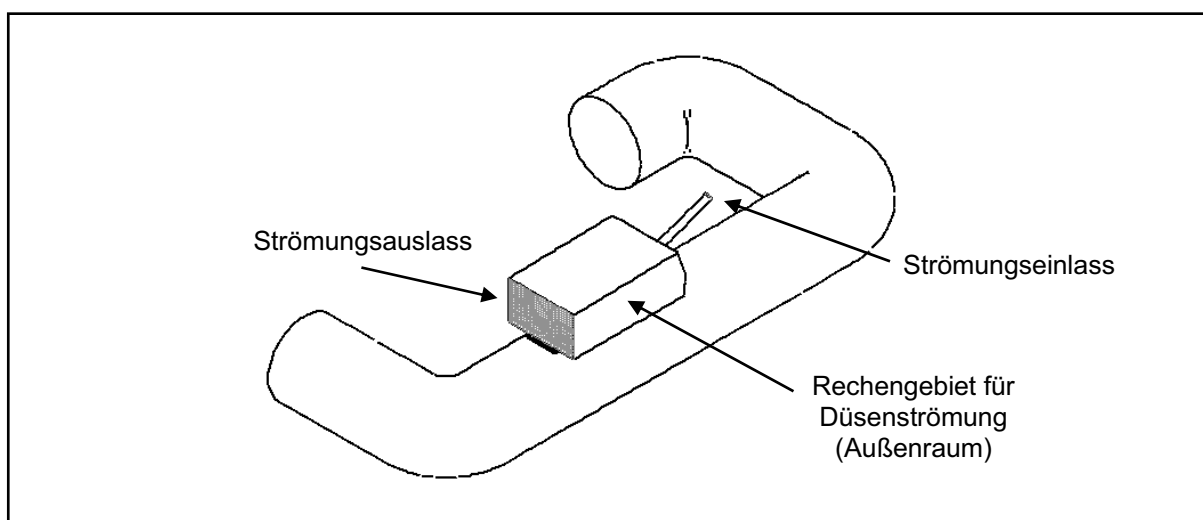


Abbildung 4.18: Randbedingungen am Außenraum

Materialeigenschaften

Zur Berechnung von Wärme- und Stofftransportvorgängen ist die Definition der Stoffwerte der beteiligten Materialien erforderlich. Hier sind dies die Eigenschaften von Luft und Wasserdampf als strömende Medien sowie von Polycarbonat. Diese Eigenschaften sind in der Tabelle 4.3 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Stoffwerte von Luft, (gesättigtem) Wasserdampf (bei 20°C) und Polycarbonat

Eigenschaft	Luft [KRA97]	Wasserdampf [STR97a]	Polycarbonat
Dichte	28,96 kg/kmol	18,04 kg/kmol	1200 kg/m ³ [BMS05]
Spez. Wärmekapazität	1007 J/(kgK)	1874 J/(kgK)	1170 J/(kgK) [KER05]
Wärmeleitfähigkeit	0,02569 W/(mK)	0,018 W/(mK)	0,2 W/(mK) [BMS05]
Dynamische Viskosität	1,824·10 ⁻⁷ Pa·s	9,73·10 ⁻⁶ Pa·s	–

Charakterisierung der Strömungen

Im Vorfeld der Simulation ist es notwendig, die Strömungen gebietsweise als laminar oder turbulent zu charakterisieren, um – falls erforderlich – ein Turbulenzmodell zu verwenden. Die Berechnung der Reynoldszahlen sowohl der Rohr- als auch der Düsenströmung nach [KAS97] liefert jeweils Werte deutlich oberhalb der kritischen Reynoldszahl, so dass es sich um turbulente Strömungen handelt. Aus diesem Grund kommt in den Simulationen ein k - ε -Modell für die Strömungsberechnung zum Einsatz

(Abschnitt 3.1.4). An der Innen- und Außenseite der PC-Scheibe wird die viskose Unterschicht durch hinreichend viele Zellen fein aufgelöst (Zwei-Schichten-Modell). Dadurch wird eine explizite Berechnung des Wärme- und Stofftransports in dieser Unterschicht möglich, was in der Regel zu genaueren Ergebnissen führt als die Verwendung von Wandfunktionen. Letztere finden bei den anderen Randbedingungen Verwendung.

4.4.2 Analyse der Simulationsergebnisse

Mit dem im Abschnitt 4.1 beschriebenen Versuchsaufbau werden unterschiedliche Messreihen durchgeführt. Sie liefern u.a. die erforderlichen Start- und Randwerte (z.B. Systemtemperatur und Feuchtigkeit) für die Simulation des oben beschriebenen CFD-Modells. Die Simulationsergebnisse werden mit den Ergebnissen der Messreihen verglichen. Dabei ist vor allem die Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten mittleren Kondensatstärken von Interesse.

Die Durchführung der Simulation ausgehend von den Messwerten der Messreihen erfolgt stets in ähnlicher Weise. Vor einem Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse wird diese Vorgehensweise prinzipiell erläutert.

Nachbildung der Messreihen durch CFD-Simulationen

Bei allen Messreihen wird der Versuchsaufbau zunächst solange ohne Kühlung der PC-Scheibe betrieben, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Dann wird die Aufzeichnung der Messwerte gestartet, während für eine kurze Vorlaufphase von 30 Sekunden weiterhin keine Kühlung der PC-Scheibe erfolgt. Anschließend folgt die Betauungsphase, in der die kühlende Düsenströmung zu einer Absenkung der Temperatur der PC-Scheibe und schließlich zu einer Betauung führt. Hieran schließt sich eine Enttauungsphase an, während der die Scheibe nicht mehr gekühlt wird, so dass das zuvor gebildete Kondensat wieder verdunstet.

Die Messreihen unterscheiden sich hinsichtlich des eingestellten Lüftervolumenstroms, der Anfangstemperatur und -feuchtigkeit der Rohrströmung, der Temperatur der kühlenden Düsenströmung sowie der Dauer der Be- und Enttauungsphase. Diese Unterscheidungsmerkmale werden an entsprechender Stelle jeweils in tabellarischer Form angegeben und als Messreihen-*Parameter* bezeichnet.

Am Ende des Abschnitts 4.2.3 ist erläutert worden, dass die Mikroskopie stets nur an einer konkreten Stelle und zu diskreten Zeitpunkten Messwerte hinsichtlich der mittleren Kondensatstärke liefert. Um Informationen über die örtliche Verteilung der Kondensatstärke zu erhalten, müssen mehrere Messungen unter möglichst gleichen Bedingungen durchgeführt werden. Diese Einzelmessungen bilden dann jeweils eine der oben genannten Messreihen. Da allerdings nie exakt gleiche Bedingungen vor-

liegen, verstehen sich die Messreihen-Parameter als Mittelwerte über alle Einzelmessungen einer Messreihe.

Stationäre Simulation der Vorlaufphase

Vor der transienten Simulation der Be- und Enttauvorgänge erfolgt zunächst die Berechnung des stationären Anfangszustands. Hierzu werden die Messwerte während der Vorlaufphase als Rand- und Anfangswerte der Simulation vorgegeben. Der Lüftervolumenstrom kann während der gesamten Messreihe als konstant angesehen werden. Hingegen ist die Düsenströmung nur während der Betauungsphasen eingeschaltet. Würde der stationäre Anfangszustand bei fehlender Düsenströmung berechnet, so müsste zu Beginn der transienten Simulation der Betauungsphase eine Änderung der Randbedingung für den Strömungseinlass der Düse vom Wert 0 m/s auf 12 m/s und zu Beginn der Enttauphase in umgekehrter Richtung erfolgen. Solche abrupten Schaltvorgänge sind jedoch in transienten Simulationen immer sehr rechenintensiv. Deshalb wird bereits bei der Berechnung des Anfangszustands die Strömungsgeschwindigkeit durch die Düse zu 12 m/s festgelegt, und für die Temperatur der Düsenströmung wird die Systemtemperatur gewählt. Dieses Vorgehen verändert den Anfangszustand im Strömungskanal gegenüber den Messungen nicht, da zu diesem Zeitpunkt alle Temperaturen der Systemtemperatur entsprechen und somit zwischen dem Rohrinne und dem Außenraum kein Temperaturunterschied auftritt. Nur im Fall eines solchen Temperaturunterschieds hat die Außenströmung durch einen resultierenden Wärmetransport durch die Scheibe hindurch einen Einfluss auf die Rohrströmung.

Transiente Simulation der Be- und Enttauphase

Für die anschließende transiente Simulation der Betauungsphase wird lediglich die *Temperatur* der Düsenströmung geändert und entsprechend dem zugehörigen Messreihen-Parameter gewählt. Die erzwungenen Strömungen innerhalb des Strömungskanals und im Außenraum werden nur unwesentlich durch die freien Konvektionsströmungen beeinflusst, die während der Be- und Enttauphasen aus geringen temperaturbedingten Dichteunterschieden der Luft resultieren. Deshalb ist es zulässig, während der Betauungsphase auf die Berechnung des Strömungsfeldes zu verzichten. Anstelle dessen wird das für den stationären Anfangszustand berechnete Strömungsfeld während der Betauungsphase „eingefroren“, so dass lediglich noch die Temperatur- und Konzentrationsverteilungen zu bestimmen sind. Dies vereinfacht die Lösung der vollständigen NS-Gleichungen und reduziert die Rechenzeit erheblich.

Während der Enttauungsphase tritt keine weitere Kühlung der PC-Scheibe durch die Düsenströmung auf. Um auch bei der Simulation dieser Phase auf die Berechnung des Strömungsfeldes verzichten zu können, werden die Simulationsergebnisse am Ende der Betauungsphase modifiziert. Dazu werden die Geschwindigkeitskomponenten im Außenraum auf den Wert null gesetzt und während der Simulation wiederum als konstant angenommen. Dieses Vorgehen beruht auf der Vermutung, dass der Wärmetransport im Außenraum im Wesentlichen durch Wärmeleitung und weniger durch freie Konvektion erfolgt. Zudem wird die Aufheizung der Scheibe durch die Rohrströmung deutlich stärker sein als durch Wärmezufuhr im Außenraum. Die Rohrströmung entspricht dabei weiterhin dem Strömungsfeld des stationären Anfangszustands.

Simulations- und Messergebnisse zur Messreihe 1A

Die Parameter der Messreihe 1A sind in der Tabelle 4.4 zusammengefasst. Die folgenden Simulationsergebnisse sind unter Zugrundelegung dieser Parameter entstanden.

Tabelle 4.4: Parameter der Messreihe 1A

Messreihe 1A				
Vorlauf	30 s		Systemtemperatur	21,55 °C 294,7 K
Betauung	180 s		Feuchtigkeit	93,6 %rF 15,1 g/kg
Enttauung	180 s		Kühltemperatur	16,30 °C 289,45 K
			Lüfterstellung	2

Zunächst ist die Gegenüberstellung der simulierten und gemessenen Scheibentemperaturen zweckmäßig, da laut Abschnitt 4.2.1 nur bei hinreichender Übereinstimmung dieser Werte auch ein Vergleich der simulierten und gemessenen mittleren Kondensatstärke als Zielgröße der Modellvalidierung sinnvoll ist. Die Abbildung 4.19 zeigt dazu die gemessenen und simulierten Temperaturverläufe der Messreihe 1A sowie in Anlehnung an die Abbildung 4.4 die Positionen der Thermoelemente (TE) in der PC-Scheibe. Die Scheibe ist dabei aus der Sicht des Mikroskops dargestellt, so dass laut der Abbildung 4.1 die negative z-Richtung als Blickrichtung vorliegt. Diese Sichtweise wird bei allen folgenden Darstellungen der PC-Scheibe beibehalten. Der gestrichelte Bereich stellt die Kontaktfläche zwischen der PC-Scheibe und der Rohrströmung dar; an ihr findet während der Betauungsphase Kondensation statt.

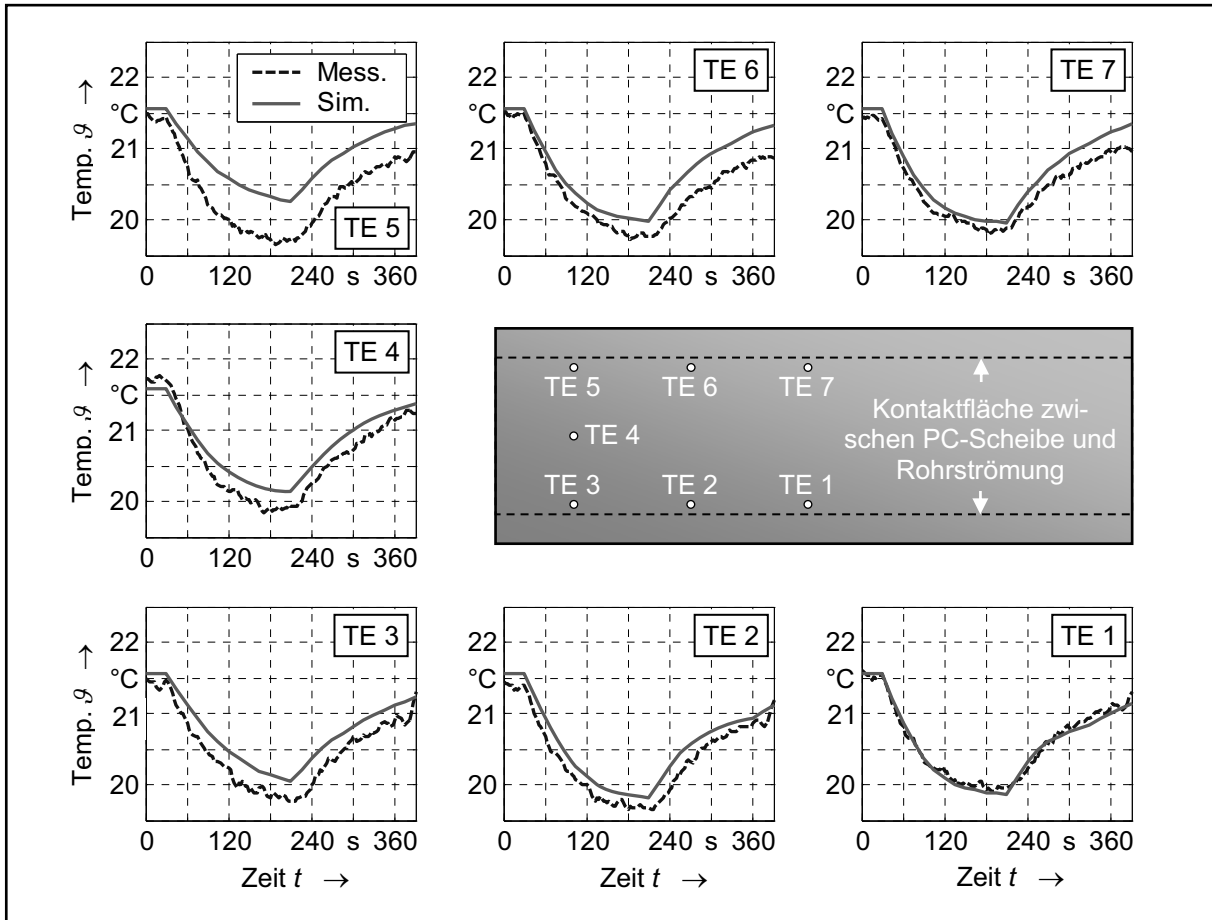


Abbildung 4.19: Temperaturen der PC-Scheibe für die Messreihe 1A

Die gemessenen Temperaturen während der Vorlaufphase von 30 Sekunden weisen nicht exakt den Mittelwert der Systemtemperatur aus Tabelle 4.4 auf. Dieses lässt sich nicht verhindern, da die Systemtemperatur von der Umgebungstemperatur abweichen und somit bereits zu Beginn der Betaungsphase ein geringer Temperaturgradient innerhalb der PC-Scheibe vorliegen kann. So liefert die Mittelung der gemessenen Temperaturen über alle Thermoelemente während der Vorlaufphase einen Wert von ca. 21,5 °C; dieser Wert liegt um 0,05 °C geringfügig unterhalb der Systemtemperatur aus Tabelle 4.4.

Während die mit den Thermoelementen TE 1 und TE 7 gemessenen Temperaturverläufe gut mit den simulierten übereinstimmen, ergeben sich für die Elemente TE 2 und TE 6 bereits geringe und für die Temperaturverläufe an den Mess-Stellen TE 3, TE 4 und vor allem TE 5 größere Unterschiede. Die Ursachen für diese Abweichungen resultieren zum einen aus den unterschiedlichen Anfangswerten der Simulation und der Messung. Zum anderen konnte auch in weiteren Simulationen bei gleichem Lüftervolumenstrom beobachtet werden, dass die Abweichungen mit steigendem Abstand von der Scheibenmitte zunehmen und die simulierten Temperaturverläufe dort tendenziell oberhalb der gemessenen liegen.

Die größeren Abweichungen zwischen den Temperaturwerten der Messung und der Simulation für den linken Scheibenbereich lassen vermuten, dass sich dort auch die Kondensatstärken stärker unterscheiden, was sich anhand der Abbildung 4.20 bestätigen lässt. Hier wird ein qualitativer Vergleich zwischen der Simulation und der Messung durchgeführt, indem die betauten Bereiche der PC-Scheibe während der Be- und Enttauphasen gegenübergestellt werden. Für die Darstellung der Simulationsergebnisse ist angenommen worden, dass eine Betauung ab einer mittleren Kondensatstärke von mindestens $0,05 \mu\text{m}$ sichtbar ist. Dieser Schwellwert wurde aus Mikroskopaufnahmen abgeleitet, die in dem Moment gemacht wurden, in dem die Betauung erstmals visuell wahrgenommen werden konnte.

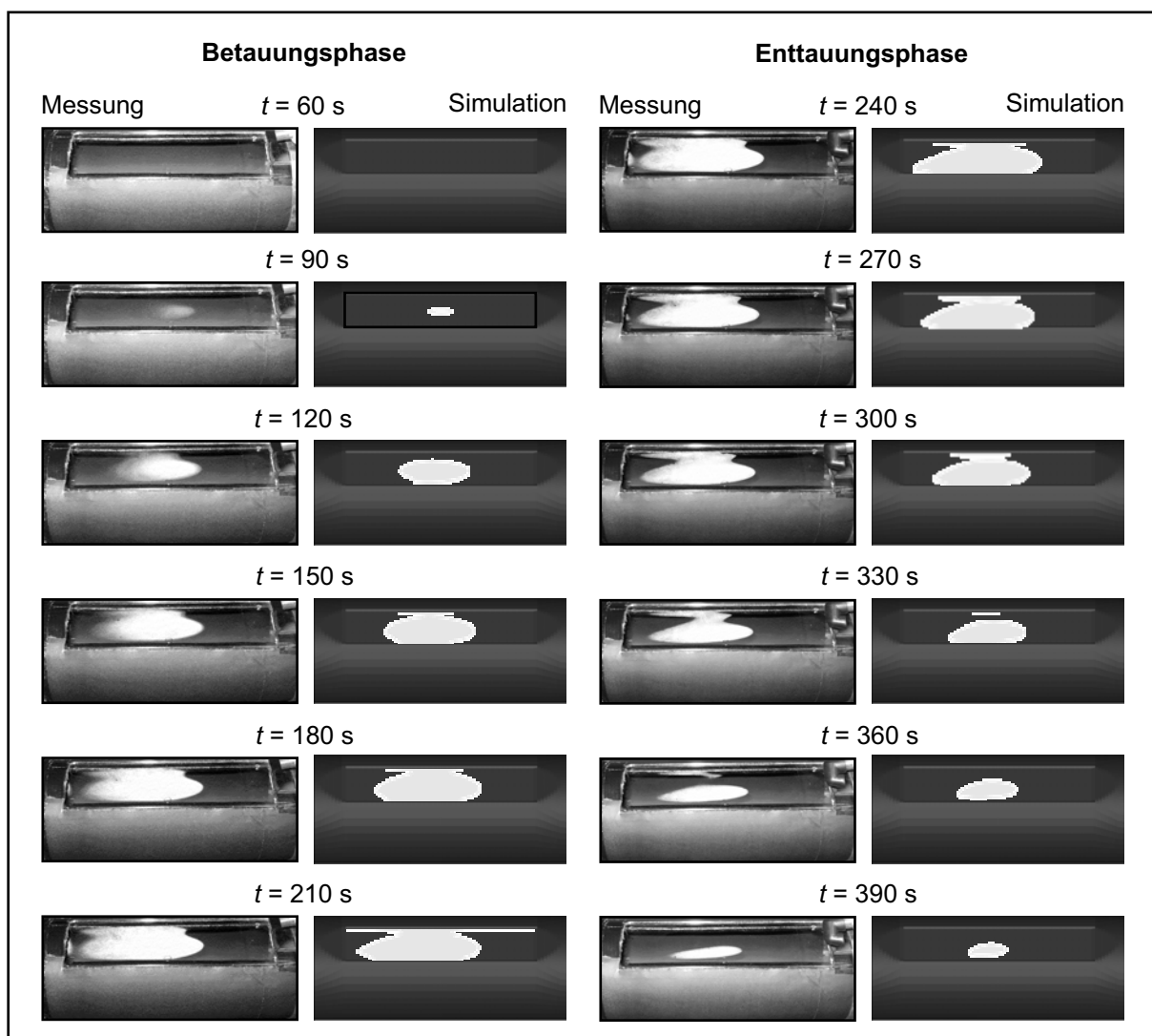


Abbildung 4.20: Betaute Bereiche der PC-Scheibe in der Messreihe 1A und der Simulation

Eine genaue Betrachtung der Abbildung 4.20 zeigt sowohl Unterschiede als auch Gemeinsamkeiten zwischen den Simulations- und Messergebnissen. So ergeben sich durch die Wahl einer reinen Zwei-Farben-Darstellung für die Simulationsergebnisse scharfe Kanten der betauten Bereiche, während in den Messergebnissen wei-

che Übergänge von betauten zu unbetauten Bereichen zu erkennen sind. Weiterhin breitet sich die Betauung in der Messung schneller in Richtung des linken Platten-Endes aus als es in der Simulation der Fall ist. Dies ist physikalisch plausibel, da die im linken Scheibenbereich simulierten Temperaturverläufe den gemessenen nahekommen. In der Simulation wird die für das Einsetzen von Kondensation relevante Taupunkttemperatur daher später unterschritten als in der Messung.

Neben diesen Unterschieden sind jedoch auch viele Gemeinsamkeiten zu erkennen. So erfolgen die Ausbreitung und die Rückbildung der betauten Bereiche in der Simulation und in der Messung sehr ähnlich. Auch die Konturen der betauten Bereiche stimmen im Wesentlichen gut überein. So wird die Kerbenbildung in der betauten Fläche am linken oberen Ende der PC-Scheibe prinzipiell auch in der Simulation erfasst, wenngleich sie dort weniger deutlich auftritt. Erklären lässt sich diese Kerbenbildung anhand der Abbildung 4.21. Sie zeigt die simulierten Temperaturen an der Innenseite der PC-Scheibe zum Zeitpunkt $t = 210$ s und lässt ebenfalls ein Kerbenprofil im linken oberen Bereich der Scheibe erkennen. Besonders auffällig ist die starke Unsymmetrie in der Temperaturverteilung, die auf der Rotation der Rohrströmung um die Rohrachse beruht. Für die Darstellung der PC-Scheibe in der Abbildung 4.21 erfolgt die Strömung von rechts oben nach links unten.

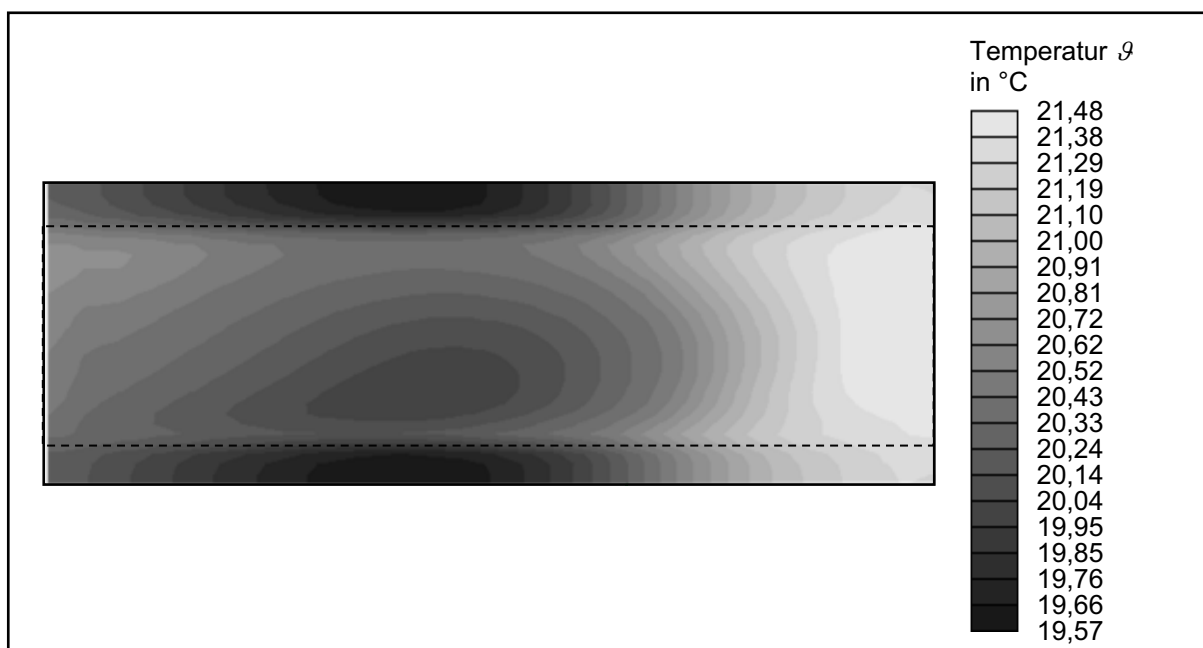


Abbildung 4.21: Simulierte Temperaturen an der Innenseite der PC-Scheibe bei $t = 210$ s

Die Abbildung 4.20 zeigt eine akzeptable Übereinstimmung zwischen der Messung und der Simulation, so dass nun ein quantitativer Vergleich der Simulations- und Messergebnisse für die Messreihe 1A erfolgen kann. Da die Abweichungen zwischen gemessener und simulierter Betauung im linken Bereich der PC-Scheibe auch in anderen Messreihen auftreten, werden für die Mikroskopie vor allem Messpunkte in

deren Messreihen auftreten, werden für die Mikroskopie vor allem Messpunkte in der Scheibenmitte gewählt. Hier kann aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen den Temperaturen ein unzulässig hoher Temperaturunterschied als Fehlerquelle für Abweichungen zwischen simulierten und gemessenen Kondensatstärken ausgeschlossen werden. Die Abbildung 4.22 zeigt sowohl die Positionen der Messpunkte (MP) der Mikroskopie auf der PC-Scheibe als auch die zeitlichen Verläufe der dort gemessenen und simulierten mittleren Kondensatstärken.

