

**Wärme- und Stofftransport in  
einer Flugzeugkabine unter  
besonderer Berücksichtigung  
des Feuchtetransportes**

**Wärme- und Stofftransport in einer Flugzeugkabine  
unter besonderer Berücksichtigung des Feuchtetransportes**

Vom Promotionsausschuss der  
Technischen Universität Hamburg-Harburg  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur**

genehmigte Dissertation

von

**Mario Wörner**

aus Dresden

2006

## **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, 2006

Zugl.: Hamburg, TU, Diss., 2006

ISBN 10: 3-86727-053-8

ISBN 13: 978-3-86727-053-3

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz  
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Udo Carl  
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Jobst Hapke

Tag der mündlichen Prüfung: 02.11.2006

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2006

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://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, 2006

Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 10: 3-86727-053-8

ISBN 13: 978-3-86727-053-3

# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand in den Jahren 2000 bis 2004 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermofluidodynamik an der Technischen Universität Hamburg-Harburg. In dieser Zeit habe ich die Projekte *Simulation Humidification / Dehumidification Requirements in FACE (5th European Framework Programme)* und *Numerische Modellierung des Feuchtetransportes im Flugzeug (Luftfahrtforschungsprogramm 2)* in Zusammenarbeit mit der Airbus Deutschland GmbH bearbeitet.

Ich möchte mich für die Förderung dieser Projekte bedanken, denn ohne diese wäre meine wissenschaftliche Arbeit und folglich auch diese Dissertation nicht möglich gewesen.

Mein hervorzuhebender Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz, der mit seiner Begeisterungsfähigkeit, seinem Ansporn und durch die Schaffung wissenschaftlicher Freiräume maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Herrn Prof. Dr.-Ing. Udo Carl danke ich für die Übernahme des Koreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Jobst Hapke sei für den Prüfungsvorsitz gedankt.

Herrn Dr.-Ing. Georg Mühlthaler von der Airbus Deutschland GmbH möchte ich für die sehr gute Zusammenarbeit besonders danken. Ohne seine Unterstützung hätten gerade die wichtigen experimentellen Arbeiten an den Versuchsständen bei Airbus nicht stattfinden können.

Meinen Kollegen Wolfgang Borelius, Wilson Casas, Daniel Gloß, Oliver Hausner, Marc Hölling, Fabian Kock, Wolfgang Michelson, Georg Middelberg, Andreas Moschallski, Katrin Pröhl, Jörg Scheel, Jens Vasel und Stefan Wischhusen sowie dem Leiter des Institutes Prof. Dr.-Ing. Heinz Herwig danke ich für die unvergeßliche Zeit des gemeinsamen Arbeitens und Forschens. Mit Henning Knigge und Torge Pfafferott verbrachte ich zusätzlich eine sehr angenehme Zeit in einem gemeinsamen Büro.

Bei der Bearbeitung der Projekte erhielt ich große Unterstützung durch Studenten, die ich im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten betreut habe. Für die geleistete Arbeit danke ich Steve Adeyefa, Norman Brügge, Sven Dreyer, Guillaume Elbel, Jorge Rodriguez Garcia, Matthieu Guillon, Henning Knigge, John Kwee, Michael Manß, Carlos Real Medina, Mohammad Naghshineh, Marcus Orbé, Alexander Sasonow, Alfonso Schemel, Lina Sowan und Jens Vasel.

Mein spezieller Dank gilt meiner Frau Stefanie, die mir während der vergangenen Jahre liebevoll Rückhalt gegeben und für den notwendigen Ausgleich jenseits der Arbeit gesorgt hat.

Meinen Eltern danke ich ganz besonders dafür, dass sie mir diesen Lebensweg ermöglicht und mich immer unterstützt haben.