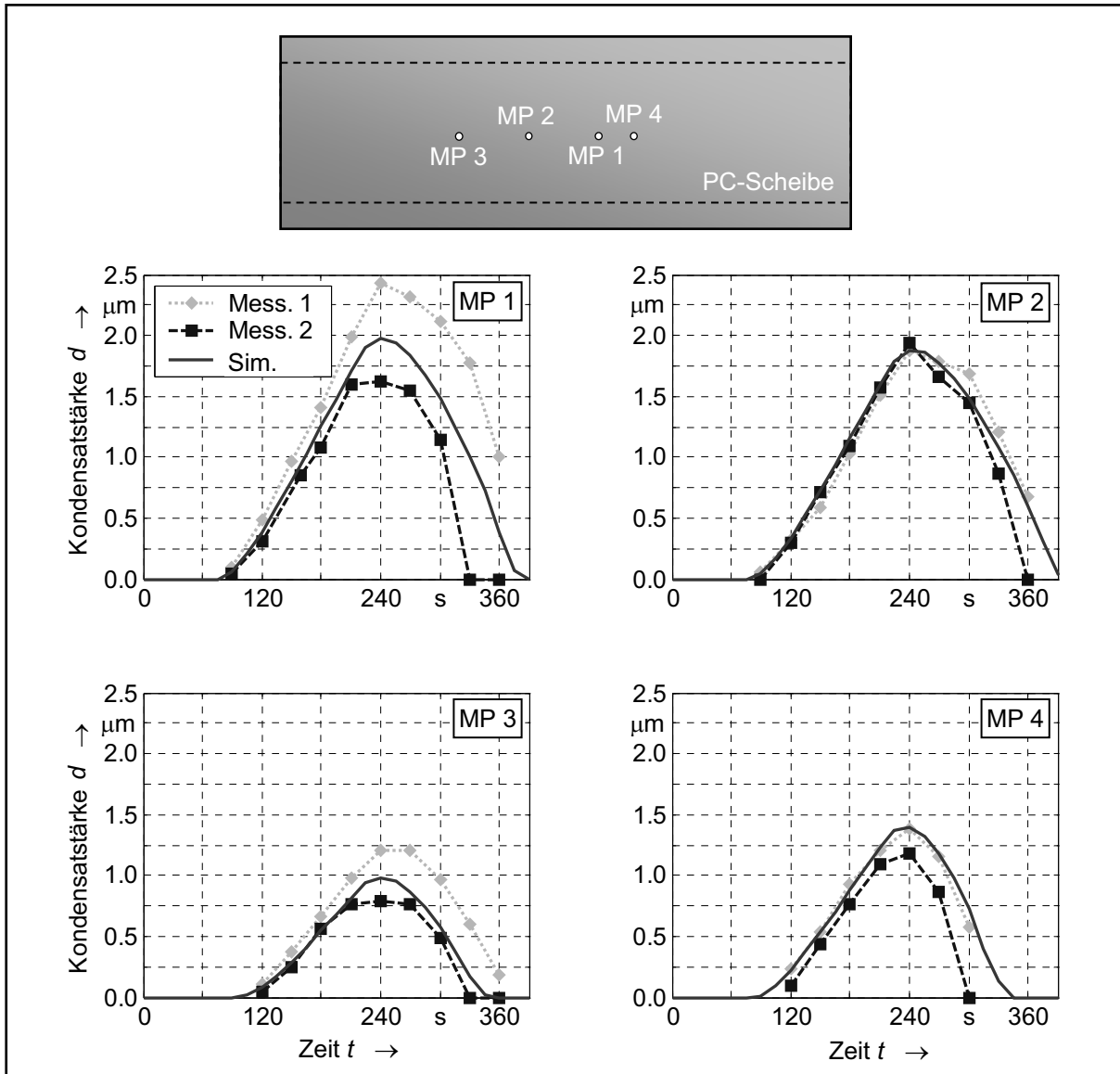


Abbildung 4.22: Mittlere Kondensatstärken der Messreihe 1A – Messwerte der Einzelmessungen und Simulationsergebnisse

Zunächst lässt sich festhalten, dass die zeitlichen Verläufe der gemessenen Kondensatstärken für einen konkreten Messpunkt voneinander abweichen können. Besonders deutlich wird dies an den Messpunkten MP 1 und MP 3. Dies ist darin begründet, dass während der Messreihen in der Regel ein Anstieg der Systemtemperatur aufgetreten ist. Dieser Anstieg betrug je nach Dauer der Messreihe etwa

0,2 bis 0,4 K. Um den Einfluss dieser Temperaturänderung gering zu halten, sind in der Regel pro Messreihe zwei Mikroskopmessungen am selben Messpunkt durchgeführt worden. Die Zeitpunkte dieser Messpaare wurden dabei derart gewählt, dass der Abstand der ersten Messung vom Startzeitpunkt dem Abstand der zweiten Messung vom Endzeitpunkt der Messreihe entspricht. Eine Mittelung der gemessenen Kondensatstärken liefert dann einen repräsentativen Mittelwert für die Messreihe an dem entsprechenden Messpunkt. Die Abbildung 4.23 zeigt diese gemittelten Messwerte sowie die Toleranzgrenzen der Messung, die aus einer Fehlerabschätzung in Anlehnung an den Abschnitt 4.2.3 resultieren.

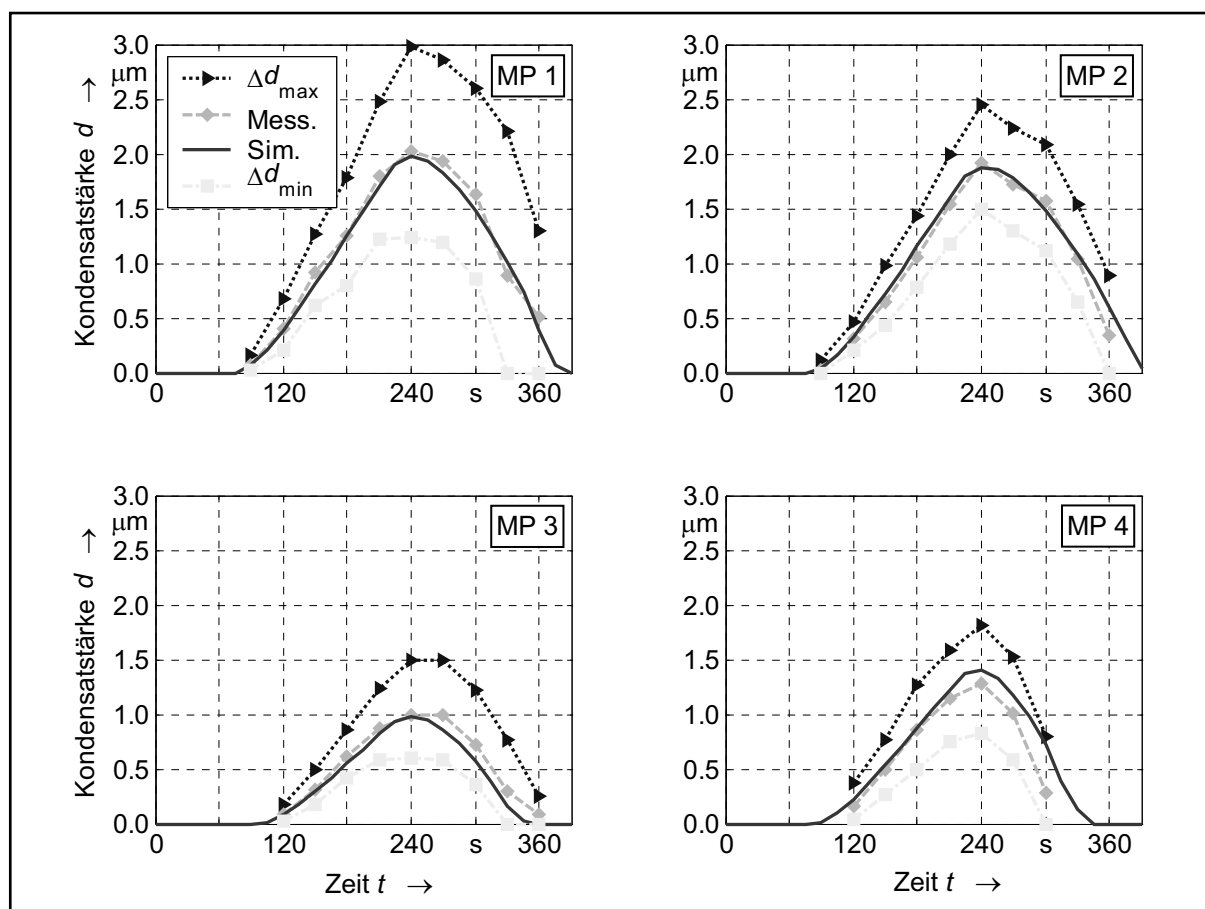


Abbildung 4.23: Mittlere Kondensatstärken der Messreihe 1A - Mittelung der Messwerte, Fehlerabschätzung und Simulationsergebnisse

Es ist zu erkennen, dass die simulierten mittleren Kondensatstärken den Mittelwerten der Messreihe sehr gut entsprechen. So wird sowohl der Zeitpunkt des Kondensationsbeginns als auch der Umkehrpunkt von steigenden zu fallenden Kondensatstärken an allen Messpunkten richtig erfasst. Auch die deutlichen Unterschiede zwischen den gemessenen Maximalwerten an den einzelnen Messpunkten werden durch die Simulation korrekt wiedergegeben.

Einfluss von Messfehlern der Mikroskopie

Auffällig sind die verhältnismäßig großen Abweichungen zwischen den Mittelwerten der Messungen und den Toleranzgrenzen der Fehlerabschätzung. Eine Ursache dafür ist, dass die Fehler sich laut Abschnitt 4.2.3 nicht pauschal angeben lassen. Vielmehr muss für jede einzelne Mikroskopaufnahme der Fehler individuell ermittelt werden, wobei Ableseungenauigkeiten der Tropfenradien und Variationen des Kontaktwinkels zwischen den Tropfen und der PC-Scheibe einfließen. So ergibt sich die obere Toleranzgrenze (Δd_{\max}) unter der Annahme, dass der für jeden Tropfen ermittelte Radius um $0,64 \mu\text{m}$ (Pixelgröße in den Mikroskopaufnahmen) unterhalb des realen Wertes liegt und der reale Kontaktwinkel um $3,1^\circ$ größer ist als der gemessene (Mittel-)Wert aus Abschnitt 4.2.3. Der Messfehler der mittleren Kondensatstärke ergibt sich dann aus der Summation der Fehler aller mikroskopierten Tropfen. Eine analoge Betrachtung liefert die untere Toleranzgrenze (Δd_{\min}). Aufgrund der hohen Übereinstimmung zwischen den simulierten und gemessenen Kondensatstärken wird vermutet, dass sich die Fehler für die einzelnen Tropfen teilweise dadurch kompensieren, dass einige Messwerte für die Tropfenradien größer und andere kleiner sind als in der Realität. Der Messfehler für die mittlere Kondensatstärke wird in diesem Fall geringer sein als in der Abbildung 4.23 dargestellt. Liegt hingegen ein systematischer Fehler vor, der dadurch gekennzeichnet ist, dass die Messwerte grundsätzlich nur oberhalb oder nur unterhalb der realen Werte liegen, so werden die Toleranzbereiche in der Größenordnung der Abbildung 4.23 liegen.

Weiterhin unterscheiden sich die in unterschiedlichen Messungen, aber am selben Messpunkt gemessenen Kondensatstärken und damit auch die aus der Fehlerbetrachtung resultierenden maximalen und minimalen Kondensatstärken. Die Abbildung 4.23 zeigt aber lediglich die absoluten Maxima und Minima aller Messwerte einer Messreihe, die am selben Messpunkt ermittelt wurden, und stellt demnach eine worst-case-Abschätzung des Fehlers dar. Auf die Darstellung dieses Fehlers wird im Folgenden verzichtet, da neben Messfehlern der Mikroskopie auch noch andere Messfehler vorhanden sein können, auf die im Folgenden noch eingegangen wird. So werden in Anlehnung an die Abbildung 4.22 weiterhin die Messwerte der Einzelmessungen zum Vergleich mit den Simulationsergebnissen herangezogen. Bei der Analyse der Simulationsergebnisse werden mögliche Messfehler dann mit einbezogen.

Einfluss von Messfehlern bei den Messreihen-Parametern

Neben den Mikroskopiemesswerten für die mittlere Kondensatstärke können nach Abschnitt 4.2.1 auch die in die Simulation eingehenden Messreihen-Parameter (z.B. Tabelle 4.4) fehlerbehaftet sein. So stellt sich die Frage, wie sensitiv das Simulati-

onsergebnis auf solche Messfehler reagiert. Um diese Frage zu beantworten, wurden Simulationen mit anderen Messreihen-Parametern durchgeführt. Diese Parameter stammen aus den Messreihen 1B und 1C und sind in den Tabellen 4.5 und 4.6 aufgeführt.

Tabelle 4.5: Parameter der Messreihe 1B

Messreihe 1B					
Vorlauf	30 s		Systemtemperatur	21,95 °C	295,10 K
Betauung	180 s		Feuchtigkeit	95,6 %rF	15,8 g/kg
Enttauung	180 s		Kühltemperatur	17,00 °C	290,15 K
			Lüfterstellung	2	

Tabelle 4.6: Parameter der Messreihe 1C

Messreihe 1C					
Vorlauf	30 s		Systemtemperatur	21,20 °C	294,35 K
Betauung	180 s		Feuchtigkeit	94,4 %rF	14,9 g/kg
Enttauung	180 s		Kühltemperatur	16,15 °C	289,30 K
			Lüfterstellung	2	

Um den Einfluss von Messfehlern für Messreihen-Parameter auf das Simulationsergebnis zu verdeutlichen, wird eine fiktive Messreihe betrachtet, welche die in der Tabelle 4.7 aufgeführten Temperatur- und Feuchtigkeitswerte aufweist. Diese Werte stammen aus der Mittelung der Temperaturen und Konzentrationen der Messreihen 1A, 1B und 1C. Werden für diese Mittelwerte die im Abschnitt 4.2.1 genannten Herstellerangaben zu möglichen Messfehlern zu Grunde gelegt, so ergeben sich die ebenfalls in der Tabelle 4.7 aufgeführten Toleranzbereiche.

Die meisten Parameter der Messreihen 1A bis 1C befinden sich innerhalb der angegebenen Toleranzgrenzen der Tabelle 4.7. Jede Messreihe liefert demnach annähernd mögliche, innerhalb der zulässigen Toleranzen der Hersteller liegende Messwerte für das fiktive System. Dies ist selbst für Kombinationen von Messreihen-Parametern aus unterschiedlichen Messreihen der Fall. Dabei ist keine Aussage darüber möglich, welche Parameter der Messreihen 1A bis 1C den Werten des fiktiven Systems am besten entsprechen. Demnach ist zu untersuchen, wie stark das Simulationsergebnis in Abhängigkeit von diesen Parametern variiert.

Tabelle 4.7: Parameter einer fiktiven Messreihe (Mittelwerte der Messreihen 1A bis 1C)

Fiktive Messreihe		
	Gemittelte Messreihen-Parameter	Toleranzbereich
Systemtemperatur	21,57 °C	21,19 °C bis 21,95 °C ($\pm 0,38$ °C)
Feuchtigkeit	15,27 g/kg (94,55 %)	14,94 g/kg (92,55 %) bis 15,6 g/kg (96,55 %) (± 2 %rF)
Kühltemperatur	16,47 °C	16,09 °C bis 16,85 °C ($\pm 0,38$ °C)

Die Abbildung 4.24 zeigt dazu einen Vergleich der simulierten Kondensatstärken für die Parameter der Messreihen 1A bis 1C. Dieser lässt erkennen, dass sich die Simulationsergebnisse deutlich unterscheiden, was folgende Ursachen hat: Die Kondensation tritt in Folge der Abkühlung der PC-Scheibe auf. Zwar ist der Wärmeübergang zwischen der Scheibe und der kühlenden Luft nach Kapitel 3 nur von der Differenz zwischen der Scheibentemperatur (entspricht zum Zeitpunkt $t = 0$ s der Systemtemperatur) und der Kühltemperatur abhängig und somit für die Messreihen 1A bis 1C sehr ähnlich. Allerdings ist die Kondensatbildung abhängig vom Gradienten der Wasserdampfkonzentration an der PC-Scheibe, der wiederum vom temperaturabhängigen Sättigungswert beeinflusst wird. Diese Temperaturabhängigkeit wirkt sich trotz der vergleichsweise geringen Temperaturunterschiede merklich auf die Kondensatbildung aus und beeinflusst die Kondensatmasse in relevantem Maße. Diese wiederum wirkt über die mit ihr verbundenen Kondensations- bzw. Verdampfungsenthalpien auf die Scheibentemperatur zurück, und beeinflusst somit wiederum den Sättigungswert und den Massenstrom bei Kondensation bzw. Verdunstung. Diese Wechselwirkungen zwischen dem Stoff- und dem Wärmetransport in unmittelbarer Nähe der PC-Scheibe führen dazu, dass sich bereits geringe Parameterunterschiede deutlich auf die Simulationsergebnisse auswirken. Daraus lassen sich zwei Schlussfolgerungen ableiten:

1. Aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen für die Messreihe 1A liegen die Messfehler zumindest im vorliegenden Messbereich deutlich unterhalb der möglichen Messfehler laut Herstellerangaben.
2. Sind die Messwerte in der Größenordnung der Herstellerangaben fehlerbehaftet, so sind weitaus deutlichere Unterschiede zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen zu erwarten. Die gute Übereinstimmung in der Abbildung 4.23 ist dann eher zufällig.

Welche der beiden Schlussfolgerungen zutreffender ist, lässt sich bislang nicht eindeutig klären, da keine genauere Quantifizierung der Messfehler möglich ist. Im Abschnitt 4.4.3 wird die Zuverlässigkeit der Simulationstechnik aber nochmals aufgegriffen.

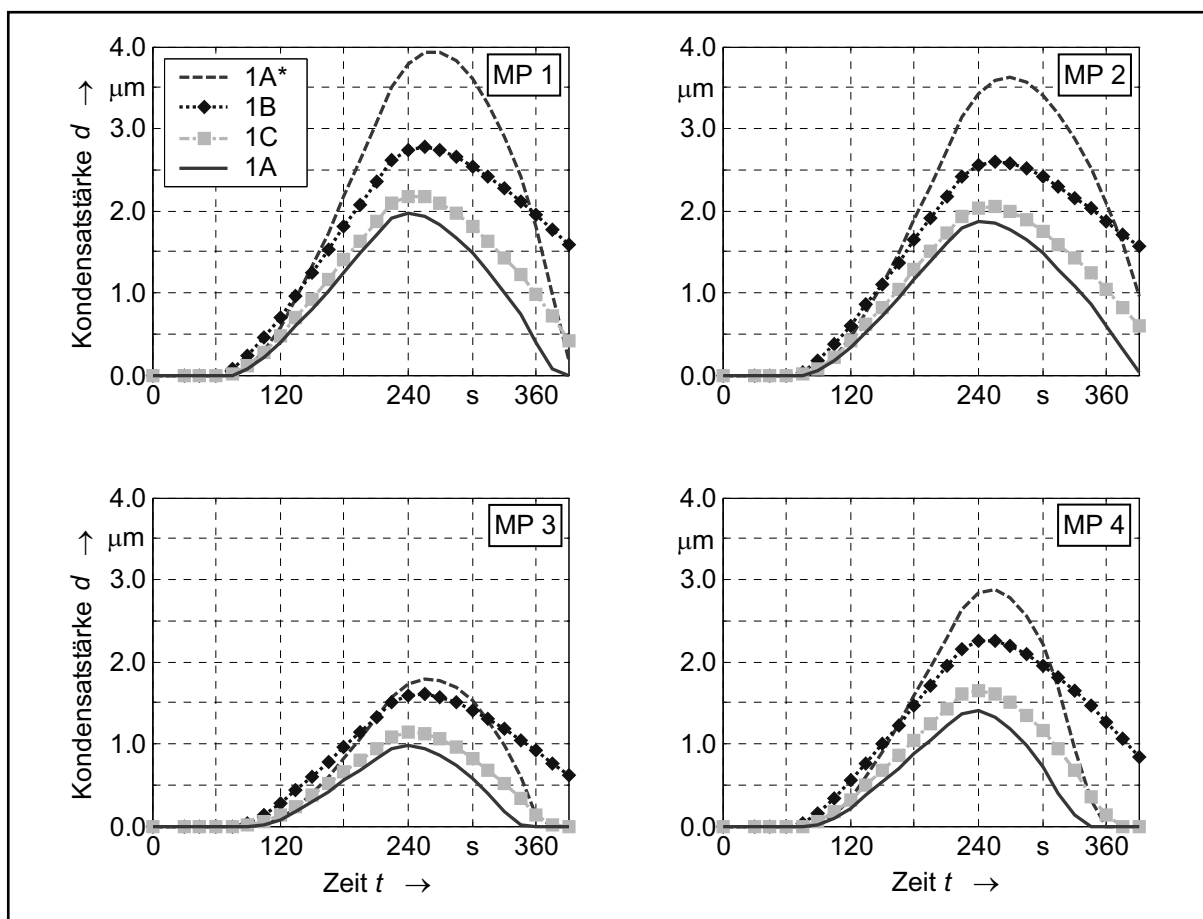


Abbildung 4.24: Simulierte Kondensatstärken für die Messreihen 1A bis 1C sowie 1A*

Bei den Messreihen-Parametern für die Temperaturen und die Feuchtigkeit handelt es sich um globale Größen der Messreihen. Sind sie fehlerbehaftet, so müssen sie sich in ähnlicher Weise auf die Kondensatstärkenverläufe auswirken. So führt beispielsweise ein höherer Feuchtigkeitswert zu größeren Werten der Kondensatstärke an allen Messpunkten. Solche Messfehler können daher nur für tendenziell ähnliche Abweichungen zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen verantwortlich sein. In der Abbildung 4.23 sind diese Abweichungen gering. Daher sind entweder nur geringe Messfehler bei den Messreihen-Parametern vorhanden, oder ein Temperaturmessfehler wirkt sich in umgekehrter Weise auf die simulierten Kondensatstärken aus als ein gleichzeitiger Feuchtigkeitsmessfehler. Die Messfehler kompensieren sich dann zumindest teilweise in ihrer Wirkung.

Einfluss der Phasenumwandlungsenergien

Die Simulation der Messreihe 1A ergibt eine maximale Kondensatmasse von etwa 2,66 mg bei $t = 240$ s. Bei deren Kondensation wird eine Kondensationsenthalpie von ca. 6,52 J frei. Diese Energie führt zu einer Erwärmung derjenigen Bereiche der PC-Scheibe, auf denen sich das Kondensat bildet, und hemmt dadurch laut Abschnitt 3.2.3 den Kondensationsvorgang. Analoges gilt für den Verdunstungsvorgang, bei dem Energie für die Verdampfung benötigt und die Verdunstung des Kondensats durch eine Absenkung der Scheibentemperatur verlangsamt wird.

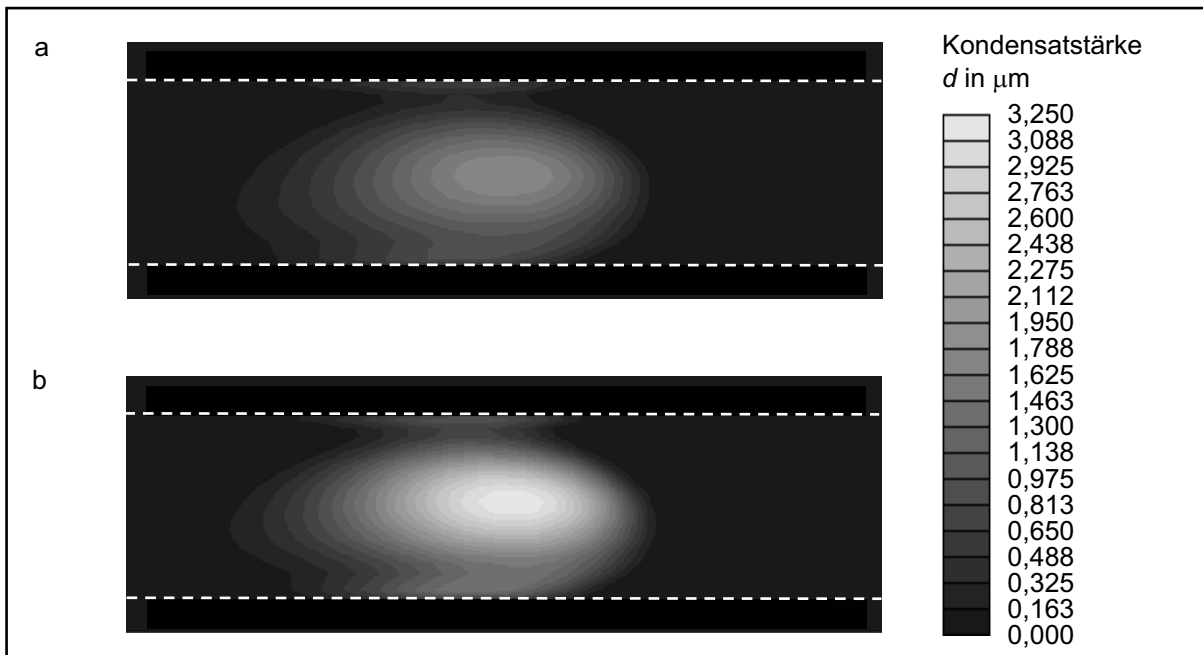


Abbildung 4.25: Simulierte mittlere Kondensatstärken der Messreihe 1A (a) bei Berücksichtigung und (b) bei Vernachlässigung der Phasenumwandlungsenergien ($t = 180$ s)

Der Einfluss der Kondensations- und Verdampfungsenthalpien lässt sich anhand der Abbildung 4.24 verdeutlichen. Dort sind die unter Verwendung der Parameter der Messreihe 1A simulierten Kondensatstärken bei Vernachlässigung der Phasenumwandlungsenergien dargestellt und mit der Bezeichnung 1A* versehen. Ein Vergleich mit den simulierten Ergebnissen zur Messreihe 1A zeigt, dass sich die Zeiten bis zum Erreichen der maximalen Kondensatstärken nur wenig unterscheiden. Allerdings liefern die Berechnungen unter Vernachlässigung der Phasenumwandlungsenergien Kondensatstärken, die um bis zu 100 % oberhalb der Werte bei Berücksichtigung der Energien liegen. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die PC-Scheibe nur eine geringe Wärmeleitfähigkeit besitzt. Lokale Absenkungen oder Erhöhungen der Scheibentemperatur im Bereich des Kondensats werden durch Wärmeleitvorgänge innerhalb der Scheibe nur sehr langsam ausgeglichen. So können bereits geringe Energiemengen die Temperatur der PC-Scheibe und damit die Be- und Enttauvorgänge

gänge vor allem hinsichtlich der Kondensatmasse maßgeblich beeinflussen. Dies wird zusätzlich anhand der Abbildungen 4.25 und 4.26 veranschaulicht.

In der Abbildung 4.25 sind zunächst die mittleren Kondensatstärken jeweils mit und ohne Berücksichtigung der Umwandlungswärmen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die betauten Flächen kaum unterscheiden. Dies ist darin begründet, dass die Temperaturen nur in denjenigen Bereichen durch die Phasenumwandlungswärmen beeinflusst werden, in denen Kondensation oder Verdampfung stattfindet. Durch die geringe Wärmeleitfähigkeit des Polycarbonats findet eine Temperaturänderung der unbetauten Bereiche und damit eine weiträumige Beeinflussung der Be- und Enttauvorgänge nicht statt. Dies ist in der Abbildung 4.26 zu erkennen, in der die Temperaturdifferenz an der Scheiben-Innenseite zwischen den Berechnungen bei Vernachlässigung und bei Berücksichtigung der Phasenumwandlungswärmen dargestellt ist.

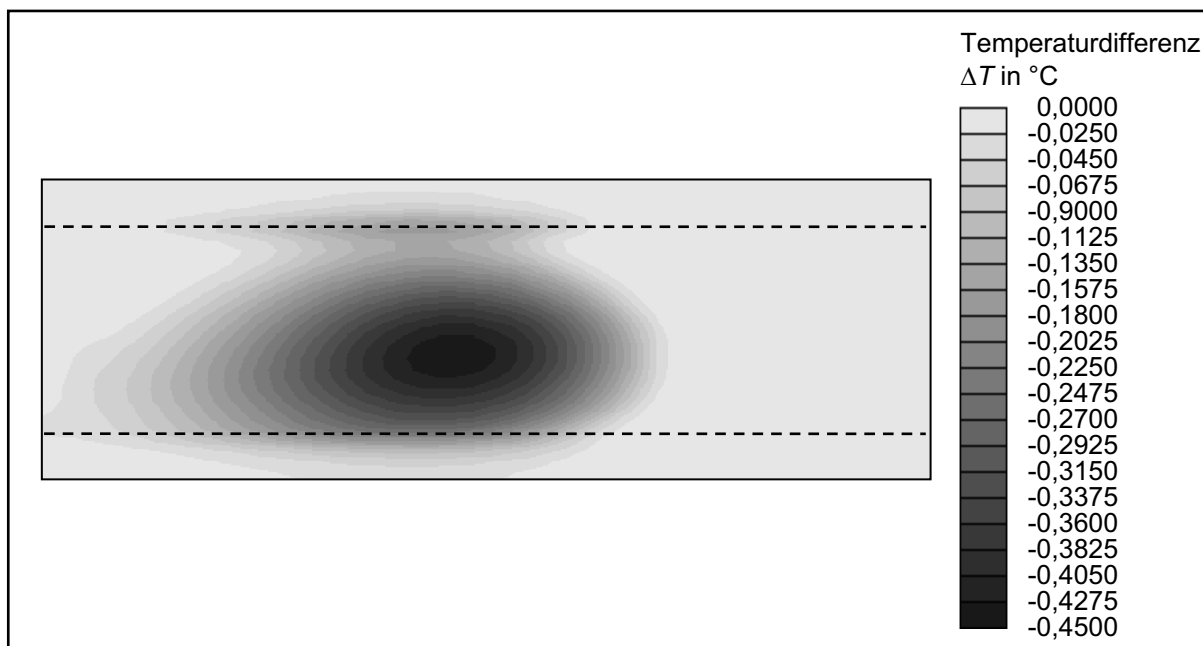


Abbildung 4.26: Temperaturdifferenz an der Innenseite der PC-Scheibe mit und ohne Berücksichtigung der Phasenumwandlungswärmen ($t = 180 \text{ s}$)

Die Berechnung unter Vernachlässigung der Umwandlungswärmen liefert Scheibentemperaturen, die lokal um bis zu $0,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ unterhalb derjenigen Werte liegen, die unter Berücksichtigung der Umwandlungswärmen erzielt wurden. Laut den obigen Ausführungen zum Einfluss der Scheibentemperatur auf die Be- und Enttauvorgänge erklärt dies die gravierenden Unterschiede hinsichtlich der berechneten mittleren Kondensatstärken.

Die Mess- und Simulationsergebnisse für die Messreihe 1A sind oben ausführlich analysiert worden. Obwohl die Simulationstechnik äußerst sensitiv auf Änderungen

der Messreihen-Parameter reagiert und zahlreiche Quellen für Messfehler vorhanden sind, konnte eine hohe Übereinstimmung zwischen der Simulation und der Messung festgestellt werden. Nun sollen weitere Vergleiche zwischen gemessenen und simulierten Kondensatstärken folgen. Dies soll insbesondere zeigen, ob die Simulationstechnik auch für unterschiedliche Messreihen-Parameter akzeptable Ergebnisse liefert, und die Verlässlichkeit der Methode dokumentieren. Zunächst werden die Ergebnisse für die oben bereits genannten Messreihen 1B und 1C dargestellt, deren Parameter ähnlich zu denen der Messreihe 1A sind. Abschließend werden die Simulationsergebnisse den Ergebnissen der Messreihe 2 bzw. 3 gegenübergestellt, die für einen reduzierten bzw. erhöhten Lüftervolumenstrom erzielt wurden.

Simulations- und Messergebnisse der Messreihen 1B und 1C

Die Abbildung 4.27 zeigt zunächst einen Vergleich zwischen den gemessenen und den simulierten Scheibentemperaturen für die Messreihe 1B, deren Parameter bereits in der Tabelle 4.5 aufgeführt wurden.

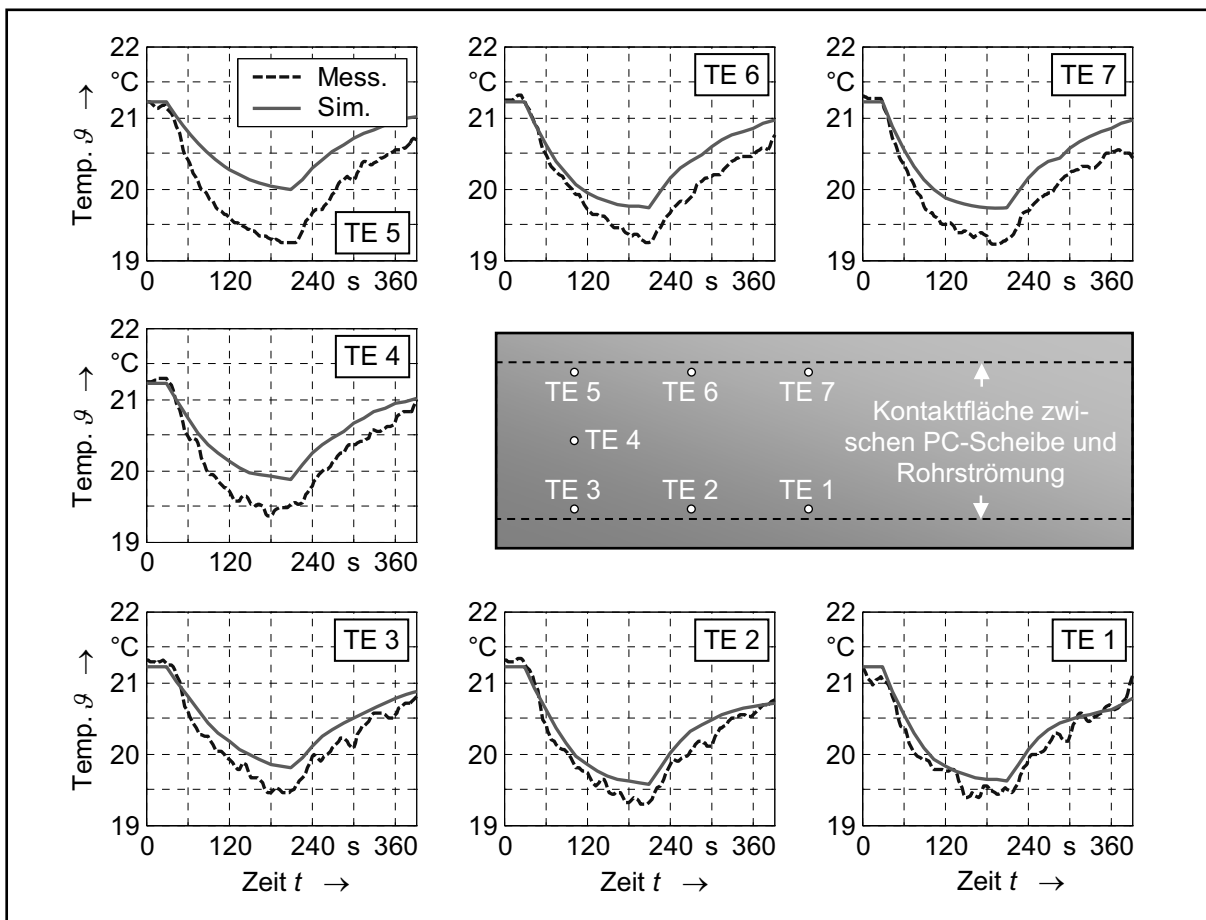


Abbildung 4.27: Temperaturen der PC-Scheibe für die Messreihe 1B

Wie bereits bei der Messreihe 1A festgestellt wurde, sind die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Temperaturen im linken Scheibenbereich größer als in deren Mitte, wobei die simulierten Temperaturen oberhalb der gemessenen

liegen. Dies ist auch für die Messreihe 1C der Fall. Mögliche Ursachen hierfür werden im Folgenden diskutiert.

Wird für den Messwert der Kühltemperatur der laut Abschnitt 4.2.1 maximale Messfehler von 0,38 K angenommen, und in der Simulation der um diesen Messfehler reduzierte Messwert verwendet, so sinken zwar die Temperaturen in der Scheibenmitte, jedoch verbleiben gerade im linken Scheibenbereich größere Abweichungen zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen. Messfehler der Kühlluft sind hier demnach ebenso auszuschließen wie Messfehler für die Scheibentemperaturen. Weitere mögliche Fehlerquellen sind ungenaue Stoffwerte der Luft und des Polycarbonats, insbesondere die Werte der Wärmekapazitäten und -leitfähigkeiten. Geeignete Variationen dieser Werte zeigen, dass auch hierdurch keine Angleichung der Simulations- an die Messergebnisse möglich ist. So werden durch diese Maßnahme wiederum vor allem die Temperaturen in der Scheibenmitte, nicht aber links davon beeinflusst. Letztlich kommen als Fehlerquelle noch die Strömungen im Rohr sowie im Außenraum in Betracht. So können entweder die im Abschnitt 4.2.2 bestimmten Volumenströme fehlerbehaftet sein, oder die berechneten Strömungsfelder weisen Unterschiede zu den realen auf. Die Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Temperaturen für die Messreihe 2 in der Abbildung 4.30 wird zeigen, dass dort bis auf den Messpunkt TE 5 die simulierten Temperaturen während der Betaungsphase im Gegensatz zu bisher tendenziell unterhalb der gemessenen liegen. Da sich dort allerdings im Vergleich zu den Messreihen 1A bis 1C nur der Lüftervolumenstrom und damit das Strömungsfeld im Rohr geändert haben, scheint die Rohrströmung für die Temperaturabweichungen verantwortlich zu sein. Ob letztlich Unterschiede beim Volumenstrom und dem Geschwindigkeitsprofil des Lüfters oder die numerische Berechnung der Strömungsverteilung im Rohr ursächlich hierfür sind, kann nur durch detaillierte Strömungsmessungen zum Beispiel mit Hilfe der *Particle-Image-Velocimetry-Methode* (PIV-Methode) entschieden werden. Solche Strömungsmessungen sind jedoch in dieser Arbeit nicht durchgeführt worden. Vielmehr sind sie dadurch umgangen worden, dass für die Mikroskopie im Wesentlichen Messpunkte in der Scheibenmitte gewählt wurden; dort sind die Temperaturabweichungen in allen Messreihen vergleichsweise gering.

Die Abbildung 4.28 stellt die simulierten und gemessenen Kondensatstärken der Messreihe 1B gegenüber, wobei die hier gewählten Messpunkte sich hinsichtlich ihrer Lage gegenüber der Messreihe 1A unterscheiden.

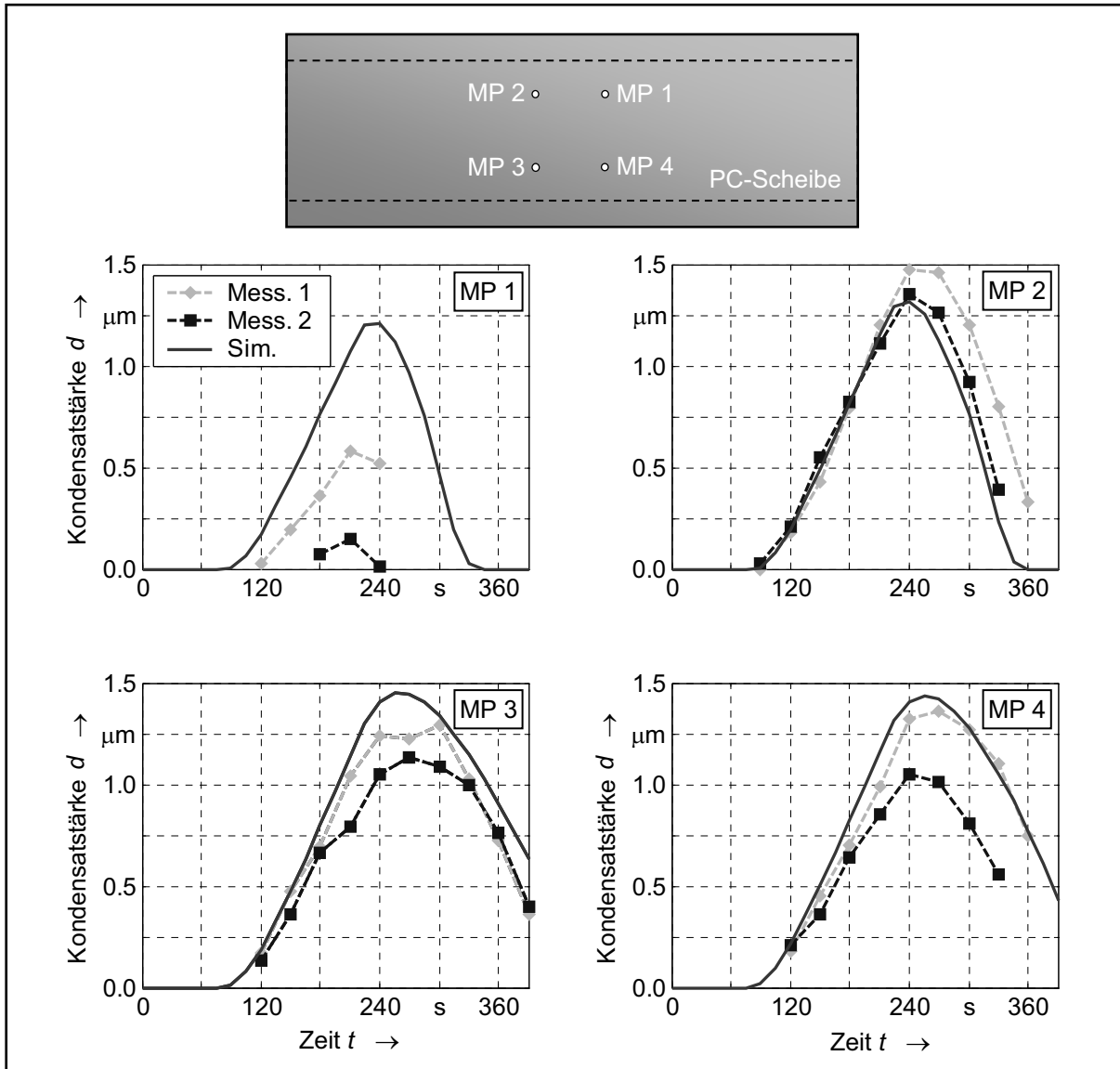


Abbildung 4.28: Mittlere Kondensatstärken der Messreihe 1B – Messwerte der Einzelmessungen und Simulationsergebnisse

An den Messpunkten MP 2 bis MP 4 ist eine hohe Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Kondensatstärken zu beobachten; für den MP 1 hingegen sind deutliche Abweichungen zu erkennen. Da sich Einflüsse von Messfehlern laut vorheriger Ausführungen an allen Messpunkten in ähnlicher Weise bemerkbar machen, können sie für die Abweichungen am Messpunkt MP 1 nicht ursächlich sein. Eine Erklärung lässt sich aber anhand der Abbildung 4.25 liefern. Der Messpunkt MP 1 liegt dort in einem Bereich, in dem der örtliche Gradient der Kondensatstärke bei Annäherung an die Scheibenmitte sehr hoch ist. Eine geringe Verschiebung des Messortes führt so zu starken Veränderungen der Messwerte. Auf Seiten der Simulation können numerische Ungenauigkeiten oder eine geringfügig unterschiedliche Ausrichtung der Düse gegenüber der Messung ursächlich dafür sein, dass der Ort des Betauungsbeginns an der Scheibeninnenseite lokal gegenüber dem

der Messung verschoben ist. Dann stimmen zwar die Messpunkte in der Simulation und der Messung hinsichtlich ihrer Position auf der PC-Scheibe überein, allerdings liefern sie Messwerte an geringfügig anderen Stellen der betauten Zonen.

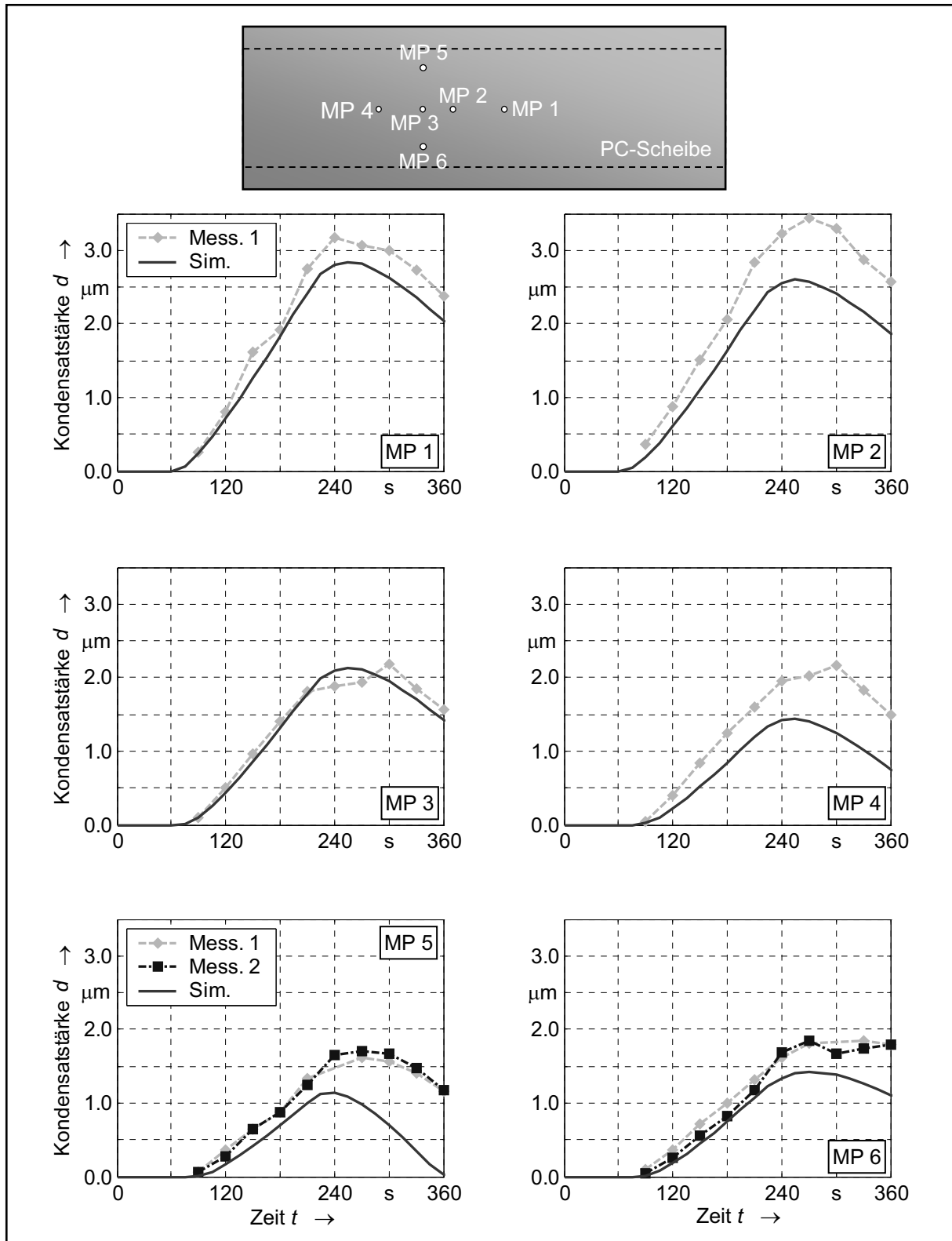


Abbildung 4.29: Mittlere Kondensatstärken der Messreihe 1C – Messwerte der Einzelmessungen und Simulationsergebnisse

Für die gemessenen und simulierten Temperaturen der Messreihe 1C zeigen sich ähnliche Verläufe wie für die Messreihen 1A und 1B. An dieser Stelle sollen daher lediglich noch die Kondensatstärken der Simulation und der Messung gegenübergestellt werden, die in der Abbildung 4.29 zu sehen sind. Während bislang stets nur vier Messpunkte pro Messreihe gewählt wurden, sind es hier sechs. Allerdings ist an den Messpunkten MP 1 bis MP 4 nur jeweils eine Messung, an den beiden anderen Messpunkten sind wiederum jeweils zwei Messungen durchgeführt worden. Tendenziell liegen die simulierten Kondensatstärken fast ausschließlich unterhalb der gemessenen, und die simulierten Umkehrpunkte zwischen steigenden und fallenden Kondensatstärken scheinen den gemessenen vorzueilen. Diese Abweichungen sind an allen Messpunkten sehr ähnlich. Mögliche Ursachen sind Messfehler der Temperaturen und Feuchtigkeiten. So führt eine in der Simulation angenommene Feuchtigkeit, die unterhalb der realen Feuchtigkeit der Messreihe liegt, bei sonst gleichen Temperaturen zu einem geringeren Konzentrationsgradienten an der Scheiben-Innenseite und damit zu geringeren Kondensatstärken. Auch Scheibentemperaturen, die in der Simulation oberhalb der Messung liegen, führen dazu, dass die Taupunkttemperatur während der Enttauungsphase in der Simulation schneller wieder überschritten wird als beim realen System. Diese Temperaturunterschiede sind auch in den Abbildungen 4.19 und 4.27 zu erkennen und demnach als Ursache sehr wahrscheinlich. Zusätzlich dazu können auch die zuvor genannten Feuchtigkeitsmessfehler zu den Abweichungen beitragen.

Die Messreihen 1A bis 1C sind für den mittleren Lüftervolumenstrom nach Tabelle 4.1 durchgeführt worden. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Messreihe 2 bzw. 3 in Kürze dargestellt, in denen der niedrigere bzw. höhere Volumenstrom aus Tabelle 4.1 vorgegeben wurde. Dadurch verringern bzw. erhöhen sich der konvektive Stoff- und Wärmetransport u.a. an der Innenseite der PC-Scheibe, was die Be- und Enttauungsvorgänge dort beeinflusst.