Seevetal, im November 2006



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>vii</b>
I    Formelzeichen . . . . .	vii
II   Indizes . . . . .	x
III  Abkürzungen . . . . .	xiii
IV  Dimensionslose Kennzahlen . . . . .	xiv
<b>1  Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2  Stand des Wissens und der Technik</b>	<b>3</b>
2.1  Kondensation und Wasseransammlung im Flugzeug . . . . .	3
2.2  Möglichkeiten der Reduktion der Kondensation und Wasseransammlung . . . . .	8
2.3  Auswahl der Methoden . . . . .	9
2.4  Bisherige Arbeiten zur Untersuchung des Feuchtetransports . . . . .	11
<b>3  Strömungsverhältnisse im Flugzeug</b>	<b>15</b>
3.1  Wandaufbau in Kabine und Frachtraum . . . . .	15
3.1.1  Primärisolierung . . . . .	16
3.1.2  Sekundärisolierung . . . . .	17
3.2  Hauptaufgaben des Lüftungssystems . . . . .	19
3.2.1  Kabine . . . . .	19
3.2.2  Cargo-Compartment . . . . .	20
3.3  Strömungsverlauf . . . . .	20

3.3.1	Versorgungsluft . . . . .	20
3.3.1.1	Temperatur- und Druckregelung in der Kabine . . . . .	24
3.3.1.2	Air-Conditioning-Packs . . . . .	24
3.3.2	Kabine . . . . .	25
3.3.2.1	Hauptströmungen . . . . .	25
3.3.2.2	Nebenströmung . . . . .	27
3.3.3	Dreiecksbereich . . . . .	29
3.3.4	Cargo-Compartment . . . . .	30
3.3.5	Bilge . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Physikalische und numerische Grundlagen</b>	<b>33</b>
4.1	Zustandsgrößen feuchter Luft . . . . .	33
4.2	Wärmeübertragung . . . . .	37
4.2.1	Wärmeleitung . . . . .	37
4.2.2	Konvektiver Wärmeübergang . . . . .	38
4.2.3	Wärmestrahlung . . . . .	40
4.2.4	Wärmedurchgang . . . . .	40
4.3	Stofftransport durch Diffusion . . . . .	41
4.4	Strömungswiderstand und Ausflussfunktion . . . . .	43
4.5	Messtechnik . . . . .	45
4.6	Erhaltungsgleichungen . . . . .	46
4.6.1	Massenerhaltung . . . . .	46
4.6.2	Impulserhaltung . . . . .	46
4.6.3	Skalare Erhaltungsgleichungen . . . . .	47
4.7	Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik . . . . .	48
4.7.1	Finite-Volumen-Methode . . . . .	49
4.7.1.1	Approximation der Flächenintegrale . . . . .	50
4.7.1.2	Approximation der Volumenintegrale . . . . .	50

---

4.7.1.3	Interpolation der Variablenwerte an der KV-Oberfläche . . . . .	51
4.7.1.4	Implementierung der Randbedingungen . . . . .	52
4.7.2	Linearisierung der Quellterme . . . . .	52
4.7.3	Lösung linearer Gleichungssysteme . . . . .	54
4.7.4	Lösungsalgorithmen . . . . .	55
<b>5</b>	<b>Systemsimulationen der Strömungen im Rumpfqerschnitt</b>	<b>57</b>
5.1	Einführung in die objektorientierte Modellierung . . . . .	58
5.1.1	Modellierungssprache MODELICA . . . . .	60
5.1.2	Simulationsumgebung DYMOLA . . . . .	63
5.1.3	MODELICA-Modellbibliothek THERMOFLUID . . . . .	65
5.2	Modellerstellung mit DYMOLA/MODELICA . . . . .	66
5.2.1	Komponentenbibliothek <i>FlueGas</i> . . . . .	67
5.2.2	Voluminamodelle . . . . .	71
5.2.2.1	Adiabates Kontrollvolumen . . . . .	71
5.2.2.2	Kontrollvolumen mit Wärmeübertragung . . . . .	72
5.2.2.3	Diskretisiertes Rohrmodell . . . . .	73
5.2.3	Widerstandsmodelle . . . . .	75
5.2.3.1	$\mu$ -Widerstandsmodell . . . . .	76
5.2.3.2	Regressions-Widerstandsmodell . . . . .	76
5.2.3.3	Lineares Widerstandsmodell . . . . .	76
5.2.4	Quellen und Senken . . . . .	78
5.2.4.1	Temperaturmodell . . . . .	78
5.2.4.2	Massenquelle und -senke . . . . .	78
5.3	Identifikation und Ermittlung der Simulationsparameter . . . . .	79
5.3.1	Bisherige Arbeiten zur Parameterermittlung . . . . .	80
5.3.2	Sensitivitätsanalyse . . . . .	81
5.3.3	Experimentelle Ermittlung der strömungsmechanischen Parameter . . . . .	83