Simulations- und Messergebnisse der Messreihe 2

Tabelle 4.8: Parameter der Messreihe 2

Messreihe 2				
Vorlauf	30 s		Systemtemperatur	21,45 °C 294,60 K
Betauung	90 s		Feuchtigkeit	98,0 %rF 15,7 g/kg
Enttauung	180 s		Kühltemperatur	16,45 °C 289,60 °C
			Lüfterstellung	1

In der Messreihe 2 wurde der Lüfter mit dem nach Tabelle 4.1 minimalen Volumenstrom betrieben. Die zugehörigen Messreihen-Parameter sind in der Tabelle 4.8 aufgeführt.

In der Abbildung 4.30 werden zunächst die gemessenen und simulierten Temperaturverläufe der PC-Scheibe gegenübergestellt.

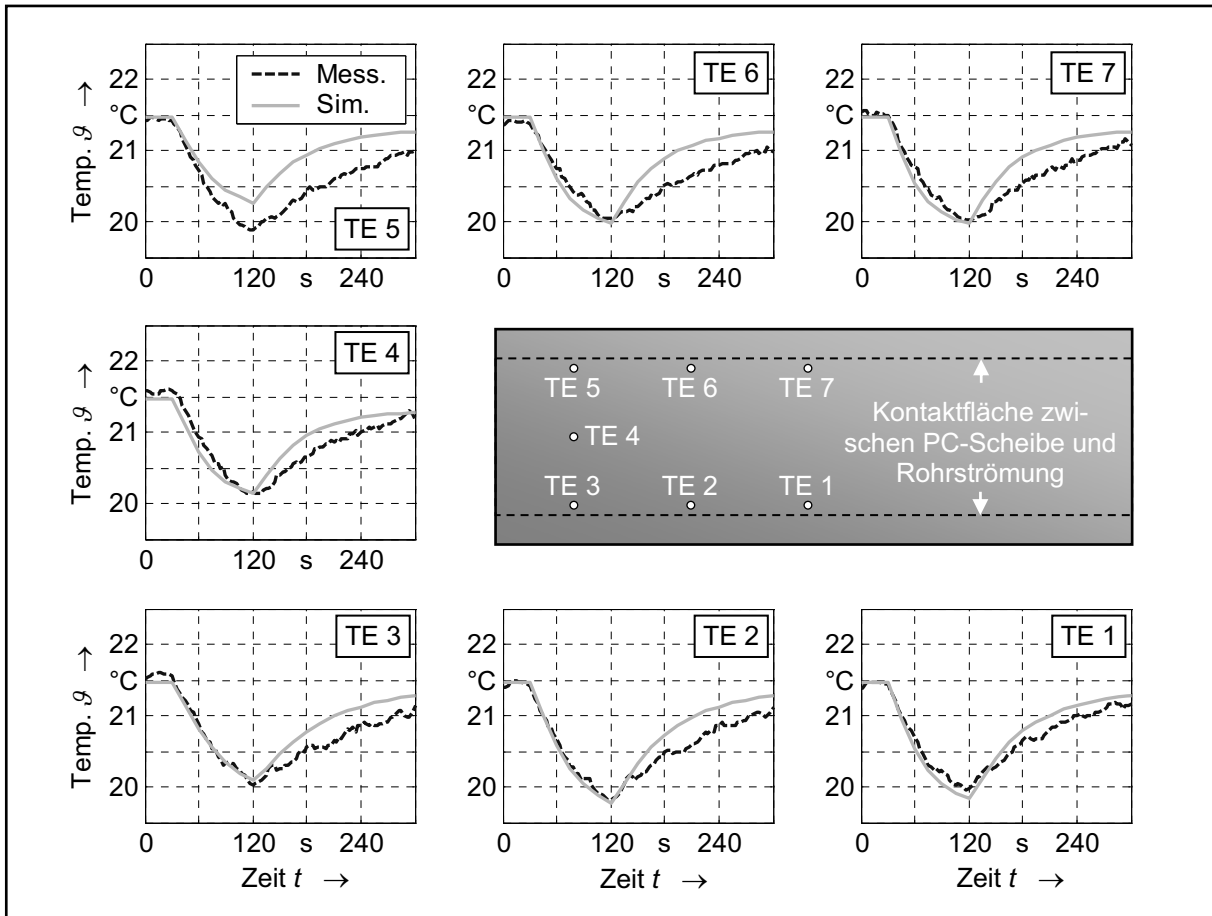


Abbildung 4.30: Temperaturen der PC-Scheibe für die Messreihe 2

Es ist zu erkennen, dass – abgesehen vom Messpunkt TE 5 – die simulierten Temperaturverläufe während der Betaungsphase sehr gut mit den gemessenen übereinstimmen und die Tendenz aufweisen, unterhalb der Messwerte zu liegen. In den Messreihen 1A bis 1C war eine umgekehrte Tendenz zu beobachten. Ein Vergleich der Messreihen-Parameter zeigt, dass bis auf die Lüfterstellung die Parameter der Messreihe 2 sehr ähnlich zu denen der Messreihen 1A bis 1C sind. Der durch die geänderte Lüfterstellung reduzierte Volumenstrom führt zu einem anderen Strömungsfeld innerhalb des Rohres und damit an der Innenseite der PC-Scheibe. Dadurch findet an dieser Innenseite ein geänderter konvektiver Wärmetransport statt, so dass bei sonst nahezu unveränderten Bedingungen die Abkühlung der PC-Scheibe durch die Düsenströmung in der Simulation etwas überschätzt wird. Wäh-

rend der Enttauphase ist im Vergleich zur Messung eine zu schnelle Erwärmung der PC-Scheibe zu erkennen.

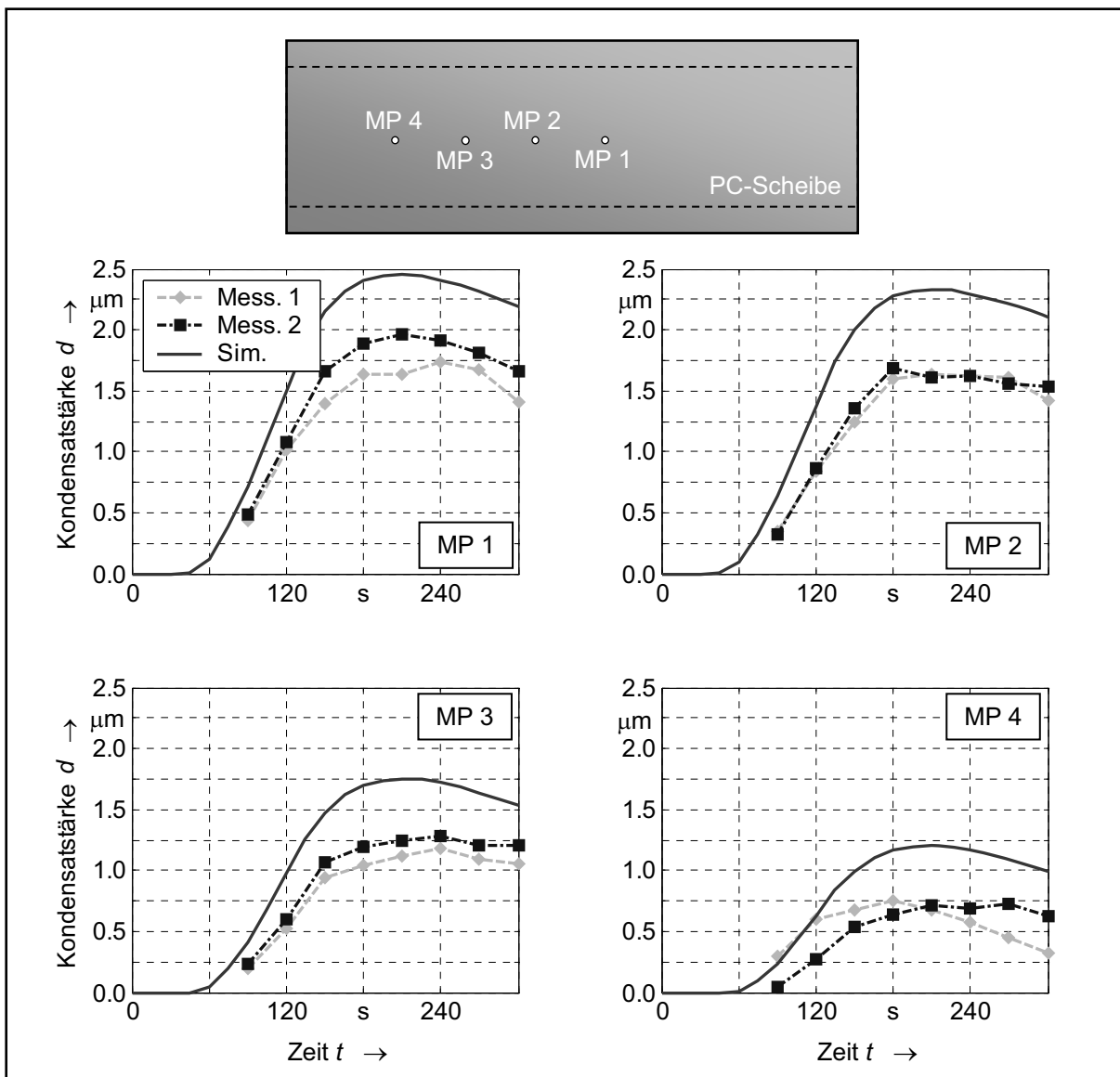


Abbildung 4.31: Mittlere Kondensatstärken für die Messreihe 2 – Messwerte der Einzelmessungen und Simulationsergebnisse

Die Gegenüberstellung der Kondensatstärken in der Abbildung 4.31 zeigt, dass die simulierten Werte allesamt oberhalb der gemessenen liegen. Dies ist plausibel, denn während in den Messreihen 1A bis 1C bei etwas zu hohen simulierten Temperaturen die Kondensatstärken tendenziell etwas zu gering waren, liefert die Simulation mit den Parametern der Messreihe 2 nun bei etwas niedrigeren simulierten Temperaturen erhöhte mittlere Kondensatstärken. Qualitativ jedoch entsprechen die Simulationsergebnisse wiederum gut den Messergebnissen. Als Ursache für die quantitativen Abweichungen sind wiederum Fehler der Messreihen-Parameter sehr wahrscheinlich, denn einerseits weisen die Abweichungen an allen Messpunkten die gleiche Tendenz auf. Andererseits liegen diese Abweichungen in der Größenordnung

des Einflusses von Temperatur- und Feuchtigkeitsmessfehlern, was im Abschnitt über Messfehler bei den Messreihen-Parametern ausführlich diskutiert wurde.

Simulations- und Messergebnisse der Messreihe 3

Zuletzt werden nun noch die Ergebnisse einer Messreihe mit dem maximalen Volumenstrom des Lüfters nach Tabelle 4.1 vorgestellt, deren Parameter in der Tabelle 4.9 aufgeführt sind. Die zugehörigen simulierten und gemessenen Temperaturverläufe sind in der Abbildung 4.32 dargestellt.

Tabelle 4.9: Parameter der Messreihe 3

Messreihe 3				
Vorlauf	30 s	Systemtemperatur	22,50 °C	295,65 K
Betaung	120 s	Feuchtigkeit	94,7 %rF	16,2 g/kg
Enttauung	180 s	Kühltemperatur	16,60 °C	289,75 K
		Lüfterstellung	3	

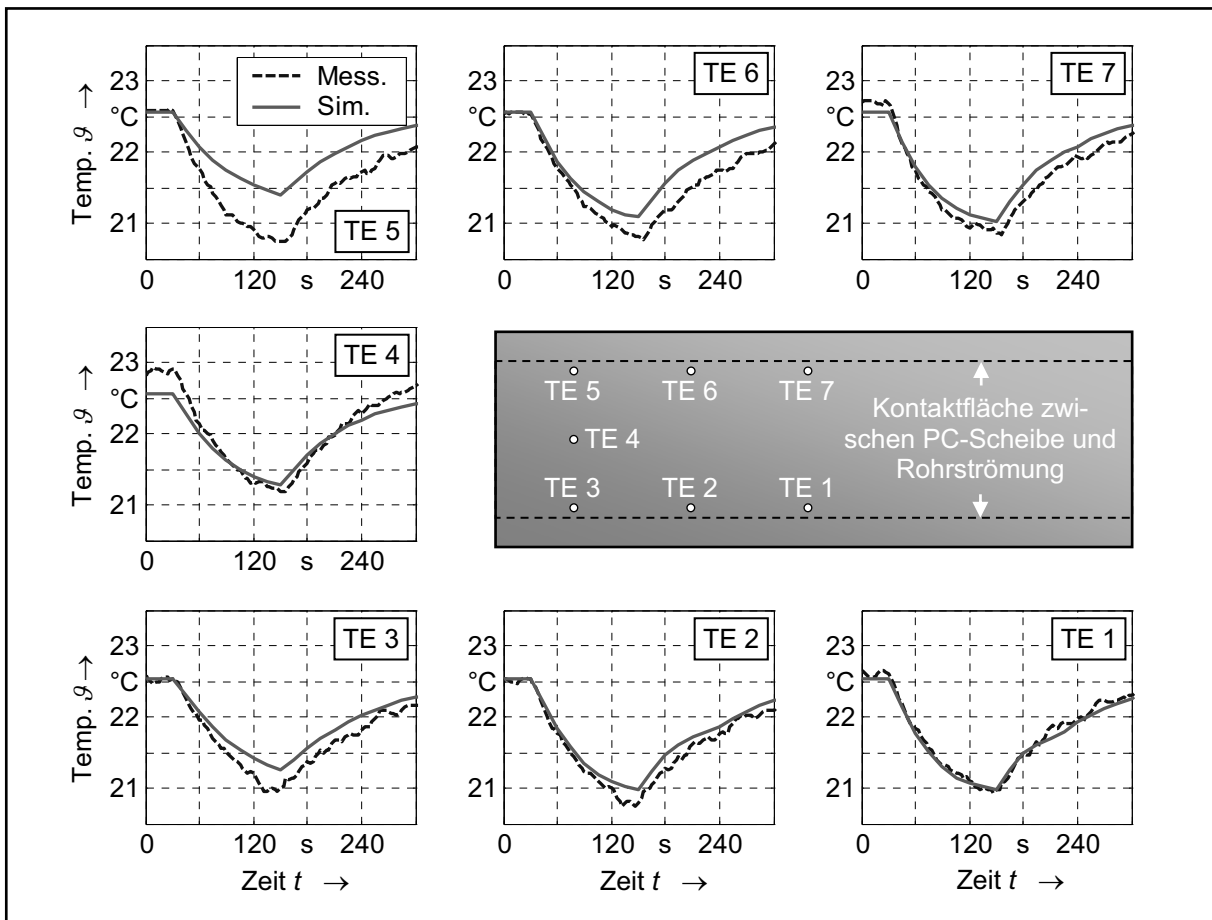


Abbildung 4.32: Temperaturen der PC-Scheibe für die Messreihe 3

Es ist deutlich zu erkennen, dass die gemessenen und simulierten Temperaturverläufe insbesondere in der Scheibenmitte gut übereinstimmen. Tendenziell liegen die simulierten Werte wie in den Messreihen 1A bis 1C oberhalb der gemessenen. Ebenso zeigt die Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Kondensatstärken in der Abbildung 4.33 Analogien zu den Messreihen 1A bis 1C, denn auch hier liegen die Kondensatstärken tendenziell unterhalb der gemessenen. Die Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen ist insbesondere an den Messpunkten MP 1 bis MP 3 hoch. Die Simulation liefert demnach auch für diese Messreihe gute Ergebnisse.

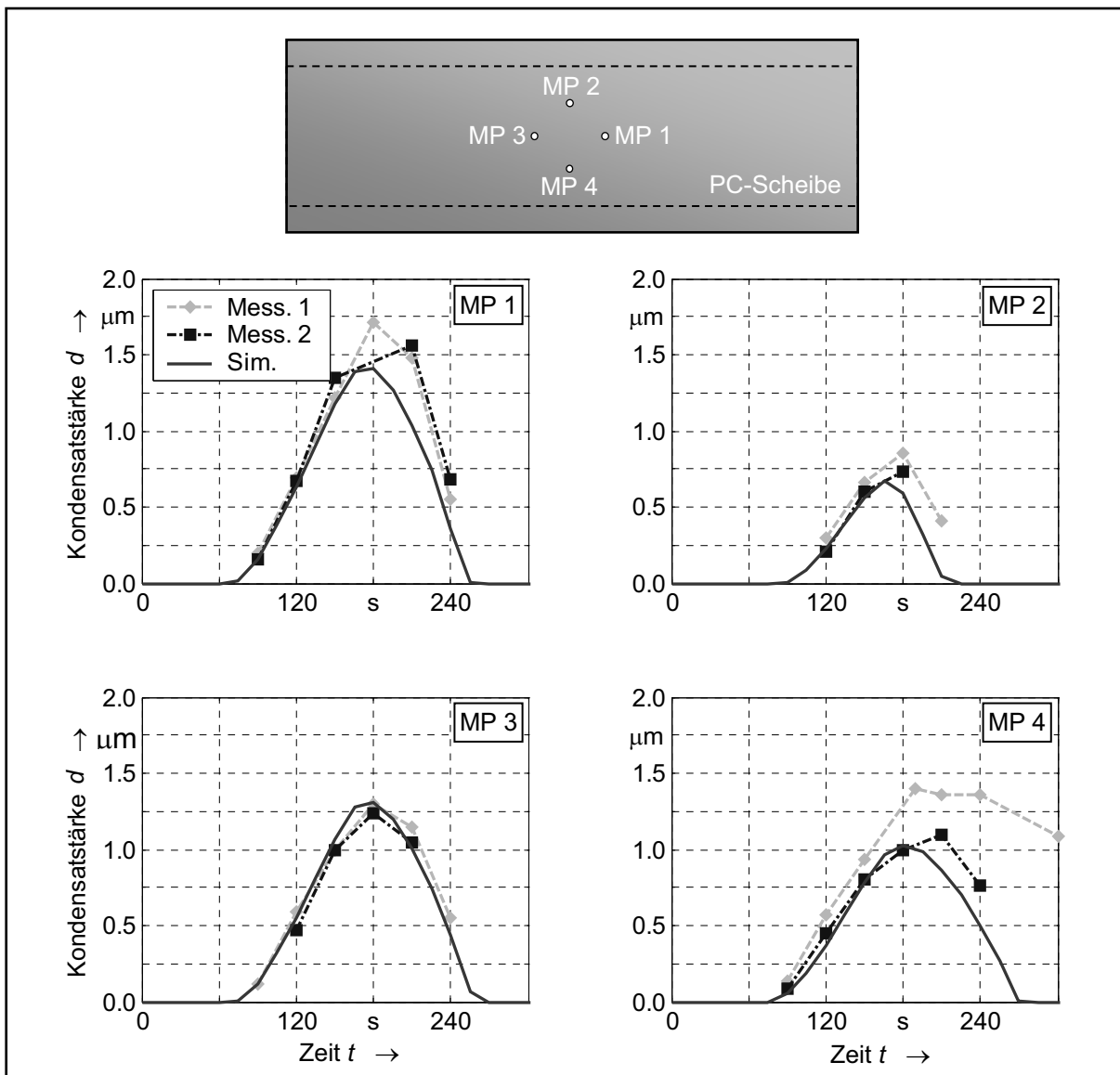


Abbildung 4.33: Mittlere Kondensatstärken für die Messreihe 3 – Messwerte der Einzelmessungen und Simulationsergebnisse

4.4.3 Bewertung der Simulationsmethodik

Die Analyse der Simulationsergebnisse zeigt, dass die Abweichungen zu den Messergebnissen zahlreiche Ursachen haben können. Hinsichtlich der Messdaten ist zunächst eine starke Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von den Messreihenparametern zu beobachten, die durch die Mittelung der gemessenen Temperaturen und Feuchtigkeiten über alle Einzelmessungen einer Messreihe gewonnen wurden. Da sie direkt in Form von Anfangs- und Randbedingungen in die Simulation eingehen, können sich Änderungen der Messgrößen in einzelnen Messungen einer Messreihe deutlich bemerkbar machen.

Dies gilt auch für Messfehler, selbst wenn diese noch innerhalb der Toleranzgrenzen der Sensorhersteller liegen. Gerade die Temperaturmessfehler, die laut Hersteller bis zu $\pm 0,38$ K betragen, sind in Anbetracht maximaler Temperaturunterschiede von unter 5 K im Bereich der PC-Scheibe verhältnismäßig groß. Durch größere Temperaturunterschiede, z.B. durch weitaus geringere Kühltemperaturen, lässt sich dieses Problem reduzieren, wodurch allerdings die Betauungsvorgänge wesentlich schneller verlaufen. Da dieses für Betauungen in Scheinwerfern untypisch ist, wurde hiervon im Rahmen der Modellvalidierung nicht Gebrauch gemacht.

Weiterhin können sich sowohl die Messgrößenänderungen während der Einzelmessungen einer Messreihe als auch die Messfehler in unterschiedlicher Weise auf die wichtigste Größe der Simulation – die mittlere Kondensatstärke – auswirken. So kann eine gegenseitige Verstärkung, aber auch eine zumindest teilweise Kompensation der Einflüsse auftreten. Dies erschwert die Aussage, ob bzw. welche Messfehler für die Abweichungen zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen verantwortlich sind.

Neben den Temperaturen und Feuchtigkeiten kann auch die Auswertung der Mikroskopaufnahmen fehlerbehaftet sein. Eine Abschätzung dieses Fehlers hat ergeben, dass er von zahlreichen Faktoren wie z.B. dem Kontaktwinkel und den ermittelten Tropfenradien abhängig ist. Für diesen ist nur eine worst-case-Abschätzung möglich, die vergleichsweise große Fehlerschranken liefert.

Zuletzt können auch Ungenauigkeiten von Stoffwerten oder numerische Fehler, die bei der Lösung der NS-Gleichungen auftreten, zu den Abweichungen beitragen. Da Variationen der Stoffwerte nur geringe Veränderungen der Simulationsergebnisse ergeben haben und das Rechengitter zudem eine hohe Qualität aufweist, sind solche Einflüsse als Ursache für die Unterschiede zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen allerdings nahezu auszuschließen.

Trotz all dieser Fehlermöglichkeiten hat sich insgesamt eine hohe qualitative und zumeist auch quantitative Übereinstimmung zwischen den Simulationen und den Messungen ergeben. So wurden die Zeitpunkte des Kondensationsbeginns und der Umkehrung zwischen steigenden und fallenden Kondensatstärken richtig berechnet. Auch die unterschiedlichen Maximalwerte der Kondensatstärken, die stark von der Position des Messpunktes auf der PC-Scheibe abhängen, wurden in der Regel korrekt vorhergesagt. Dies ermöglicht zum einen das Fazit, dass die vorliegende Simulationsmethodik zuverlässige Ergebnisse liefert, sofern die Anfangs- und Randbedingungen hinreichend genau bekannt sind. Zum anderen kann aufgrund dieser Erkenntnisse die Vermutung aus Abschnitt 4.3 als bestätigt gelten, dass die aktuelle Oberfläche der Tropfen als zeitabhängige Kondensationsfläche aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Kondensatstärken keinen relevanten Einfluss auf die Be- und Enttauvorgänge ausübt. Insbesondere in der Anfangsphase der Betauung würde dies deutliche Unterschiede zwischen gemessenen und simulierten Kondensatstärken erkennen lassen, da hier die aktuelle Kondensationsfläche $M(t)$ laut der Abbildung 4.13 deutlich kleiner ist als die Oberfläche A der mit Tropfen beladenen Fläche. Da dieses nicht zu beobachten ist, liefern die im Kapitel 3 angegebenen Gesetzmäßigkeiten für die vorliegende Tropfenkondensation gute Ergebnisse; eine Modifikation ist also nicht erforderlich.

Als Abschluss der Modellvalidierung sei darauf hingewiesen, dass mehrere Maßnahmen zur Reduzierung der Rechenzeiten ergriffen wurden. Neben der Einsparung von Rechenzellen ist dies insbesondere die Annahme konstanter Strömungsfelder. Diese wurden für einen stationären Anfangszustand einmalig berechnet und während der transienten Simulationen „eingefroren“. Dies beschleunigt die Lösung der NS-Gleichungen erheblich. So benötigt die Berechnung des stationären Anfangszustands einige Stunden; die transiente Berechnung der Be- und Enttauvorgänge mit einer Dauer von insgesamt 360 Sekunden lässt sich bei konstantem Strömungsfeld in etwa 3 bis 4 Tagen realisieren. Die Zeitschrittweite betrug dabei in allen transienten Simulationen 50 ms. Eine volltransiente Simulation hingegen würde nach Schätzungen Rechenzeiten erfordern, die mindestens um den Faktor 3 bis 4 höher liegen. Auf genauere Angaben zu den benötigten Rechenzeiten wird hier bewusst verzichtet, denn diese sind neben der verwendeten Hardware u.a. auch vom zu berechnenden Prozess abhängig. Entscheidend ist hier vielmehr das Verhältnis der Rechenzeiten, welches sich auch für andere Hardware und Prozesse wieder finden wird.

5 Anwendung der Simulationsmethodik auf Kfz-Scheinwerfer

Die Modellvalidierung im vorangehenden Kapitel hat gezeigt, dass mit dem erstellten Modell die Kondensatstärken in Be- und Enttauvorgängen hinreichend genau vorhergesagt werden können. Gegenstand dieses Kapitels ist nun die exemplarische Anwendung der Simulationsmethodik auf die Be- und Enttauvorgänge in Kfz-Scheinwerfern. Dabei lauten die Aufgaben:

1. Bestimmung der betauungsgefährdeten Bereiche (Abschnitt 5.1)
2. Simulation der Kondensatbildung und -rückbildung (Abschnitt 5.2).

Da diese Aufgaben dazu dienen sollen, die Be- und Enttauvorgänge von Kfz-Scheinwerfern bereits in deren Entwicklungsphase zu analysieren, sind Rahmenbedingungen vorzugeben und einzuhalten. Dies sind u.a. die momentan noch eingeschränkten Kenntnisse der Umgebungsbedingungen im Motorraum, insbesondere bei einer Fahrzeugbewegung, sowie die aus wirtschaftlichen Gründen begrenzten Rechenzeiten.

5.1 Bestimmung der betauungsgefährdeten Bereiche

Die Kenntnis der Lage der betauungsgefährdeten Bereiche im Scheinwerfer ist u.a. für die Auslegung und Positionierung der Belüftungsöffnungen notwendig. Diese Bereiche werden in der Regel durch die im Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Laborversuche bestimmt. Sie haben insbesondere den Vorteil, dass zu ihrer Durchführung keine Fahrzeuge erforderlich sind und sie daher bereits in frühen Entwicklungsphasen einsetzbar sind.

Die Anzahl solcher Laborversuche ist nahezu unbegrenzt. Im Folgenden wird daher ein konkreter Laborversuch mit repräsentativen Merkmalen ausgewählt. Dessen Aussagen hinsichtlich der Lage betauungsgefährdeter Bereiche sollen mit Hilfe der Simulation reproduziert werden.

5.1.1 Laborversuch zur Lagebestimmung betauungsgefährdeter Bereiche

Beim ausgewählten Laborversuch handelt es sich um einen so genannten *Beregnungstest*. Dabei befindet sich der Scheinwerfer in einer Beregnungskammer, die es ermöglicht, dessen Abschluss-Scheibe mit temperiertem Wasser zu besprühen und somit abzukühlen. Zunächst werden die Fern- und Abblendlichtfunktion des Scheinwerfers für eine Dauer von 30 Minuten bei Normleistungszufuhr betrieben. 10 Minuten vor dem Ausschalten der Lichtfunktionen setzt die Beregnung mit dem auf 7 °C

temperierten Wasser bei einem Volumenstrom von 4 Litern pro Minute ein. Diese Beregnung dauert ebenfalls 30 Minuten. Daran schließt sich eine 10minütige Phase an, in der die Lichtfunktionen ausgeschaltet bleiben und keine Beregnung erfolgt. Dieser Zyklus mit einer Dauer von 60 Minuten ist in der Abbildung 5.1 dargestellt. Der gesamte Beregnungstest umfasst 48 dieser Zyklen.

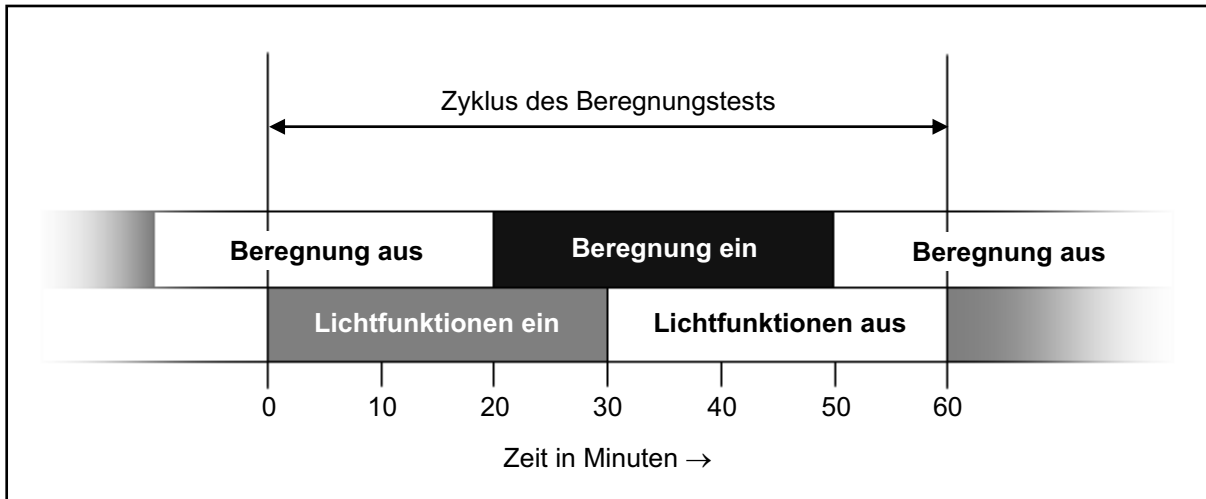


Abbildung 5.1: Zyklus eines Beregnungstests

Der Beregnungstest weist folgende, für viele andere Versuche charakteristische Merkmale auf:

- Durch zyklisches Ein- und Ausschalten der Lichtfunktionen werden im Wechsel hohe und niedrige Temperaturniveaus im Scheinwerfer geschaffen, was starke Änderungen der Temperatur- und Strömungsverhältnisse zur Folge hat.
- Der zyklische Betrieb der Lichtfunktionen bewirkt über die Belüftungsöffnungen ein ständiges Ansaugen und Ausstoßen von Umgebungsluft. Diese weist einen hohen Feuchtigkeitsanteil auf, so dass im Laufe des Tests auch im Scheinwerfer ein hohes Feuchtigkeitsniveau auftritt.
- Betauung wird vor allem während der Ausschaltphasen der Lichtfunktionen und/oder einer Kühlung der Abschluss-Scheibe hervorgerufen.
- Gegen Ende des Tests befindet sich der Scheinwerfer im eingeschwungenen Zustand. In diesem Fall sind die über einen Zyklus gemittelten Größen wie z.B. die Temperaturen oder die absolute Feuchte annähernd konstant. Als Folge sind dann auch die beobachtbaren Be- und Enttaunungserscheinungen in jedem Zyklus nahezu identisch.

Der ausgewählte Beregnungstest ist stellvertretend für all diejenigen Betauungsvorgänge, die ausgehend von einem hohen Temperatur- und Feuchtigkeitsniveau im

Scheinwerfer während der Abkühlung vor allem der Abschluss-Scheibe auftreten. Er ist demnach nicht nur repräsentativ für eine Vielzahl ähnlicher Betauungstests zu sehen, sondern auch für Betauungsvorgänge nach Einbau der Scheinwerfer in das Fahrzeug. Unterschiede können allerdings in der Art der Aufheizung und Abkühlung sowie der Feuchtigkeitszu- und abfuhr bestehen.

5.1.2 Simulative Nachbildung des Laborversuchs

Grundsätzlich lässt sich auch dieser in hohem Maße dynamische Laborversuch mit Hilfe einer transienten Simulation nachbilden; dies ist jedoch äußerst rechen- und damit zeitintensiv. So sind Rechenzeiten in der Größenordnung mehrerer Wochen [HER03] erforderlich, da in jedem Zeitschritt eine konvergente Lösung der vollständigen NS-Gleichungen zu erzielen ist. Aus diesem Grund sind die im Abschnitt 4.4 beschriebenen Simulationen unter der dort zulässigen Annahme eines stationären Strömungsfeldes durchgeführt worden, so dass lediglich noch die Temperatur- und Feuchtigkeitsverteilungen zu bestimmen waren. Hier ist ein solches Vorgehen allerdings nicht möglich, da das Strömungsfeld keinesfalls unveränderlich ist.

Der Berechnungstest liefert die Erkenntnis, dass im eingeschwungenen Zustand die Betauung der Abschluss-Scheibe kurz nach dem Ausschalten der Lichtfunktionen beginnt und die Größe der sichtbaren betauten Fläche etwa 5 Minuten später ein Maximum annimmt. In diesem Zeitraum ist der zeitliche Temperaturgradient an der Abschluss-Scheibe am größten. Diese Erkenntnis lässt sich nutzen, um eine akzeptable Rechenzeit zu erzielen. Dazu muss zunächst der eingeschwungene Zustand des Scheinwerfers unmittelbar vor dem Ausschalten der Lichtfunktionen ermittelt werden. Dieser bildet den Anfangszustand für den bis zum Erreichen des maximalen Betauungsgrades etwa 5-minütigen Abkühlvorgang, der transient zu simulieren ist. Somit muss nur ein geringer Teil des Zyklus' berechnet werden, um die Lage der betauungsgefährdeten Bereiche zu bestimmen. Die wichtigsten Erkenntnisse des Betauungstests können jedoch auch bei einem kompletten Verzicht auf eine transiente Simulation des Abkühlvorgangs gewonnen werden. Dazu müssen lediglich der Anfangszustand bekannt sein und einige vereinfachende Annahmen getroffen werden. Dies ist Gegenstand des folgenden Abschnitts.

Vereinfachende Annahmen

Zunächst wird die Wärmebilanzgleichung für einen finiten Bereich der Abschluss-Scheibe betrachtet. Dazu sind die Wärmeeinträge und -verluste in der Abbildung 5.2 grafisch dargestellt.

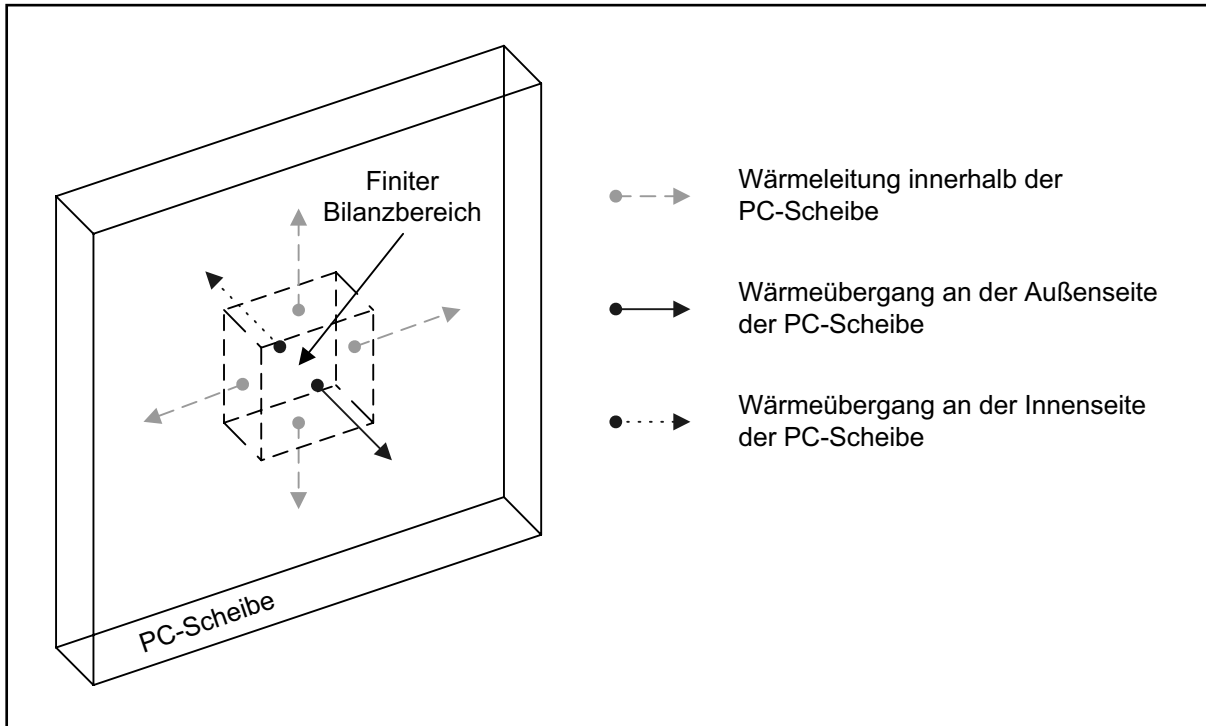


Abbildung 5.2: Wärmebilanz für einen finiten Bereich der Abschluss-Scheibe

Die Wärmeleitung innerhalb der PC-Scheibe kann aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Polycarbonats vernachlässigt werden. Wird unmittelbar vor dem Ausschalten der Lichtfunktionen ein stationärer Zustand vorausgesetzt, so halten sich die Wärmestromdichten auf der Innen- und Außenseite der Scheibe gerade das Gleichgewicht. Werden dann die Lichtfunktionen ausgeschaltet, so wird der Wärmeeintrag auf der Innenseite der Abschluss-Scheibe aufgrund des Wegfalls der konvektiven Wärme sowie der Strahlungsenergie der Leuchtmittel stark absinken. In diesem Fall wird die Temperatur der Scheibe im Wesentlichen nur noch durch die Wärmeabfuhr nach außen bestimmt und die Wärmebilanzgleichung lautet

$$d_{PC} dA_{PC, \text{außen}} \rho_{PC} c_{PC} \frac{\partial T_{PC}(t)}{\partial t} = -\alpha_{\text{außen}} dA_{PC, \text{außen}} (T_{PC}(t) - T_{\text{außen}}). \quad (5.1)$$

Ein Umstellen und Integrieren der Gleichung (5.1) liefert die lokale, über die Scheibendicke gemittelte Temperatur T_{PC} der PC-Scheibe

$$\begin{aligned} T_{PC}(t) &= T_{\text{außen}} + (T_{PC}(0) - T_{\text{außen}}) \exp\left(-\frac{\alpha_{\text{außen}}}{\rho_{PC} d_{PC} c_{PC}} t\right) \\ &= T_{\text{außen}} + (T_{PC}(0) - T_{\text{außen}}) \exp\left(-\frac{t}{t_{\text{Abkühlung}}}\right) \end{aligned} \quad (5.2)$$

Darin fällt der Zeitpunkt $t = 0$ mit dem Ausschalten der Lichtfunktionen zusammen, und d_{PC} ist die Dicke der PC-Scheibe.

Die in der Gleichung (5.2) auftretende Zeitkonstante des Abkühlvorgangs kann folgendermaßen abgeschätzt werden: Die Wärmeabfuhr von der PC-Scheibe während der Beregnung erfolgt im Wesentlichen durch Wärmeleitung durch den Wasserfilm auf der Scheibe. In diesem Fall gilt

$$\alpha_{\text{außen}} = \frac{\lambda_W}{d_W}.$$

Darin bezeichnet $\lambda_W = 0,6 \text{ W/(mK)}$ [STR97a] die Wärmeleitfähigkeit des Wassers und d_W die Dicke des an der PC-Scheibe herunterlaufenden Wasserfilms. Wird letztere abgeschätzt zu $1 \text{ mm} < d_W < 2 \text{ mm}$, so ergibt sich für den Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenseite der PC-Scheibe ein Wertebereich von $300 \text{ W/(m}^2\text{K)} < \alpha_{\text{außen}} < 600 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Mit den Stoffwerten von Polycarbonat sowie der Dicke der PC-Scheibe $d_{\text{PC}} = 3 \text{ mm}$ gilt somit für die Zeitkonstante $7,8 \text{ s} < t_{\text{Abkühlung}} < 15,6 \text{ s}$. Dies bedeutet, dass während der Beregnung die Scheibentemperatur $T_{\text{PC}}(t)$ schnell auf ihren Endwert (hier: Temperatur des Wassers) abklingt.

Unter der Annahme einer homogenen Abkühlung der PC-Scheibe durch die Beregnung ($\alpha_{\text{außen}} = \text{const}$) ist die Zeitkonstante $t_{\text{Abkühlung}}$ in der Gleichung (5.2) für alle Bereiche der PC-Scheibe identisch. Das bedeutet, dass sich die Temperaturverläufe von Bereichen der Scheibe, die unterschiedliche Anfangstemperaturen $T_{\text{PC}}(0)$ aufweisen, im Laufe der Abkühlung zwar exponentiell der Endtemperatur $T_{\text{außen}}$ nähern, sich gegenseitig aber nicht schneiden. Vielmehr werden diejenigen Bereiche, die zum Zeitpunkt des Ausschaltens der Lichtfunktionen am kältesten sind, auch während der Betauungsphase die kältesten Bereiche bleiben und daher als erste die Taupunkttemperatur unterschreiten. Für die letztere wird zudem angenommen, dass sie zum Zeitpunkt $t = 0$ im gesamten Scheinwerfer identisch ist.

In Folge der Kondensatbildung während der Betauungsphase wird die Taupunkttemperatur durch das Ausscheiden von Wasserdampf kontinuierlich absinken. Dadurch werden nicht alle Bereiche der Abschluss-Scheibe betauen, selbst wenn die Endtemperatur $T_{\text{außen}}$ unterhalb der Taupunkttemperatur zum Zeitpunkt $t = 0$ liegt. Daher stellt sich die Frage, ob es durch die Festlegung einer geeigneten Temperaturgrenze möglich ist, die Abschluss-Scheibe anhand ihrer Temperaturverteilung zum Zeitpunkt $t = 0$ in betauende und nicht betauende Bereiche zu unterteilen. Als betauend gelten dann diejenigen Bereiche der Abschluss-Scheibe, die eine Anfangstemperatur unterhalb dieser Temperaturgrenze aufweisen. Da dieser Grenzwert letztlich bewerten soll, welche Bereiche während der Abkühlung die zeitveränderliche Taupunkttemperatur unterschreiten, wird er im Folgenden als *effektive Taupunkttemperatur* $T_{\text{Tau,eff}}$ bezeichnet.

Vergleich der Simulations- und Messergebnisse

Ein Vergleich von Simulations- und Messergebnissen soll zeigen, ob ausgehend von den berechneten Anfangstemperaturen durch die Wahl einer geeigneten effektiven Taupunkttemperatur diejenigen Bereiche einer Abschluss-Scheibe identifiziert werden können, die im Beregnungstest Betauung aufweisen. Dazu wird der Beregnungstest zunächst für drei unterschiedliche Scheinwerfer-Systeme (Abbildung 5.3) durchgeführt.

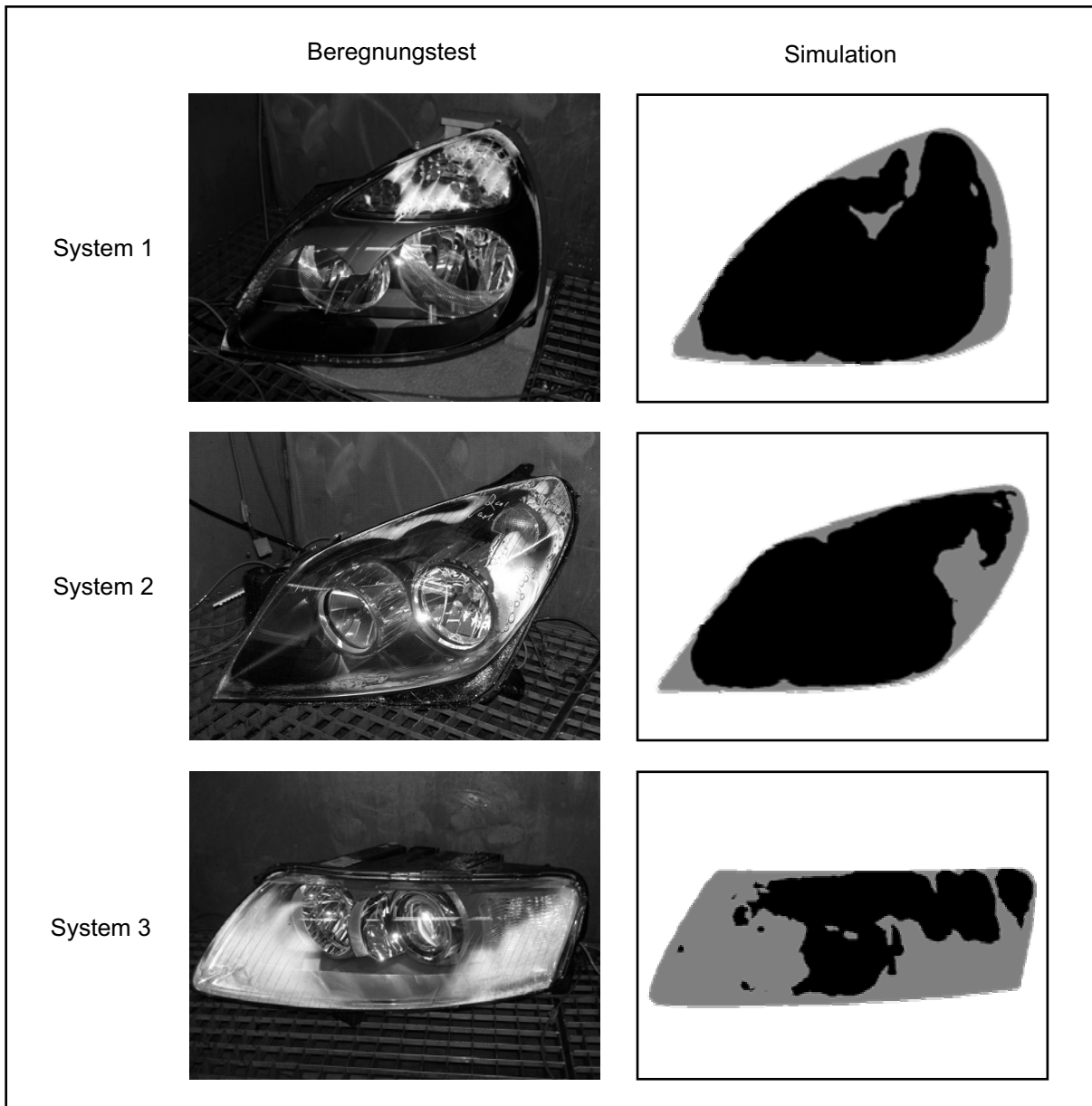


Abbildung 5.3: Betauungsgefährdete Bereiche im Beregnungstest und in der Simulation

Für diese Systeme wird der Anfangszustand mit Hilfe der Simulation bestimmt. Dabei handelt es sich um eine stationäre Temperatursimulation, in der die Randbedingungen derart gewählt werden, dass sie den Beregnungstest während der Beregnung bei gleichzeitig eingeschalteten Lichtfunktionen beschreiben. Die Beregnung bewirkt

vor allem einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenseite der Abschluss-Scheibe, der in den durchgeführten Simulationen zu $\alpha_{\text{außen}} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ gewählt wurde.

Die Scheinwerfer-Systeme 1 und 2 verfügen jeweils über separate Abblend- (Halogen-Leuchtmittel H7) und Fernlichtfunktionen (Halogen-Leuchtmittel H1). Das Scheinwerfer-System 3 hingegen besitzt ein Bi-Xenon-Projektionsmodul (Xenon-Leuchtmittel D2S) sowie ein zusätzliches Tagfahrlicht (Halogen-Leuchtmittel P21W). Alle Systeme verfügen zudem über eine integrierte Blinkerfunktion. Während des Beregnungstests werden nur diejenigen Lichtfunktionen eingeschaltet, die sich auch in realen Situationen im Dauerbetrieb befinden können. Für die Systeme 1 und 2 sind dies sowohl das Abblend- als auch das Fernlicht; für das System 3 ist es lediglich das Bi-Xenon-Modul, da das Tagfahrlicht nur bei ausgeschaltetem Fern- und Abblendlicht in Betrieb ist. Die Blinkerfunktionen bleiben für alle Systeme ausgeschaltet.

Die Abbildung 5.3 stellt die Betauungserscheinungen im Beregnungstest jeweils 5 Minuten nach dem Ausschalten der Lichtfunktionen denjenigen Bereichen gegenüber, die laut der Simulation betauen. Dazu wurde jeweils eine effektive Taupunkttemperatur $T_{\text{Tau,eff}} = 284 \text{ K}$ ($\vartheta_{\text{Tau,eff}} \approx 11 \text{ °C}$) zu Grunde gelegt. Diese entspricht näherungsweise der über einen Zyklus gemittelten Taupunkttemperatur, die lokal in der Nähe der Innenseite der Abschluss-Scheiben gemessen wurde. Die grauen Bereiche der Simulationsergebnisse aus der Abbildung 5.3 sind solche Bereiche, deren Temperaturen unterhalb der effektiven Taupunkttemperatur liegen und demnach als betauend gelten. Die schwarzen Bereiche sind hingegen unbetaut.

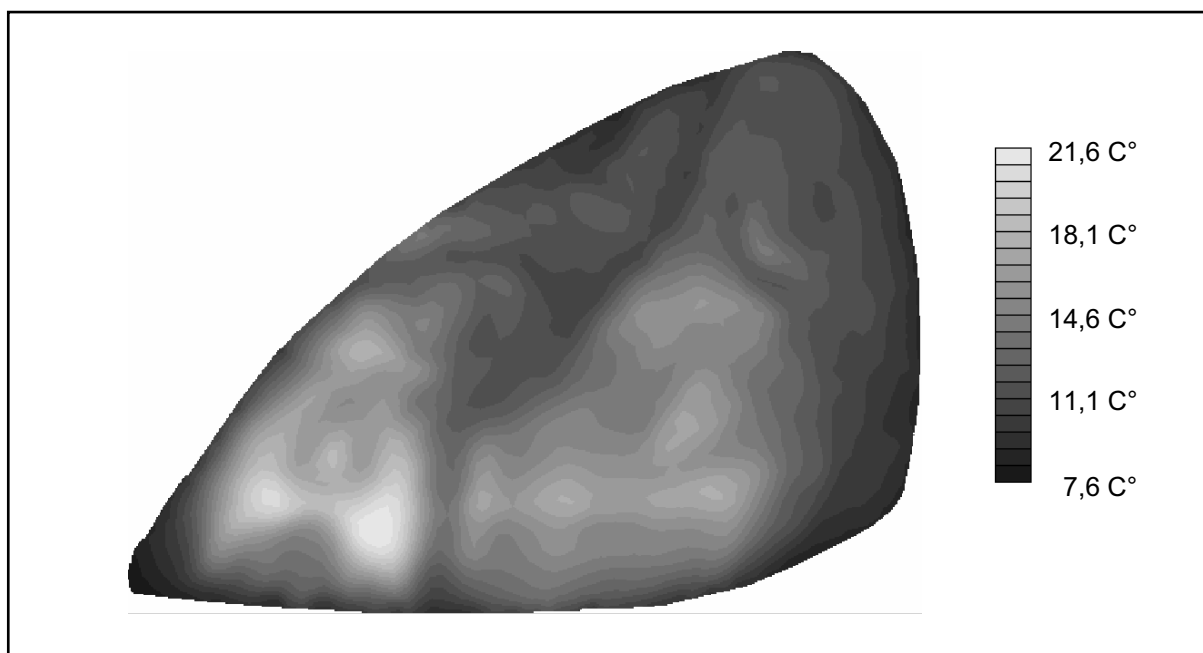


Abbildung 5.4: Simulierte Temperaturverteilung an der Scheiben-Innenseite (System 1)

Hinsichtlich der Lage der betauten Bereiche liefert die Simulation des Systems 1 richtige Ergebnisse. So wird die Betauung sowohl in der linken unteren Ecke als auch rechts richtig erfasst. Zudem wird laut Simulation auch im Blinkerbereich Betauung auftreten, was durch den Beregnungstest bestätigt wird. Diese Ergebnisse resultieren aus der Berechnung der stationären Temperaturverteilung an der Scheiben-Innenseite während des Beregnungstests, die in der Abbildung 5.4 dargestellt ist.