5.3.3.1	Versuchsaufbau . . . . .	84
5.3.3.2	Versuchsdurchführung . . . . .	88
5.3.3.3	Messdatenauswertung . . . . .	89
5.3.3.4	Messergebnisse . . . . .	92
5.3.3.5	Vergleich der Messergebnisse mit Literaturwerten . . . . .	95
5.4	Simulationsergebnisse . . . . .	96
5.4.1	Simulationen ohne sorptive Trocknung . . . . .	97
5.4.2	Simulationen mit sorptiver Trocknung . . . . .	101
5.5	Verifikation und Validation . . . . .	102
5.5.1	Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells . . . . .	102
5.5.2	Validation des DYMOLA/MODELICA-Modells . . . . .	107
5.5.2.1	Versuchsaufbau . . . . .	109
5.5.2.2	Versuchsdurchführung . . . . .	112
5.5.2.3	Versuchsergebnisse . . . . .	114
<b>6</b>	<b>Simulationen des Feuchtetransportes in der Isolierung</b>	<b>119</b>
6.1	1D-Simulationen mit MATLAB . . . . .	120
6.1.1	Aufbau des Programms . . . . .	120
6.1.2	Definition des Isolierungsaufbaus . . . . .	121
6.1.3	Randbedingungen . . . . .	124
6.1.4	Simulationsergebnisse . . . . .	127
6.2	2D-Simulationen mit STAR-CD . . . . .	132
6.2.1	Gittergenerierung . . . . .	132
6.2.2	Randbedingungen . . . . .	135
6.2.3	Benutzerdefinierte Subroutinen . . . . .	137
6.2.3.1	Materialspezifische Diffusion . . . . .	137
6.2.3.2	Phasenwechsel . . . . .	137
6.2.4	Simulationsergebnisse . . . . .	141

---

6.2.4.1	Numerische Einstellungen . . . . .	142
6.2.4.2	Temperaturverlauf . . . . .	142
6.2.4.3	Relative Feuchte . . . . .	145
6.2.4.4	Wasserdampfkonzentration . . . . .	145
6.2.4.5	Kondensatmengen . . . . .	147
6.3	Verifikation der Simulationen . . . . .	152
6.4	Validationsmessungen . . . . .	154
6.4.1	Modellversuchsstand . . . . .	154
6.4.1.1	Versuchsaufbau . . . . .	154
6.4.1.2	Messgeräte und Anlagenkomponenten . . . . .	157
6.4.1.3	Versuchsdurchführung . . . . .	159
6.4.1.4	Messergebnisse . . . . .	162
6.4.1.5	Diskussion der Ergebnisse . . . . .	169
6.4.2	A310-Seitenteil . . . . .	169
6.4.2.1	Versuchsaufbau und -durchführung . . . . .	169
6.4.2.2	Messergebnisse . . . . .	172
6.4.2.3	Diskussion der Ergebnisse . . . . .	173
6.4.3	ARCTIC-Cell . . . . .	174
6.4.3.1	Versuchsaufbau und -durchführung . . . . .	174
6.4.3.2	Messergebnisse . . . . .	176
6.5	Vergleich 2D-Simulation-Messung . . . . .	178
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>183</b>
7.1	Ausblick . . . . .	186
	<b>Literatur</b>	<b>189</b>
<b>A</b>	<b>Systemsimulationen der Kabinenströmung</b>	<b>195</b>
<b>B</b>	<b>Simulationen zum Feuchtetransport in Isolierungen</b>	<b>211</b>

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>219</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>228</b>