Unterschiede zwischen dem Beregnungstest und der Simulation des Systems 1 bilden vor allem die Größe der betauten Bereiche sowie deren Form. Diese Unterschiede werden bei der Bewertung des Verfahrens am Ende dieses Unterkapitels näher erläutert.

Beim System 2 ist hinsichtlich der Lage der betauten Bereiche ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen dem Test und der Simulation zu erkennen. Zudem wird auch das Profil der großflächigen Betauung im rechten Blinkerbereich durch die Simulation korrekt erfasst.

Die Betauung des Systems 3 weist im Beregnungstest ein trapezförmiges Profil auf. Dieses ist in der Simulation nur noch sehr verzerrt wieder zu erkennen, was vor allem auf die ungenaue Berechnung der Temperaturverteilung zurückzuführen ist. Die Abbildung 5.5 zeigt die simulierten Temperaturen an der Innenseite der Abschluss-Scheibe während des Beregnungstests.

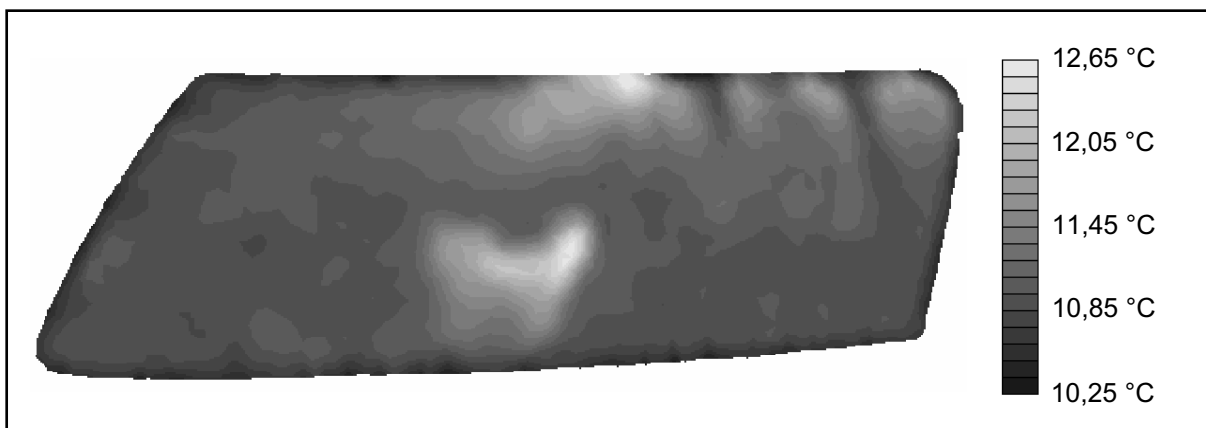


Abbildung 5.5: Simulierte Temperaturen der Scheiben-Innenseite im Beregnungstest (System 3)

Eine direkte Überprüfung dieses Simulationsergebnisses durch einen Vergleich mit Messergebnissen ist nicht möglich, da hierzu eine Thermografie-Aufnahme der Innenseite erforderlich ist. Nur diese kann die Temperaturverteilung der gesamten Scheibe erfassen; sie lässt sich aber nicht für innen liegende Bereiche des Scheinwerfers einsetzen. Auch ein Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen der Scheiben-Außenseite ist nicht möglich, da die Thermografie bei der Beregnung des Scheinwerfers wiederum nicht angewendet werden kann. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, gemessene und simulierte Temperaturen für ein gering-

fällig modifiziertes Szenario gegenüberzustellen, um die Genauigkeit des Berechnungsergebnisses bewerten zu können. Dazu werden die Randbedingungen der Simulation derart gewählt, dass sie den Abblendlichtbetrieb des Scheinwerfers bei einer homogenen Umgebungstemperatur von 23 °C beschreiben. Dieses Szenario unterscheidet sich von der Berechnung lediglich durch eine andere Umgebungstemperatur (23 °C anstelle von 7 °C) und einen deutlich geringeren, aber weiterhin konstanten Wärmeübergangskoeffizienten an der Scheibenaußenseite. Ein Vergleich erfolgt zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen der Scheibenaußenseite, die in der Abbildung 5.6 dargestellt sind.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die thermografierte Temperaturverteilung ebenso wie die Betauung des Berechnungstests ein trapezförmiges Profil aufweist. Dieses lässt sich in der Simulation nicht mehr so deutlich wieder finden. Für die geänderten Randbedingungen zur Bestimmung der Temperaturen während des Berechnungstests wird dieser Unterschied noch verstärkt. Es ist zu vermuten, dass vor allem die Beschreibung des thermischen Verhaltens des Bi-Xenon-Moduls im Gegensatz zu herkömmlichen Halogen-Leuchtmitteln noch nicht ausreichend und damit für die Abweichungen zwischen Thermografie bzw. Berechnungstest und Simulation verantwortlich ist. Hier ist demnach die Ableitung der betauten Bereiche aus dem Ergebnis der stationären Temperatursimulation nicht möglich, da diese eine hinreichend genaue Berechnung insbesondere der Scheibentemperaturen voraussetzt.

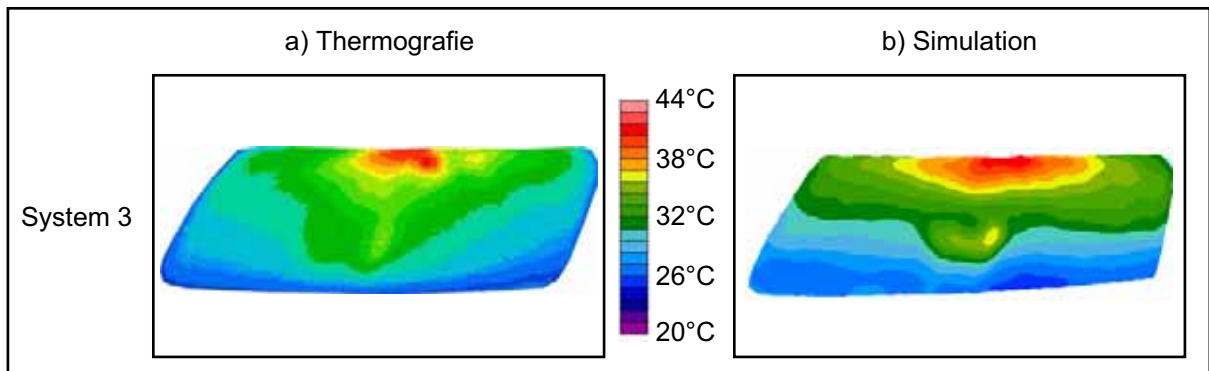


Abbildung 5.6: (a) Gemessene und (b) simulierte Temperaturen der Scheiben-Außenseite (System 3)

5.1.3 Bewertung des Verfahrens

Anhand der Ausführungen insbesondere zum System 3 ist deutlich geworden, dass eine ausreichend genaue Berechnung der Temperaturverteilung an der Abschluss-Scheibe eine notwendige Voraussetzung ist. Nur in diesem Fall liefert das beschriebene Verfahren richtige Ergebnisse zur Lage betauungsgefährdeter Bereiche an der Abschluss-Scheibe.

Weiterhin werden sich in den meisten Fällen noch einige Abweichungen zwischen den Ergebnissen des Berechnungstests und der Simulation feststellen lassen. Diese sind vor allem auf die vereinfachenden Annahmen zurückzuführen, die für die Berechnungsmethodik getroffen wurden. Im Wesentlichen sind dies die folgenden:

- Die Berechnungsmethodik geht zum Zeitpunkt $t = 0$ von einem stationären Zustand aus, der sich theoretisch erst für eine unendliche lange Berechnung des Scheinwerfers bei eingeschalteten Lichtfunktionen ergibt. Im Berechnungstest dauert diese Phase jedoch nur 10 Minuten, so dass vermutlich noch kein stationärer Zustand im gesamten Scheinwerfer herrscht. Für die Temperaturen in unmittelbarer Nähe der Abschluss-Scheibe ist diese Annahme aber durchaus gerechtfertigt, da während der Berechnung sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten an der Scheibenaußenseite auftreten, die eine schnelle Annäherung der Scheibentemperaturen an den stationären Endwert bewirken (s. Abschätzung der Zeitkonstante des Abkühlvorgangs $t_{\text{Abkühlung}}$ im Abschnitt 5.1.2). Da die beschriebene Vorgehensweise nur auf eben diese Temperaturen zurückgreift, ergibt sich hier keine relevante Beeinträchtigung der Ergebnisgenauigkeit.
- Zur Unterteilung der Scheibeninnenseite in betauende und nicht betauende Bereiche wird ein konstanter Wert für die effektive Taupunkttemperatur angenommen. Dieser induziert eine homogene Feuchtigkeit im Scheinwerfer während der gesamten Betauungsphase. Dies wird zu deren Beginn aufgrund des vermutlich noch nicht erreichten stationären Zustands nicht der Fall sein. Weiterhin wird während der Betauungsphase durch die Kondensation von Wasserdampf zunächst nur lokal eine Absenkung der Taupunkttemperatur auftreten, die sich durch die endliche Geschwindigkeit der konvektiven und diffusiven Stoffausgleichsvorgänge erst zeitverzögert an anderen Orten bemerkbar macht. Zuletzt kommt es durch das Ausschalten der Lichtfunktionen und die Berechnung zu einer Abkühlung des Systems und in Folge dessen zu einem Ansaugen von feuchter Umgebungsluft über die Belüftungsöffnungen. Dieser zusätzliche Feuchtigkeitsaustausch mit der Umgebung wird vor allem die Taupunkttemperatur in deren Nähe beeinflussen.
- Die Bestimmung der betauenden Bereiche der Abschluss-Scheibe beruht auf der Festlegung eines konkreten Wertes für die effektive Taupunkttemperatur. In den obigen Simulationen sind die über einen Zyklus gemittelten Messwerte benutzt worden; in frühen Entwicklungsphasen sind solche Messwerte aber nicht verfügbar. Es hat sich allerdings gezeigt, dass die Mittelwerte für die einzelnen Systeme sehr nahe beieinander liegen und ungefähr $\vartheta_{\text{Tau,eff}} = 11 \text{ °C}$ betragen. Dieser Wert stellt somit einen Parameter dar, der im

Wesentlichen nur von den Bedingungen dieses Laborversuchs und nahezu unabhängig vom untersuchten Scheinwerfer-System ist. Damit kann er bei der Analyse weiterer Systeme mit dieser Methode als Konstante angesehen werden. Zudem werden geringe Schwankungen dieses Parameters das Ergebnis der Simulation nicht signifikant beeinflussen. Zwar wird sich die Größe der betauten Fläche ändern, nicht aber die Lage der betauungsgefährdeten Bereiche. Zur Bestimmung sinnvoller Positionen der Belüftungsöffnungen sind aber nur letztere relevant. Die Abbildung 5.7 verdeutlicht dies, indem sie für die Systeme 1 und 2 die laut Simulation betauenden Bereiche bei Variation der effektiven Taupunkttemperatur vergleicht. Die typische Ausbreitung der betauten Zonen von den Randbereichen in Richtung der Mitte der Abschluss-Scheiben bei steigender effektiver Taupunkttemperatur ist deutlich zu erkennen.

Als Fazit lässt sich festhalten, dass die Berechnungsmethodik trotz der obigen Einschränkungen der Genauigkeit wichtige Erkenntnisse hinsichtlich der Lage kritischer betauungsgefährdeter Bereiche liefert, sofern eine hinreichend genaue Temperaturberechnung als notwendige Voraussetzung gegeben ist.

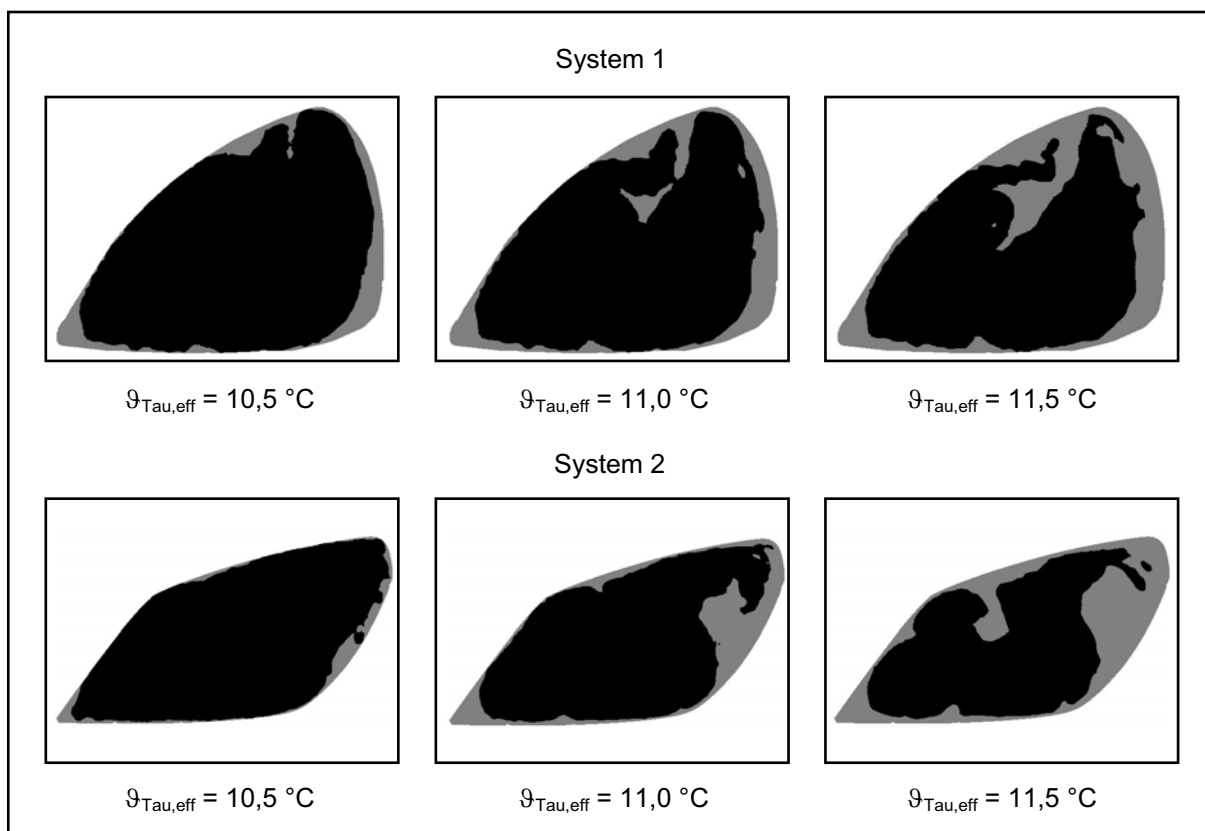


Abbildung 5.7: Einfluss der effektiven Taupunkttemperatur auf betauende Bereiche

Weiterhin muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass ein mit der obigen Vorgehensweise erzieltetes Simulationsergebnis ebenso wie jedes andere Simulations- oder Testergebnis mit Hilfe von Fach- und Erfahrungswissen beurteilt werden muss. Nur so lassen sich betaute Bereiche als kritisch oder unkritisch einstufen. Beispielsweise sind zahlreiche Erkenntnisse darüber vorhanden, dass die Betauung gerade in den unteren Randbereichen von Scheinwerfern problematisch ist, da diese kaum von konvektiver und/oder Strahlungswärme der Leuchtmittel erreicht werden und dort zudem nur ein geringer konvektiver Stofftransport zu erwarten ist. Hingegen ist eine Betauung in zentralen Bereichen der Abschluss-Scheiben zumeist unkritisch, da sie nach dem Wiedereinschalten der Lichtfunktionen erwärmt und beströmt werden, was zum schnellen Abbau des gebildeten Kondensats führt. Als Beispiel hierfür ist u.a. die Betauung des Systems 1 im Blinkerbereich zu nennen. Solche unkritischen Bereiche können bei der Positionierung von Belüftungsöffnungen außer Acht gelassen werden, so dass eine genauere Anpassung der Belüftung an die wirklich kritischen Bereiche möglich ist.

5.2 Transiente Simulation der Be- und Enttauung in Kfz-Scheinwerfern

Den Ausgangspunkt der transienten Berechnung der Be- und Enttauung bildet die Kenntnis der Lage der nach Abschnitt 5.1 kritischen betauungsgefährdeten Bereiche an der Abschluss-Scheibe. Diese kann genutzt werden, um die Belüftungsöffnungen hinsichtlich ihrer Enttauungswirkung zu bewerten, wenn der Scheinwerfer im Fahrzeug eingebaut ist. Dabei lassen sich vor allem zwei Szenarien unterscheiden:

- a) Das Fahrzeug befindet sich im Stillstand. In diesem Fall findet eine Enttauung vor allem durch diffusen Stofftransport – gegebenenfalls unterstützt durch einen konvektiven Stofftransport als Folge einer freien Konvektion – statt.
- b) Das Fahrzeug wird bewegt. In Folge dessen treten zwischen den Belüftungsöffnungen Druckdifferenzen auf, die eine Durchströmung des Scheinwerfers bewirken. Diese erzwungene Konvektion bewirkt gegenüber dem Szenario a einen zusätzlichen konvektiven Stofftransport und kann die Verdunstung von Kondensat wesentlich beschleunigen.

Das Szenario a beschreibt z.B. die Parkphase eines Fahrzeugs. Sie stellt in der Regel eine lange Enttauungsphase nach entstandener Betauung dar. Innerhalb dieser Phase kann das Enttauungsverhalten durch die Positionierung der Belüftungsöffnungen nur in geringem Maße beeinflusst werden, da sich die Umgebungsbedingungen wie Temperaturen, Feuchtigkeiten und Druckdifferenzen von Parkphase zu Parkphase und auch innerhalb solcher Phasen stark ändern können. Diese Bedingungen

sind demnach ebenso unbekannt, wie die von ihnen bestimmte Stoffmenge, die über die Belüftungsöffnungen mit dem Motorraum ausgetauscht wird. Hingegen treten bei einer konkreten Fahrzeugbewegung (z.B. feste Geschwindigkeit) definierte Druckdifferenzen zwischen den Belüftungsöffnungen auf, die einen Stoffaustausch mit dem Motorraum erzwingen. Da diese Druckdifferenzen u.a. von der Lage der Öffnungen abhängig sind, lässt sich eine Enttaugungswirkung über deren Positionen beeinflussen. Im Folgenden werden vorgegebene Kombinationen und Positionen von Belüftungsöffnungen hinsichtlich ihrer Enttaugungswirkung für solche Fahrzeugbewegungen analysiert.

Die betauungsgefährdeten Bereiche aus Abschnitt 5.1 sind unter vertretbarem Genauigkeitsverlust anhand der Ergebnisse stationärer Temperatursimulationen ermittelt worden. Dadurch kann auf eine zeitintensive transiente Simulation verzichtet werden. Eine ähnliche Vorgehensweise ist auch hier möglich, indem ausgehend von den Druckverhältnissen im Motorraum zunächst die Durchströmung des Scheinwerfers für unterschiedliche Kombinationen von Belüftungsöffnungen berechnet wird. Anschließend wird verglichen, welche Kombination die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten in den betauungskritischen Bereichen der Abschluss-Scheibe hervorruft. Dabei gilt als Faustregel, dass die Enttaugungswirkung umso besser ist, je höher die Strömungsgeschwindigkeiten an der Scheibe sind. Solche qualitativen Aussagen lassen sich anhand der Ergebnisse stationärer Strömungssimulationen treffen und ermöglichen in vielen Fällen die Auswahl der besten Kombination von Belüftungsöffnungen. Sie stoßen aber an ihre Grenzen, wenn die Simulationsergebnisse keine eindeutigen Schlüsse zulassen, weil z.B. jede Kombination – wenn überhaupt – nur einen Teil der betauungskritischen Bereiche direkt durchströmt. Weiterhin treten vermehrt Fragen in den Vordergrund, wie stark sich geometrische Änderungen wie z.B. die Verringerung der Spaltgröße zwischen inneren Komponenten und der Abschluss-Scheibe auf die Enttaugungszeit auswirken. Solche Fragen lassen sich nur durch explizite transiente Simulationen des Enttaugungsvorgangs beantworten, die im Folgenden für unterschiedliche Kombinationen von Belüftungsöffnungen des im Abschnitt 5.1 beschriebenen Systems 1 durchgeführt werden. Die Ergebnisse werden anschließend gegenübergestellt und beurteilt.

5.2.1 Bestimmung des Anfangszustands und der relevanten Umgebungsbedingungen

Für die quantitative Bewertung der Effizienz von Belüftungsöffnungen durch transiente Simulationen ist zunächst die Definition des Anfangszustands notwendig. Dieser wird durch die Temperatur-, Strömungs-, Feuchtigkeits- und Kondensatstärkenverteilung innerhalb des Systems charakterisiert. Für den anschließenden Enttaugungsvor-

gang sind die Umgebungseinflüsse relevant. Dies sind die Umgebungstemperaturen, die Druckverhältnisse zwischen den Belüftungsöffnungen sowie die Temperatur und die Feuchtigkeit der mit dem Motorraum ausgetauschten Stoffmenge.

Ermittlung des Anfangszustands

Das anhand der im Abschnitt 5.1 beschriebenen Methode bestimmte Betauungsbild an der Abschluss-Scheibe eines Scheinwerfers bildet den Anfangszustand für die transiente Enttauungssimulation. Die Enttauungswirkung eines Belüftungssystems soll für eine Kondensatbildung in den dort ermittelten kritischen betauungsgefährdeten Bereichen bewertet werden. Dazu ist in diesen Bereichen eine Kondensatstärkenverteilung vorzugeben, wozu u.a. die folgenden Möglichkeiten bestehen.

1. In den betauungsgefährdeten Bereichen werden homogene Kondensatstärken angenommen:

$$d(0) = d_0 = \text{const.} \quad (5.3)$$

Diese Annahme ist allerdings aus dem folgenden Grund unrealistisch: Als betauungsgefährdet werden anhand der Simulation diejenigen Bereiche der Abschluss-Scheibe identifiziert, deren Temperatur unterhalb der effektiven Taupunkttemperatur $T_{\text{Tau,eff}}$ liegt. In Bereichen, deren Temperatur deutlich unterhalb dieser Taupunkttemperatur liegt, wird früher Kondensation einsetzen als in Bereichen, deren Temperatur die Taupunkttemperatur nur geringfügig unterschreitet. Am Ende des Kondensationsvorgangs werden in der Regel dann auch die Kondensatstärken in den zuletzt genannten Bereichen deutlich geringer sein.

2. Der in 1. genannte Temperatureinfluss auf die Kondensatstärkenverteilung legt es nahe, die initiale Kondensatstärke durch

$$d_0 \sim \Delta T \text{ mit } \Delta T = \max\{T_{\text{Tau,eff}} - T_0, 0\} \quad (5.4)$$

als Funktion der Temperatur zu beschreiben. Darin ist T_0 die Temperatur der Innenseite der Abschluss-Scheibe, wie sie im Abschnitt 5.1 gewonnen wurde. Die Kondensatstärke steigt für steigende ΔT , während in Bereichen mit $T_0 \geq T_{\text{Tau,eff}}$ kein Kondensat vorhanden ist.

3. Laut der Ausführungen im Abschnitt 3.2.3 ist die Kondensatbildung im Gegensatz zur Gleichung (5.4) nicht unmittelbar proportional zu einem Temperatur-, sondern zu einem Konzentrationsgradienten, der seinerseits eine Temperaturabhängigkeit aufweist. Als Konsequenz daraus lässt sich die Gleichung (5.4) derart modifizieren, dass die Temperaturdifferenz ΔT durch

die temperaturabhängige Konzentrationsdifferenz Δc ersetzt wird. Für die initiale Kondensatstärke folgt dann die Beziehung

$$d_0 \sim \Delta c \text{ mit } \Delta c = \max\{c_{\text{WD,S}}(T_{\text{Tau,eff}}) - c_{\text{WD,S}}(T_0), 0\}. \quad (5.5)$$

Diese Beziehung ist insbesondere in der Lage, die durch die Gleichung (3.29) beschriebene stark nichtlineare Temperaturabhängigkeit des Kondensatstärkenwachstums zu erfassen. Sie soll im Folgenden genutzt werden, um die Kondensatstärkenverteilung zum Enttauungsbeginn vorzugeben.

Die Kondensatstärkenverteilung zum Zeitpunkt $t = 0$ lässt sich anhand der Beziehung (5.5) durch

$$d_0 = k \Delta c \quad (5.6)$$

mit der zunächst unbekanntem Proportionalitätskonstante k berechnen. Diese kann bei einer durch die Beziehung

$$m_{\text{KS}} = \rho_{\text{W}} \iint d_0 \, dA = \rho_{\text{W}} k \iint \Delta c \, dA \quad (5.7)$$

vorgegebenen Kondensatmasse aus

$$k = \frac{m_{\text{KS}}}{\rho_{\text{W}} \iint \Delta c \, dA} \quad (5.8a)$$

berechnet werden, wobei über alle inneren Oberflächen des Scheinwerfers zu integrieren ist. Die einfachste Berechnung von k ist anhand des Ergebnisses der stationären Temperatursimulation aus Abschnitt 5.1 über

$$k = \frac{m_{\text{KS}}}{\rho_{\text{W}} \sum_i \Delta c_i \Delta A_i} \quad (5.8b)$$

möglich. Darin ergibt sich die Konzentrationsdifferenz für das Oberflächenelement i zu

$$\Delta c_i = \max\{c_{\text{WD,S}}(T_{\text{Tau,eff}}) - c_{\text{WD,S}}(T_i), 0\}, \quad (5.9)$$

worin T_i die Temperatur und ΔA_i die Oberfläche des Elements i sind. Die Summation erfolgt über alle Oberflächenelemente des Simulationsmodells.

Für das im Abschnitt 5.1 betrachtete System 1 ist die initiale Kondensatstärkenverteilung an der Abschluss-Scheibe in der Abbildung 5.8 dargestellt. Dabei wurden die freien Parameter zu $\vartheta_{\text{Tau,eff}} = 11 \text{ °C}$ und $m_{\text{KS}} = 11,9 \text{ mg}$ gewählt. Letzter resultiert aus

einer Abschätzung des Feuchtigkeitsgehalts der Luft im Scheinwerfer zu Beginn und nach Abschluss des Kondensationsvorgangs während des Berechnungstests. Aus diesen Parametern folgt der Proportionalitätsfaktor zu $k \approx 5,36 \cdot 10^{-3}$ m und die Kondensatstärken betragen bis zu $9 \mu\text{m}$.

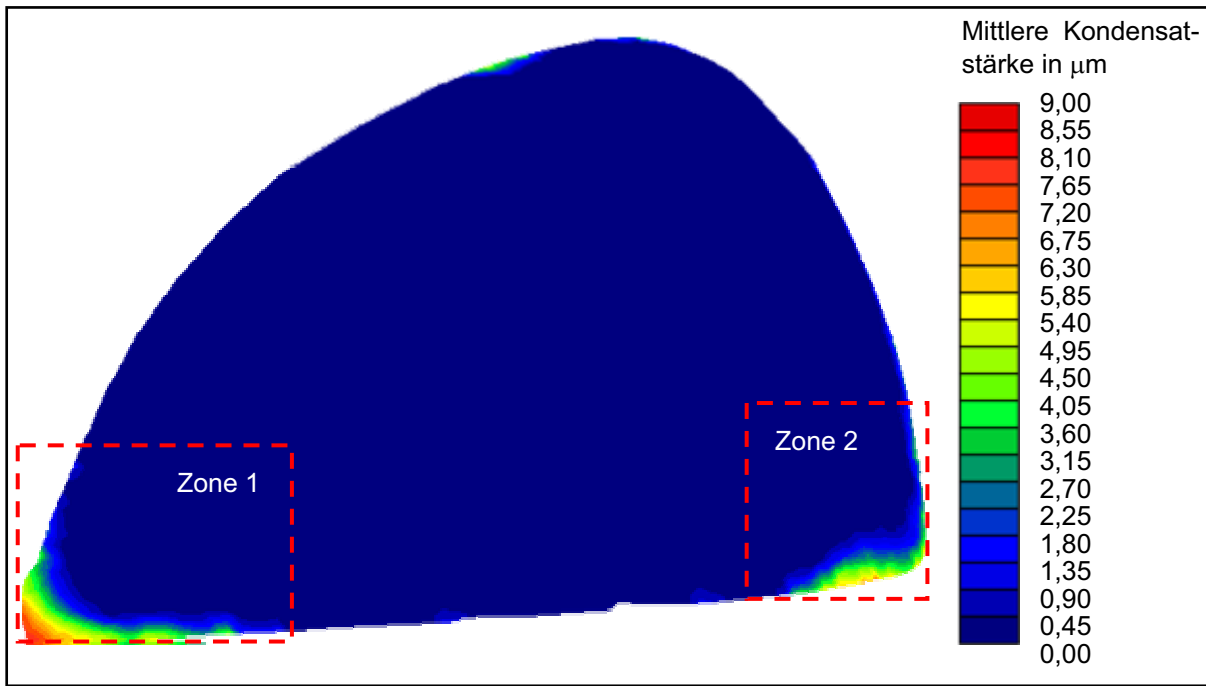


Abbildung 5.8: Initiale Kondensatstärkenverteilung des Systems 1

Die gewählte Methode zur Berechnung der Kondensatstärken führt dazu, dass sich das Kondensat in den kältesten Bereichen des Scheinwerfers konzentriert (Abbildung 5.8). Im System 1 sind dies die links und rechts unten gelegenen Randbereiche. Diese Bereiche konnten auch im Berechnungstest als besonders kritisch identifiziert werden, was auch in der Abbildung 5.3 zu erkennen ist. Da in allen anderen Bereichen nur sehr wenig Kondensat vorhanden ist, werden bei der Bewertung des Enttauvorgangs im Folgenden nur die in der Abbildung 5.8 strichlinierten Zonen betrachtet.

Neben der Kondensatstärkenverteilung sind zudem die Temperatur, die Feuchtigkeit sowie die Strömung innerhalb des Systems zum Zeitpunkt $t = 0$ vorzugeben. Dabei ist es zweckmäßig, einen stationären Zustand zu wählen, in dem weder Kondensation noch Verdunstung stattfindet. Diese sollen erst über einen in das System eintretenden Stoffstrom hervorgerufen werden. In einem solchen stationären Zustand muss der Konzentrationsgradient am Kondensat den Wert Null annehmen, was durch die Wahl von $T = T_{\text{Tau,eff}}$ sowie $c_{\text{WD}} = c_{\text{WD,S}}(T_{\text{Tau,eff}})$ gewährleistet ist. Darin ist T die Temperatur im gesamten Scheinwerfer. Strömungen innerhalb des Systems werden dann solange nicht zu einem Kondensations- oder Verdunstungsvorgang führen, solange die Temperaturen und Feuchtigkeiten unverändert bleiben.

Bestimmung der Umgebungsparameter

Durch Druckdifferenzen an den Belüftungsöffnungen wird ein Stoffaustausch zwischen dem Motorraum und dem Scheinwerfer erzwungen. Ein solcher ruft über Änderungen der Temperaturen und Feuchtigkeiten im Scheinwerfer Be- bzw. Enttaugvorgänge hervor. Während die Druckdifferenzen und damit der Stoffstrom durch den Bewegungszustand (u.a. die Geschwindigkeit) des Fahrzeugs bestimmt werden, sind die Temperatur sowie die Feuchtigkeit der ausgetauschten Stoffmenge von vielen Faktoren, wie z.B. der Motorwärme oder den Witterungsbedingungen, abhängig. Sie sind demnach frei wählbar, müssen allerdings bei einem Vergleich unterschiedlicher Kombinationen von Belüftungsöffnungen identisch sein. Mit dem Ziel, durch die Belüftungsöffnungen eine Enttaugung hervorzurufen, wird in den kommenden transienten Simulationen eine konstante Eintrittsfeuchtigkeit $c_{in} < c_{WD,S}(T_{Tau,eff})$ bei einer Eintrittstemperatur $T_{in} = T_{Tau,eff}$ gewählt. Dadurch wird die mittlere Feuchtigkeit im System kontinuierlich abgesenkt, bis sie für $t \rightarrow \infty$ den Wert c_{in} annimmt.

Der Volumenstrom durch den Scheinwerfer wird vor allem durch die Fahrzeugbewegung und die Positionen der Belüftungsöffnungen bestimmt. In der Abbildung 5.9 sind die Positionen von insgesamt fünf Öffnungen des Systems 1 dargestellt. Im Serienprodukt sind von diesen die Belüftungsöffnungen 1 und 5 geöffnet; alle anderen werden während der Spritzguss-Fertigung des Gehäuses verschlossen.

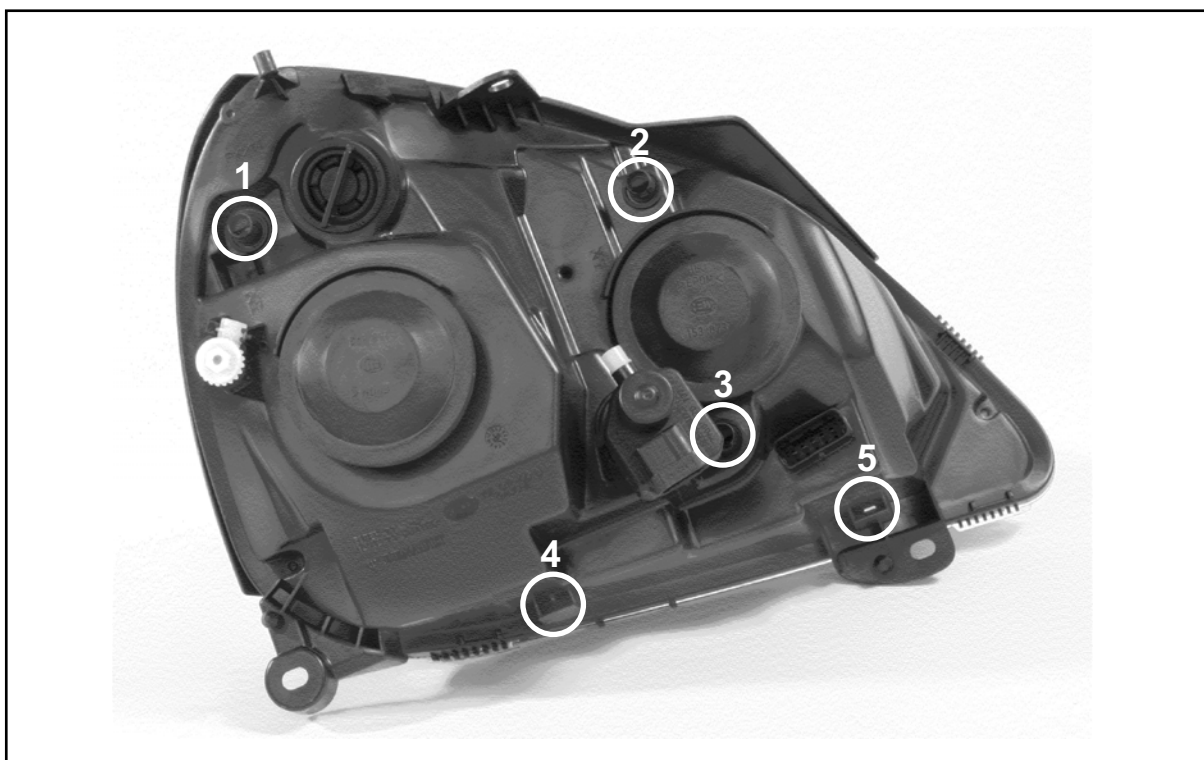


Abbildung 5.9: Positionen der Belüftungsöffnungen des Systems 1

Zur Messung von Druckdifferenzen während der Fahrzeugbewegung wurde ein modifiziertes System in ein Versuchsfahrzeug integriert, bei dem alle Belüftungsöffnungen zunächst unverschlossen sind. Während der Fahrversuche sind dann bis auf jeweils zwei Öffnungen alle anderen verschlossen worden. Anschließend wurden für unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten und für unterschiedliche Kombinationen von Belüftungsöffnungen die Druckdifferenzen gemessen [GRI05]. Die Abbildung 5.10 a stellt die Messergebnisse von zwei unterschiedlichen Kombinationen gegenüber. Die aufgeführten Differenzdrücke sind die über einen Zeitraum von mindestens 30 Sekunden gemittelten Messwerte. Diese Mittelung ist erforderlich, da im Motorraum turbulente Strömungen entstehen, die laut Abschnitt 3.1.4 durch stochastische Druckschwankungen gekennzeichnet sind.

Es ist zu erkennen, dass die Druckdifferenzen bei einer Kombination der Belüftungsöffnungen 2 und 4 (Kombination 2 - 4) dem Betrag nach deutlich größer sind als bei einer Kombination der Öffnungen 1 und 4 (Kombination 1 - 4). Positive Druckmesswerte entsprechen einer Strömungsrichtung von der Öffnung 1 zur Öffnung 4 bzw. von der Öffnung 2 zur Öffnung 4. Die Durchströmung für die Kombination 2 - 4 erfolgt demnach stets von der Belüftungsöffnung 4 zur Öffnung 2.

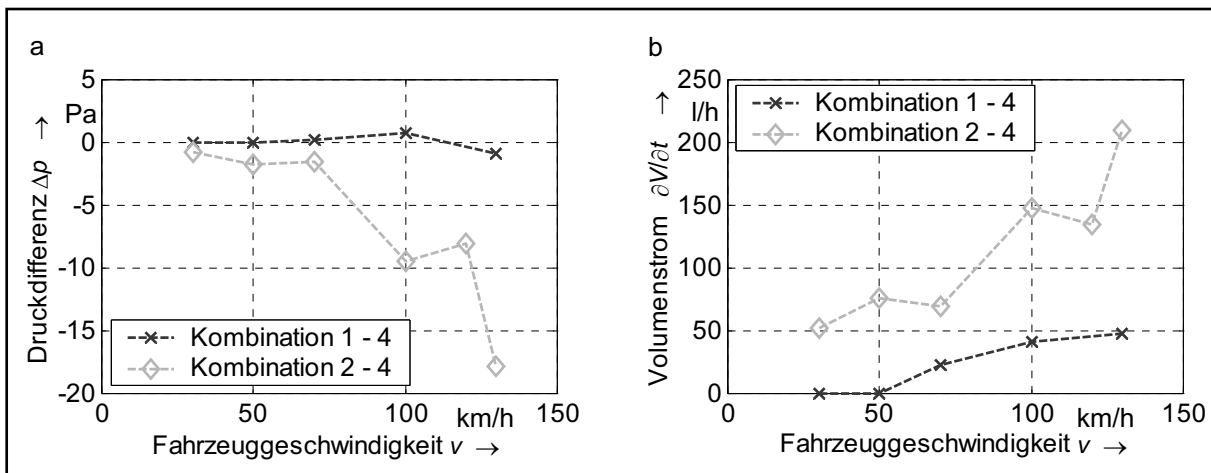


Abbildung 5.10: (a) Druckdifferenzen und (b) Volumenströme in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit (Messung)

Um den Zusammenhang zwischen den gemessenen Druckdifferenzen und den Volumenströmen durch den Scheinwerfer zu bestimmen, wurde das modifizierte System 1 nach den Fahrversuchen in zusätzlichen Laborversuchen vermessen. Dazu wurde über jeweils eine Belüftungsöffnung ein Volumenstrom in das System eingepreßt. Mit Hilfe des im Abschnitt 4.2.2 beschriebenen Volumenstromreglers wurde dieser Volumenstrom derart vorgegeben, dass die gemessene Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassöffnung dem Messwert des Fahrversuchs entsprach. Der daraus resultierende Zusammenhang zwischen dem Betrag des Volumenstroms und der Fahrzeuggeschwindigkeit ist in der Abbildung 5.10 b dargestellt.

Ein Vergleich der Abbildungen 5.10 a und 5.10 b zeigt, dass der Volumenstrom durch den Scheinwerfer mit steigendem Differenzdruck zunimmt. Dieser steigt allerdings nicht zwangsläufig mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit. Vielmehr bilden sich für unterschiedliche Geschwindigkeiten unterschiedliche Strömungen im Motorraum aus, so dass auch die Druckdifferenz zwischen den Belüftungsöffnungen variiert. Selbst eine Umkehrung der Strömungsrichtung durch den Scheinwerfer ist möglich, was sich anhand des Vorzeichenwechsels der Druckmesswerte für die Kombination 1 - 4 bemerkbar macht. Als Konsequenz bedeutet dies, dass für die Gegenüberstellung der Enttaugungswirkungen unterschiedlicher Öffnungskombinationen ein definierter Fahrzustand ausgewählt werden muss.

In Simulationen wurde versucht, die nach obiger Vorgehensweise aufgenommene Kennlinie als Zusammenhang zwischen dem gemessenen Differenzdruck (Fahrversuch) und dem Volumenstrom (Laborversuch) nachzubilden. Dazu wurden in einer ersten Simulationsreihe zunächst die gemessenen Druckdifferenzen zwischen den Belüftungsöffnungen als Randbedingungen vorgegeben und die resultierenden Volumenströme notiert. In einer zweiten Reihe wurden die Volumenströme in den Scheinwerfer eingepreßt und die resultierenden Druckdifferenzen protokolliert. Ein Vergleich der simulierten Kennlinien zeigt sehr gute Übereinstimmungen, so dass die Vorgabe des Differenzdrucks sowie des Volumenstroms nahezu identische Ergebnisse liefert. Beide Möglichkeiten sind demnach für die Simulation der Durchströmung geeignet.

Zudem konnte anhand des simulierten Druckverlaufs im Scheinwerfer festgestellt werden, dass die größten Druckabfälle bei der Durchströmung der Belüftungsöffnungen entstehen, da diese laut Abschnitt 2.1.3 Labyrinth enthalten, die den Spritzwasser- und Schmutzeintrag verhindern bzw. minimieren sollen. An diesen Labyrinthenerfährt die Strömung Querschnittsverengungen und Umlenkungen. Zu deren Überwindung ist ein Druckgefälle erforderlich, so dass der Druck vor dem Hindernis (Labyrinth) größer ist als dahinter. Innerhalb des Systems hingegen ist der Druckabfall in Strömungsrichtung gering, da vergleichsweise geringe Querschnittsverengungen und Umlenkungen erfolgen. Die Strömung kann sich hier nahezu frei ausbilden. Dies hat zur Konsequenz, dass bei vorgegebener Druckdifferenz der Volumenstrom durch den Scheinwerfer durch die Geometrie der Belüftungsöffnung beeinflusst werden kann.

5.2.2 Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse

Für die transiente Berechnung des Enttaugungsverhaltens der beiden Belüftungsöffnungskombinationen wird eine konstante Fahrzeuggeschwindigkeit von 100 km/h

gewählt. Laut der Abbildung 5.10 b entspricht dies einem Volumenstrom von 41 l/h für die Kombination 1 - 4 und einem Volumenstrom von 148 l/h für die Kombination 2 - 4. Unter Vorgabe dieser Volumenströme wird zunächst das Strömungsfeld innerhalb des Systems simuliert. Dabei beträgt die Eintrittsfeuchte $c_{in} = c_{WD,S}(T_{Tau,eff})$ und die Eintrittstemperatur $T_{in} = T_{Tau,eff}$. Zu Beginn der transienten Enttaugungssimulation wird dann die Eintrittsfeuchte auf 50 % des ursprünglichen Wertes reduziert. Das Strömungsfeld wird während der transienten Berechnung analog zu den Simulationen im Abschnitt 4.4 „eingefroren“; lediglich die Temperatur- und die Konzentrationsverteilung wird berechnet.

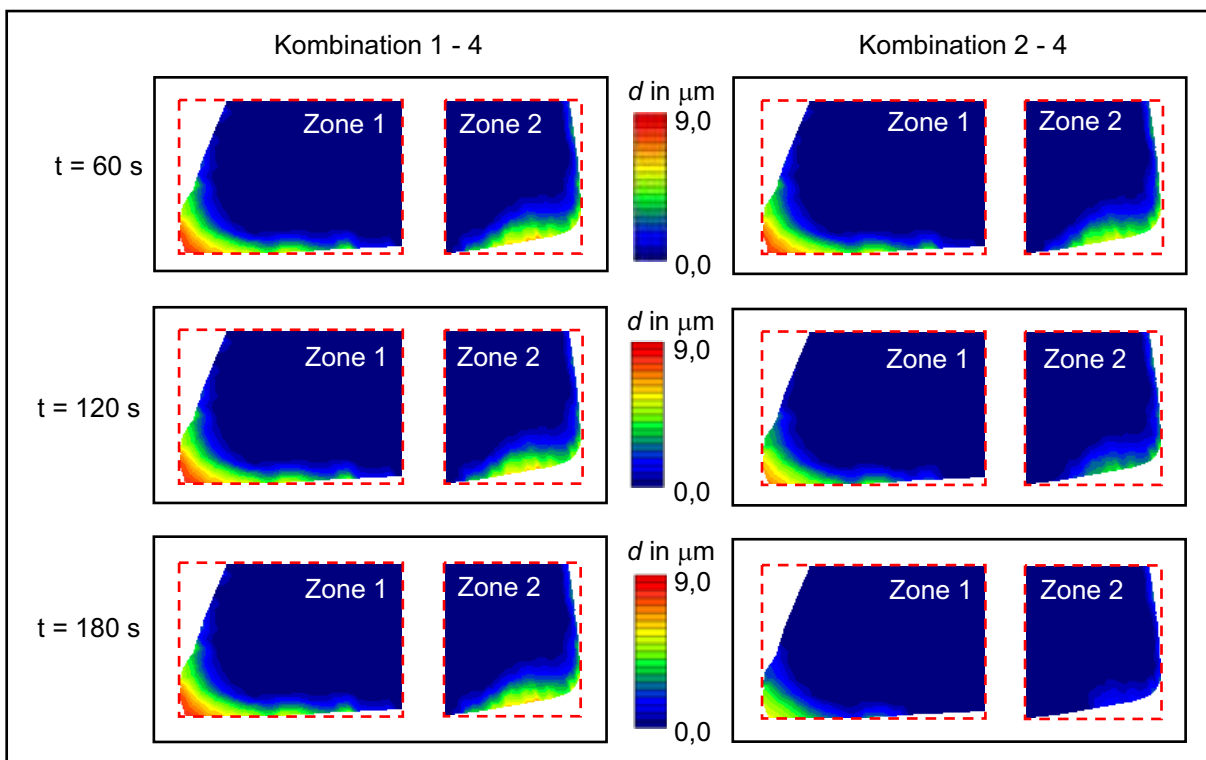


Abbildung 5.11: Gegenüberstellung der simulierten mittleren Kondensatstärken

Die Abbildung 5.11 stellt die zeitliche Entwicklung der Kondensatstärken an der Abschluss-Scheibe gegenüber. Während die Kombination 2 - 4 nach drei Minuten bereits eine erhebliche Kondensatminderung ergibt, haben sich die Kondensatstärken bei der Kombination 1 - 4 nur unwesentlich verändert. Ursache hierfür ist neben den unterschiedlichen Volumenströmen vor allem der Einströmpunkt der Luft. Für die Kombination 1 - 4 befindet sich dieser im hinteren Bereich des Gehäuses. So gelangt nur ein geringer Anteil der einströmenden Luft an die Abschluss-Scheibe, während ein Großteil durch die innen liegenden Komponenten (Reflektoren, Abdeckrahmen) daran gehindert wird. Die Absenkung der Feuchtigkeit in den scheidennahen Bereichen erfolgt dadurch sehr langsam. Der Einströmpunkt für die Kombination 2 - 4 hingegen liegt nahe an der unteren Scheibenkante und verursacht dadurch vergleichsweise schnell eine Feuchtigkeitsreduzierung in scheidennahen Bereichen.

Die Abbildung 5.12 stellt die für die beiden Kombinationen simulierten relativen Feuchtigkeiten an der Innenseite der Scheibe gegenüber. Dort ist deutlich zu erkennen, dass die Sättigungsgrade bei der Kombination 1 - 4 nur sehr langsam sinken, während dies für die andere Kombination deutlich schneller geschieht.

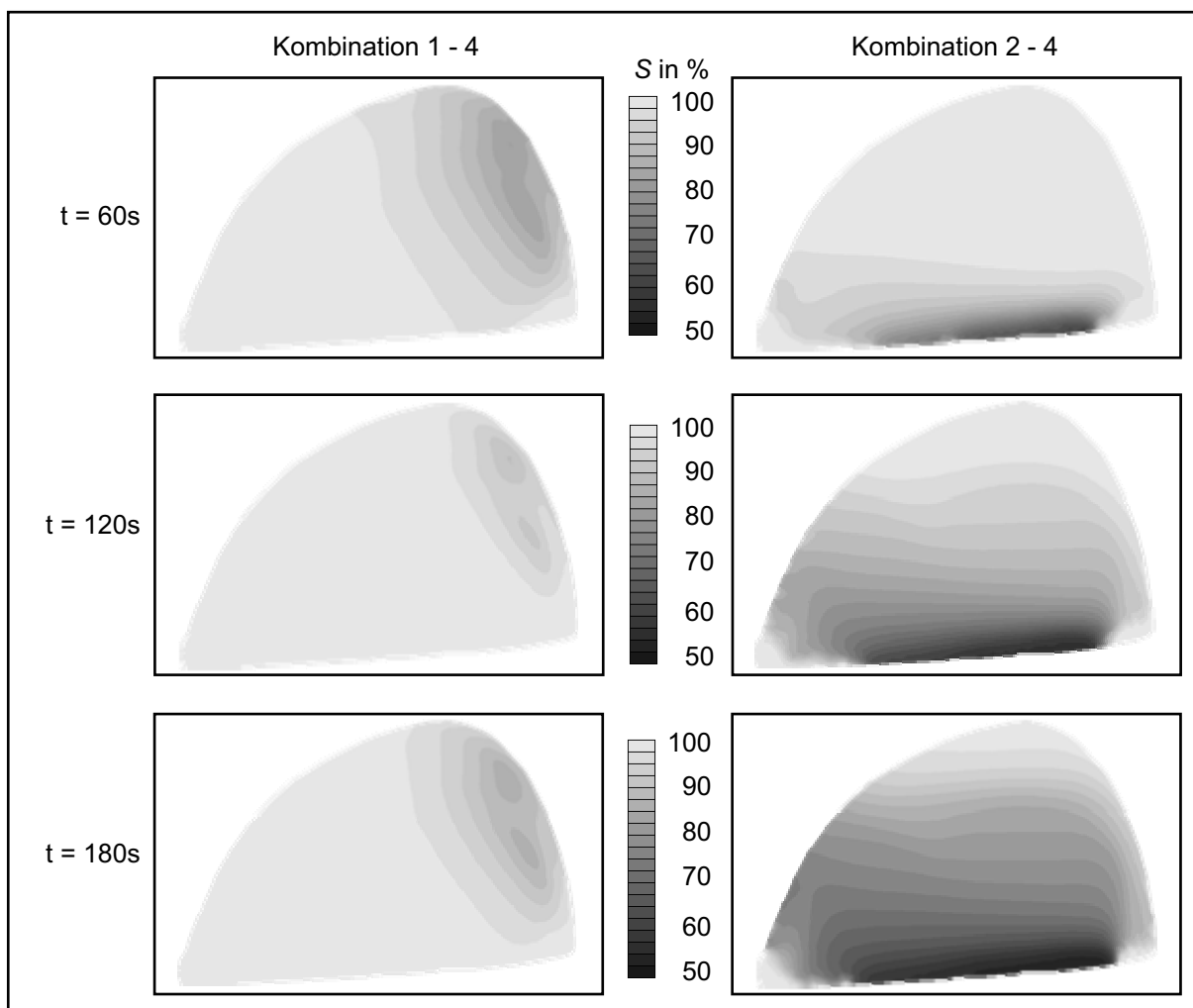


Abbildung 5.12: Gegenüberstellung der simulierten Sättigungsgrade S an der Scheibeninnenseite

Abschließend sind in der Abbildung 5.13 die Kondensatmassen in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Bei der Kombination 1 - 4 sind nach 180 Sekunden etwa 1,56 mg Kondensat verdampft. Für die Kombination 2 - 4 verdunstet im gleichen Zeitraum bereits 6,79 mg Kondensat. Diese Kombination erzielt daher unter den gewählten Bedingungen ein deutlich besseres Enttauungsergebnis.