# Nomenklatur

## I Formelzeichen

### Lateinische Formelbuchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$A$	1	Koeffizientenmatrix
$Am$	$\text{m}^2$	durchströmte Fläche
$Aq$	$\text{m}^2$	Wärmeübertragungsfläche
$a$	1	Absorptionsgrad
$a$	1	Koeffizient
$a$	$\text{m}^2 / \text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$b$	m	Breite
$b$	1	Koeffizient
$c$	1	Korrekturfaktor
$c$	kg / kg	Massenanteil
$c$	$\text{mol} / \text{m}^3$	Konzentration
$c$	J / (kg K)	spezifische Wärmekapazität
$c_p$	J / (kg K)	spezifische isobare Wärmekapazität
$D$	$\text{m}^2 / \text{s}$	Diffusionskoeffizient
$d$	m	Durchmesser
$d_{hyd}$	m	hydraulischer Durchmesser
$EOW$	$\text{kg} / \text{m}^3$	volumenbezogene Eis- oder Wassermenge
$F$	1	Variable
$f$	1	Variable
$\mathbf{f}$	N	Summe der Kräfte
$g$	$\text{m} / \text{s}^2$	Fallbeschleunigung
$H$	J	Enthalpie
$H$	1	Term
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom

$h$	m	Höhe
$h$	J / kg	spezifische Enthalpie
$h_{1+x}$	J / kg	spezifische Enthalpie feuchter Luft
<b>IS</b>	1	Skalarnummer
$i$	kg / (m <sup>2</sup> s)	spezifischer Wasserdampfstrom
$K_{geom}$	1	Zusammenfassung geometrischer Kennzahlen
$k$	W / (m <sup>2</sup> K)	Wärmedurchgangskoeffizient
$l$	m	Länge
$M$	kg / kmol	molare Masse
$M_\phi$	1	Normierungsfaktor
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg / s	Massenstrom
$n$	1	Anzahl
<b>n</b>	1	Einheitsvektor
$p$	Pa	Druck
<b>p</b>	1	Parameter
$P$	W	Leistung
$Q$	1	Variable
<b>Q</b>	1	Vektormatrix der Quellen / Senken
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$q$	1	Variable
$\dot{q}$	W / m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
$\dot{q}_\phi$	1	diffusiver Skalartransport und Quellen / Senken
$\dot{q}_\phi^d$	1	diffusiver Skalartransport
$R$	J / (kg K)	Gaskonstante
$R^2$	1	Bestimmtheitsmaß
$R_\Delta$	(J s) / (kg m)	Wasserdampfdurchlasswiderstand
$R_\phi$	1	absolute Residuensumme
$r$	m	Radius
$r$	1	Reflektionsgrad
<b>rM</b>	kg/s	Vektor der Massenstromquellen / -senken
$rMv3$	kg/s	Wassermassenstromquelle / -senke
$r_e$	J / kg	spezifische Erstarrungswärme
$r_0$	J / kg	spezifische Verdampfungsenthalpie
$S$	1	Quellen / Senken
$SC(1)$	kg / kg	Skalar 1
$S1P$	1	konstanter Linearisierungskoeffizient
$S2P$	1	vom Skalar abhängiger Linearisierungskoeffizient
<b>SCALAR</b>	kg / kg	Skalkonzentration
$s$	m	Dicke

$s$	J / (kg K)	spezifische Entropie
$s$	1	Standardabweichung
$s_d$	m	Dampfdiffusionswiderstand
$T$	1	Tangente
$T$	K	Temperatur
$\mathbf{T}$	N / m <sup>2</sup>	Spannungstensor
$t$	s	Zeit
$\mathbf{t}$	N / m <sup>2</sup>	Spannungsvektor
$U$	J	innere Energie
$U$	m	Umfang
$u$	m / s	Geschwindigkeit
$u$	J / kg	spezifische innere Energie
$u$	Vol.-%	volumenbezogener Wassergehalt
$\mathbf{u}$	1	Eingangswerte
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> / s	Volumenstrom
$v$	m / s	Geschwindigkeit
$v$	m <sup>3</sup> / kg	spezifisches Volumen
$w$	m / s	Geschwindigkeit
$x$	m	Koordinate
$x$	1	Variable
$x$	kg / kg	Wassergehalt
$\Delta x_{Streu}$	1	mittlerer quadratischer Fehler
$y$	m	Koordinate
$y$	1	Variable
$z$	m	Koordinate