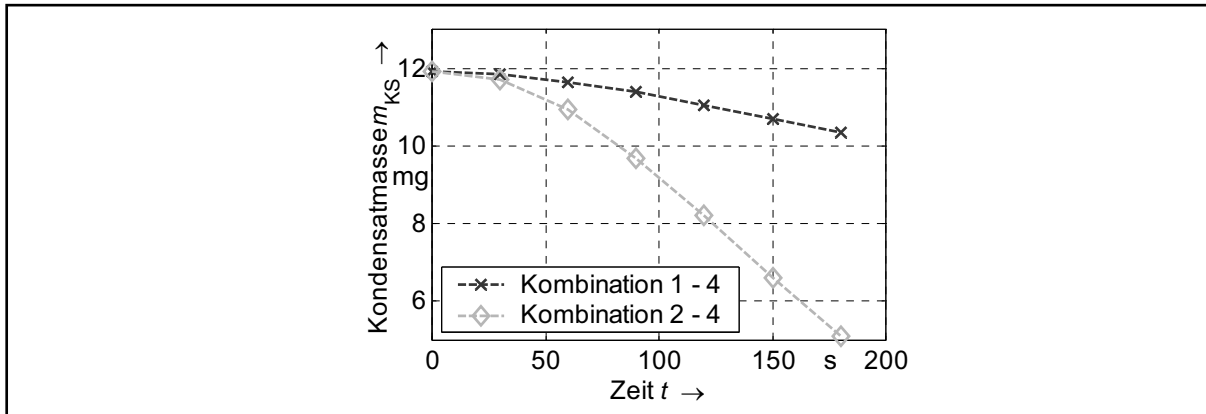


Abbildung 5.13: Zeitliche Entwicklung der Kondensatmasse

5.2.3 Bewertung des Verfahrens

Zur transienten Simulation des Be- und Enttaunungsverhaltens von Scheinwerfern zur Bewertung der Enttaunungswirkung unterschiedlicher Kombinationen von Belüftungsöffnungen sind verschiedene Einflussgrößen vorzugeben, die in einer realen Situation deutlich variieren können. In den Simulationen aus Abschnitt 5.2.2 ist beispielsweise ein geringer Feuchtigkeitsanteil der aus dem Motorraum in den Scheinwerfer eintretenden Luftmenge vorausgesetzt worden, so dass ausgehend von einer Betauung in Teilbereichen der Abschluss-Scheibe eine Enttaunung aufgetreten ist. Liegt der Feuchtigkeitsanteil und die Temperatur der einströmenden Luft deutlich oberhalb der initialen Systemfeuchte und -temperatur, so wird eine weitere Betauung auftreten. Dies resultiert im Wesentlichen aus dem passiven Charakter der Belüftungsöffnungen als Maßnahme zum Feuchtigkeitsaustausch. Der Zeitpunkt des Stoffaustausches mit dem Motorraum und die Eigenschaften des Stoffes werden durch äußere Bedingungen bestimmt, und lassen sich allein durch die Positionierung der Öffnungen nicht beeinflussen.

Neben diesen unbekanntenen Größen wird die Beurteilung der Enttaunungswirkung auch durch die Wahl des Fahrzustands und der für diesen Zustand ermittelten Druckdifferenzen, Volumenströme und Strömungsverteilungen variieren. Eine allgemeingültige Beurteilung ist nicht generell möglich. Dies ist aber auch bei experimentellen Methoden zur Bestimmung des Be- und Enttaunungsverhaltens von Scheinwerfern der Fall, bei denen nach definierten Spezifikationen Be- und Enttaunungsvorgänge im Scheinwerfer hervorgerufen werden. Als Konsequenz bedeutet dies, dass z.B. die zahlreichen Vorschriften zur experimentellen Geräteprüfung (z.B. FMVSS) auch für die Simulation Verwendung finden. Bei diesen Prüfungen handelt es sich in der Regel um Laborversuche, die keine fahrzeugspezifischen Merkmale in die Analyse einbeziehen. Dies ist jedoch für eine abschließende Bewertung des Systemverhaltens erforderlich. Hierfür müssen die fahrzeugspezifischen Größen wie z.B. die

Druckdifferenzen – aufgrund des frühen Entwicklungsstandes in Form von Simulationsergebnissen – verfügbar sein; über andere relevante Parameter wie z.B. die Luftfeuchtigkeit muss ein Konsens geschaffen werden.

Die oben beschriebene Methode zur Bestimmung der Anfangsverteilung der Kondensatstärken an der Abschluss-Scheibe ist anhand von Plausibilitätsbetrachtungen und mehreren vereinfachenden Annahmen entwickelt worden. Diese beruhen zum Teil auf der Methode zur Bestimmung der betauungsgefährdeten Bereiche aus Abschnitt 5.1.3 und den dort genannten Defiziten; sie weisen also eine gewisse Unsicherheit auf. Die genaue Kondensatstärkenverteilung zum Zeitpunkt $t = 0$ s ist für einen *Vergleich* der Enttauungswirkungen unterschiedlicher Öffnungskombinationen allerdings von untergeordneter Bedeutung, solange diese Anfangswerte von Simulation zu Simulation unverändert bleiben.

Insgesamt hat sich gezeigt, dass die transiente Simulation der Be- und Enttauungsvorgänge bereits früh eine detaillierte Bewertung des Belüftungssystems eines Scheinwerfers ermöglicht. Eine stationäre Simulation kann die hierfür erforderlichen Informationen nicht liefern. Allerdings muss der im Vergleich zu stationären Simulationen deutlich höhere Rechenaufwand der transienten Berechnungen in Kauf genommen werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die im Kapitel 2 beschriebenen experimentellen Methoden sind für eine frühzeitige Analyse des Be- und Enttauvorgangs von Kfz-Scheinwerfern nicht geeignet, da hierzu Prototypen der Lichtsysteme benötigt werden. Soll sogar eine Analyse für das ins Fahrzeug integrierte System durchgeführt werden, so muss zudem ein Prototyp des Fahrzeugs zur Verfügung stehen. Da solche Prototypen erst in späten Entwicklungsphasen bereitgestellt werden können, sind Systemmodifikationen, die sich während der experimentellen Analyse als erforderlich erweisen, mit hohen Kosten verbunden. Abhilfe kann nur der Einsatz von Simulationsmethoden schaffen.

Die Be- und Enttauvorgänge werden maßgeblich durch die lokalen Temperaturen und Feuchtigkeiten bestimmt (Abschnitt 3.1). Diese Größen lassen sich aus den vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen berechnen, die die Wärme- und Stofftransportmechanismen vor allem in Fluiden beschreiben und sich unter Zuhilfenahme kommerzieller CFD-Simulationswerkzeuge effektiv numerisch lösen lassen. In der vorliegenden Arbeit wurde ein solches Werkzeug zur Berechnung der Be- und Enttauvorgänge in Kfz-Scheinwerfern verwendet, wobei neben den Gleichungslösungen zusätzlich auf weitere Fähigkeiten des Werkzeugs wie Pre- und Post-Processing zurückgegriffen wurde.

Nach Abschnitt 3.2 setzt Betauung in Form von Tropfenkondensation des Wasserdampfes ein, wenn an einer technischen Oberfläche lokal eine Übersättigung der feuchten Luft eintritt. Umgekehrt verdunstet Kondensat, wenn das angrenzende Luft-Wasserdampf-Gemisch untersättigt ist. Die Sättigung des Gemisches kann mit Hilfe der Wasserdampfkonzentration berechnet werden, die sich unmittelbar aus der Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ergibt. Allerdings sind zur Berechnung von Be- und Enttauvorgängen Eingriffe in den Simulationsablauf notwendig, die in kommerziellen CFD-Werkzeugen nicht standardmäßig enthalten sind. Diese Eingriffe erfolgen über Gleichungen, die zusätzlich in das Simulationswerkzeug implementiert werden. Diese detektieren das Einsetzen von Phasenumwandlungen, passen die Randbedingungen an die aktuelle numerische Lösung an und beschreiben die Dynamik der Umwandlungen u.a. durch die Berücksichtigung von Umwandlungswärmen.

Das verwendete CFD-Simulationswerkzeug muss eine Kopplung zwischen den bereits enthaltenen Navier-Stokes-Gleichungen und den zusätzlich zu implementierenden Gleichungen ermöglichen. Das Prinzip einer solchen Kopplung wurde im Abschnitt 3.3 erläutert.

Vor einem industriellen Einsatz des erweiterten CFD-Simulationswerkzeugs muss die Genauigkeit der Simulationsergebnisse anhand von Messergebnissen überprüft wer-

den. Dazu wurde ein Versuchsaufbau erstellt, mit dem unter definierten Bedingungen Be- und Enttauvorgänge erzeugt und mit geeigneter Messtechnik protokolliert wurden (Abschnitte 4.1 und 4.2).

Diese Be- und Enttauvorgänge wurden in Simulationen nachgebildet. Anschließend wurden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen. Durch den Einsatz eines Mikroskopie-Systems wurde die lokale mittlere Kondensatstärke gemessen und den simulierten Werten gegenübergestellt. Dieser Vergleich (Abschnitt 4.4) ergab insgesamt eine hohe Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Werten und bestätigte die Eignung der Simulationsmethode für einen industriellen Einsatz. Die Methode war insbesondere in der Lage, die sensitive Reaktion der Messergebnisse auf Variationen der Umgebungsbedingungen wie z.B. der Temperaturen und Feuchtigkeiten zu reproduzieren. Dabei ist das Kondensat eine reine Rechengröße und wird im Modell geometrisch nicht durch Zellen repräsentiert. Die Auflösung in einzelne Tropfen ist hierbei nicht erforderlich, und es können diejenigen Rechengitter genutzt werden, die auch für andere Untersuchungen, z.B. thermische Analysen, Verwendung finden.

Ein Einsatz der Simulationsmethode zur Analyse des Be- und Enttauvhaltens von Lichtsystemen erfordert zunächst die Identifikation der betauungskritischen Bereiche des Systems. Dazu wurde ein Laborversuch in der Simulation nachgebildet, der zur Detektion dieser Bereiche geeignet ist (Abschnitt 5.1). Vereinfachende Annahmen haben es ermöglicht, die wesentlichen Aussagen dieses Versuches anhand der Ergebnisse stationärer Temperatursimulationen zu treffen; auf eine rechenintensive transiente Simulation konnte verzichtet werden.

Die Kenntnis der betauungskritischen Bereiche wurde im Weiteren genutzt, um die Effizienz von Belüftungsöffnungen als häufigste Enttauvstrategie zu bewerten (Abschnitt 5.2). Das vorgestellte Verfahren beruht auf der transienten Simulation der Phasenumwandlungen und ermöglicht es, aus verschiedenen Belüftungskonfigurationen die effektivste auszuwählen. Dazu sind auch Merkmale in die Bewertung eingeflossen, die erst durch die Integration des Systems in das Fahrzeug relevant werden (z.B. Druckdifferenzen bei Fahrzeugbewegungen). Weiterhin können mit Hilfe dieser Methode die Auswirkungen von Systemmodifikationen, z.B. geometrische Änderungen, auf eine gegebene Enttauvstrategie analysiert werden. Dazu muss allerdings der im Gegensatz zu stationären Simulationen deutlich höhere Rechenaufwand einer transienten Simulation in Kauf genommen werden.

Eine aussagekräftige Analyse des Be- und Enttauvhaltens von Lichtsystemen erfordert auch die Einbeziehung von Besonderheiten, die sich aus der Integration des Systems in das Fahrzeug ergeben. Im Abschnitt 5.2 geschah dies dadurch, dass

Messwerte aus Fahrversuchen in Form von Randbedingungen in die Simulationen einfließen. Da solche Messwerte in frühen Entwicklungsphasen nicht zur Verfügung stehen, müssen entsprechende Informationen durch Simulationen generiert werden. Solche Simulationen werden bereits von vielen Fahrzeugherstellern durchgeführt. Deren Ergebnisse können den Zulieferern zukünftig zur Verfügung gestellt werden.

Die langen Rechenzeiten transienter Simulationen sind das wesentliche Defizit der vorgestellten Simulationsmethode. Sie lassen sich beispielsweise durch das „Einfrieren“ von Strömungsfeldern – sofern zulässig – reduzieren. Dennoch ist die weitere Absenkung von Rechenzeiten für einen effektiven Einsatz der Methode erforderlich, was zukünftig durch die stetig steigende Rechenleistung verfügbarer Hardware sowie die Parallelisierung der Berechnungen möglich ist. Es wird geschätzt, dass die Simulation eines 5-minütigen Enttauvorgangs analog zum Abschnitt 5.2 für ein neu zu entwickelndes Scheinwerfer-System ca. zwei Wochen benötigt, wenn bei angemessener Recherausstattung zwei Prozessoren parallel zur Berechnung eingesetzt werden. Um innerhalb von vier Wochen bis zu vier Kombinationen von Belüftungsöffnungen analysieren zu können (zwei simultane Simulationen auf jeweils zwei Prozessoren), fallen pro Jahr zusätzliche Hardware- sowie Lizenzkosten in Höhe von etwa 20 000 € an. Wird zu Grunde gelegt, dass pro Jahr 10 neue Scheinwerferentwicklungen durch diese Simulationsmethode begleitet werden, so entstehen pro Entwicklung Kosten in Höhe von etwa 2 000 € zuzüglich von etwa 12 Personalstunden für Pre- und Post-Processing (drei Stunden pro Simulation). Durch eine Verkürzung des Simulationszeitraumes von vier auf zwei Wochen entstehen pro Entwicklung keine höheren Kosten, wenn bei doppelten Hardware- und Lizenzkosten pro Jahr 20 Scheinwerferentwicklungen durch solche Simulationen unterstützt werden. Die zusätzlichen Kosten werden durch die verbesserte Systemanalyse und die gesenkten Folgekosten kompensiert.

Den hygroskopischen Eigenschaften der in Scheinwerfern eingesetzten Kunststoffe ist in dieser Arbeit nur wenig Beachtung geschenkt worden. Bei der Simulation der Be- und Enttauvorgänge in den Kapiteln 4 und 5 sind sie zur Eingrenzung dieser Arbeit sogar komplett vernachlässigt worden. Dennoch wurde zwischen den Simulations- und Messergebnissen eine hohe Übereinstimmung festgestellt. Ursache hierfür ist, dass sich die Umgebungstemperaturen und -feuchtigkeiten der Kunststoffe während dieser Vorgänge nur wenig geändert haben. Messungen zur Feuchtigkeitsaufnahme und -abgabe von Polycarbonat und Polypropylen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und -feuchte haben allerdings gezeigt, dass der Einfluss der hygroskopischen Eigenschaften auf das Feuchtigkeitsniveau im Scheinwerfer zumindest für bestimmte Materialien und stark variierende Umgebungsbedingungen be-

achtlich sein kann [Koc05]. Um sie in der Simulation berücksichtigen zu können, sind umfangreiche Untersuchungen und insbesondere eine mathematische Beschreibung dieses Materialverhaltens erforderlich. Dieses sollte in folgenden Arbeiten aufgegriffen werden.

7 Literaturverzeichnis

- [ABD79] **ABDUL-HADI, M. I.:** *Dropwise Condensation of Different Steam-Air-Mixtures on Various Substrate Materials*. The Canadian Journal of Chemical Engineering 57 (1979), S. 451-458.
- [AND95] **ANDERSON, J. D.:** *Computational Fluid Dynamics*. McGraw-Hill, Singapore 1995.
- [BEI97] **BEITZ, W.; GROTE, K.-H.:** *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer, Berlin 1997.
- [BIE99] **BIELECKI, J. W.; HOINES, L.:** *Applying the Law of Diffusion to Automotive Lamp Venting*. Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 1999-01-0697.
- [BIE03] **BIELECKI, J. W.; CHANG, M.; POORMAN, T.:** *The Effect of Environmental Conditions on Moisture Clearing Time in Automotive Lamps*. Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 2003-01-0646.
- [BIE04] **BIELECKI, J. W.; CHANG, M.; POORMAN, T.:** *Effect of Moisture Absorption in Plastic on Automotive Lamp Venting*. Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 2004-01-0663.
- [BIR60] **BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N.:** *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, New York 1960.
- [BIR97] **BIRAN, A.; BREINER, M.:** *MATLAB für Ingenieure*. Addison-Wesley, Bonn 1997.
- [BMS05] **N.N.:** *Datenblatt Makrolon AL2647*. <http://plastics.bayer.de>. September 2005.
- [BRO79] **BRONSTEIN, I. N.; SEMENDJAJEW, K. A.:** *Taschenbuch der Mathematik*. Harri Deutsch, Frankfurt 1979.
- [CDA05a] **CD ADAPCO:** *STAR-CD Methodology Version 3.24*. Handbuch zur CFD-Software STAR-CD Version 3.24. London 2005.
- [CDA05b] **CD ADAPCO:** *Fanmodel using Subroutines to introduce a Momentum Source*. 2005.
- [CDA06] **CD ADAPCO:** Internetportal der Firma CD-adapco. <http://www.cd-adapco.com>. August 2006.

- [CDL98a] **COMPUTATIONAL DYNAMICS LIMITED:** *STAR-CD User Guide Version 3.05.* Handbuch zur CFD-Software *STAR-CD* Version 3.05. London 1998.
- [CDL98b] **COMPUTATIONAL DYNAMICS LIMITED:** *STAR-CD Methodology Version 3.05.* Handbuch zur CFD-Software *STAR-CD* Version 3.05. London 1998.
- [FLU05] **N.N.:** Internetportal der Firma *Fluke Deutschland GmbH.*
<http://www.fluke.de>. Juli 2005.
- [FUK01] **FUKAI, S.:** *Development of a Headlamp Mist Resistance Evaluation Method.* Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 2001-01-0862.
- [GRI05] **GRIMM, P.:** *Messung und CFD-Simulation der erzwungenen Durchströmung eines Kfz-Scheinwerfers.* Diplomarbeit, Fachgebiet Thermodynamik der Fachhochschule Südwestfalen, Soest 2005.
- [HAI03] **HAIGIS, M.; HAIDER, G.; MANN, M.:** *Thermal Management and Condensation in Headlights.* Tagungsband der *European Automotive CFD Conference 2003*, Bingen, S. 165-174.
- [HER03] **HERRIDGE, M.:** *Condensation Simulations of Automotive Lighting Assemblies.* Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 2003-01-1211.
- [HOI98] **HOINES, L.; JIAO, J.:** *Environment Leading to Condensation in Automotive Lamps.* Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 980316.
- [HOI99] **HOINES, L.; BIELECKI, J.; COHN, M.:** *Effect of Exterior Airflow on Automotive Lamp Venting.* Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 1999-01-0696.
- [IAP05] **N.N.:** *International Association for the Properties of Water and Steam.*
<http://www.iapws.org>. Februar 2005.
- [IBE99] **IBEN, H. K.; SCHMIDT, J.:** *Starthilfe Thermodynamik.* Teubner, Leipzig 1999.
- [KAS97] **KAST, W.:** *Druckverlust bei der Strömung durch Rohre.* VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Lb. Springer, Berlin 1997.
- [KER05] **N.N.:** *Datenblatt Polycarbonat.* <http://www.kern-gmbh.de>. September 2005.

-
- [KLA97] **KLAN, H.:** *Wärmeübergang durch freie Konvektion an umströmten Körpern.* VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Fa. Springer, Berlin 1997.
- [KLA05] **KLAHOLD, J.:** *Experimentelle Untersuchung von Betauungsvorgängen in Kfz-Scheinwerfern.* Diplomarbeit, Fachgebiet Elektrische Messtechnik, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, Paderborn 2005.
- [Koc05] **KOCH, S.:** *Untersuchungen zur Feuchtigkeitsaufnahme von Polypropylen und Polycarbonat in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen.* Studienarbeit, Fachgebiet Kunststofftechnik, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Paderborn 2005.
- [KRA97] **KRAUS, R.:** *Stoffwerte von Luft.* VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Db. Springer, Berlin 1997.
- [LUC97] **LUCAS, K.; LUCKAS, M.:** *Berechnungsmethoden für Stoffeigenschaften.* VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Da. Springer, Berlin 1997.
- [LIM04] **LABORATORY IMAGING:** *Lucia User's Guide.* Handbuch zur Software Lucia Version 4.28. 2004.
- [LIM06] **N.N.:** Internetportal der Firma *Laboratory Imaging.* <http://www.laboratory-imaging.com>. Juli 2006.
- [MAT06] **N.N.:** Internetportal der Firma *The Mathworks Ltd.* <http://www.mathworks.com/>. Juli 2006.
- [MER00] **MERKER, G. P.; BAUMGARTEN, C.:** *Fluid- und Wärmetransport Strömungslehre.* Teubner, Stuttgart 2000.
- [MIK68] **MIKIC, B. B.:** *On Mechanism of Dropwise Condensation.* International Journal of Heat Mass Transfer 12 (1969), S. 1311-1323.
- [Moo01] **MOORE, W. I.; HILBURGER, F. K.:** *Development of a CFD Model for Simulating Headlamp Humidity Clearing.* Society of Automotive Engineers - Technical Papers, 2001-01-0861.
- [NOL05] **NOLTE, S.:** *Eine Methode zur Simulation der Temperatur- und Strömungsverteilung in lichttechnischen Geräten.* Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, Paderborn 2005.

- [REI87] **REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M.; POLING, B. E.:** *The Properties of Liquids and Gases*. McGraw-Hill, Singapore 1987.
- [ROG02] **ROGG, B.:** *CFD – Computational Fluid Dynamics*. Seminarunterlagen, Essen 2002.
- [ROD04] **RODI, W.; SCHEUERER, G.; FRÖHLICH, J.; MENTER, F.; SOMMERFELD, M.:** *Numerische Berechnung turbulenter Strömungen in Forschung und Praxis*. Seminarunterlagen, Karlsruhe 2004.
- [ROS73] **ROSE, J. W.; GLICKSMAN, L. R.:** *Dropwise Condensation – The Distribution of Drop Sizes*. International Journal of Heat Mass Transfer 16 (1973), S. 411-425.
- [SCH38] **SCHIRMER, R.:** *Die Diffusionszahl von Wasserdampf-Luftgemischen und die Verdampfungsgeschwindigkeit*. VDI-Zeitschrift Beiheft Verfahrenstechnik 6, 1938.
- [SCH04] **SCHABER, K.:** *Thermodynamik disperser Systeme*. Vorlesungsskript, Universität Karlsruhe 2004.
- [SIE92] **SIEGEL, R.; HOWELL, J. R.:** *Thermal Radiation Heat Transfer*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington 1992.
- [STE90] **STEPHAN, K.; MAYINGER, F.:** *Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen. Einstoffsysteme*. Springer, Berlin 1990.
- [STR97a] **STRAUB, J.:** *Stoffwerte von Wasser*. VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Db. Springer, Berlin 1997.
- [STR97b] **STRAUB, J.; WAAS, P.:** *Tropfenkondensation*. VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Abschnitt Jc. Springer, Berlin 1997.
- [TES05] **N.N.:** Internetportal der Firma Testo. <http://www.testo.de>. Juli 2005.
- [UMU65] **UMUR, A.; GRIFFITH, P.:** *Mechanism of Dropwise Condensation*. Journal of Heat Transfer 87 (1965), S. 275-282.
- [VOE05] **N.N.:** Internetportal der Firma Vögtlin Instruments. <http://www.voegtlin.de>. Juli 2005.
- [WIK05a] **N.N.:** *Die Aggregatzustände*. Wikipedia Online-Enzyklopädie. <http://de.wikipedia.org/wiki/Aggregatzustand#Phasendiagramme>. Februar 2005.

- [Wik05b] **N.N.:** *Simulationsmodell*. Wikipedia Online-Enzyklopädie.
<http://de.wikipedia.org/wiki/Simulationsmodell>. September 2005.
- [Wu82] **Wu, S.:** *Polymer Interface and Adhesion*. Marcel Dekker, New York 1982.