## Griechische Formelbuchstaben

$\alpha$	1	Kontraktionszahl
$\alpha$	W / (m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	m / s	Stoffübergangskoeffizient
$\beta$	1 / K	thermischer Ausdehnungskoeffizient
$\Gamma$	1	diffusive Transportgröße
$\Gamma^{num}$	1	numerische Diffusion
$\gamma$	m <sup>2</sup> s	Strömungswiderstandsbeiwert
$\delta$	m	Dicke
$\epsilon$	1	Emmissionsgrad
$\epsilon$	1	Iterationsfehler
$\zeta$	1	Widerstandsbeiwert

$\eta$	kg / (m s)	dynamische Viskosität
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\kappa$	m <sup>2</sup> / s	Flüssigkeitsleitfähigkeit
$\kappa$	1	Isentropenexponent
$\lambda$	1	Rohrreibungszahl
$\lambda$	W / (m K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_q$	W / (m K)	äquivalente Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	1	Ausflusszahl
$\mu$	1	Diffusionswiderstandszahl
$\nu$	m <sup>2</sup> / s	kinematische Viskosität
$\rho$	1	Residuum
$\varrho$	kg / m <sup>3</sup>	absolute Feuchte
$\varrho$	kg / m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma$	W / (m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\phi$	1	skalare Größe
$\phi$	1	Vektormatrix
$\varphi$	1	Beiwert der Öffnungsform
$\varphi$	1	Geschwindigkeitsbeiwert
$\varphi$	1	relative Feuchte
$\psi$	1	Ausflussfunktion

## II Indizes

Symbol	Bedeutung
*	Messung mit geändertem Messaufbau
*	Wert der vorhergehenden Iteration
$n$	Anzahl der Iterationen
$Al$	Abluft links
$Ar$	Abluft rechts
$a$	außen
$abs$	absorbiert
$B$	Blende
$b$	Bilge
$bu$	Bilge-Umgebung
$bcc$	Bilge-Cargo Compartment
$C$	konstant
$c$	Crown

---

<i>c</i>	Komponente
<i>cc</i>	Cargo-Compartment
<i>cu</i>	Crown-Umgebung
<i>Dos</i>	Dosermethode
<i>d</i>	dampfförmig
<i>d</i>	Dreieck
<i>db</i>	Dreieck-Bilge
<i>df</i>	Dreieck-Fußboden
<i>du</i>	Dreieck-Umgebung
<i>ds</i>	gesättigter Dampf
<i>dcc</i>	Dreieck-Cargo Compartment
<i>ds7.5</i>	Sättigungszustand von Wasserdampf nach 7.5 Stunden
<i>ds10</i>	Sättigungszustand von Wasserdampf nach 10 Stunden
<i>dado</i>	Dado-Panel
<i>E</i>	östlicher Kontrollvolumen-Mittelpunkt
<i>e</i>	Eis
<i>e</i>	östlich
<i>emit</i>	emittiert
<i>F</i>	Fluid
<i>f</i>	fest
<i>f</i>	Fußboden
<i>fl</i>	flüssig
<i>ges</i>	gesamt
<i>HT</i>	Wärmeübertragung
<i>Ho</i>	Hintergrund oben
<i>Hu</i>	Hintergrund unten
<i>i</i>	innen
<i>i</i>	Laufvariable
<i>j</i>	Laufvariable
<i>k</i>	Kabine
<i>k</i>	konvektiv
<i>k</i>	Laufvariable
<i>kc</i>	Kabine-Crown
<i>ks</i>	Kabine-Spalt
<i>l</i>	trockene Luft
<i>lam</i>	laminar
<i>M</i>	Mischung
<i>Misch</i>	Mischmethode
<i>m</i>	mittel
<i>mess</i>	Messung

---

<i>n</i>	nördlich
<i>n</i>	Anzahl
<i>ne</i>	nord-östlich
<i>o</i>	oben
<i>oa</i>	oben außen
<i>oi</i>	oben innen
<i>ol</i>	oben links
<i>or</i>	oben rechts
<i>P</i>	Punkt im Kontrollvolumenzentrum
<i>P</i>	von der Strömungsgröße abhängig
<i>PA618</i>	PA6, Dicke 18 $\mu$ m
<i>reg</i>	Regression
<i>ref</i>	Referenzzustand
<i>rech</i>	berechnet
<i>S</i>	Quellen / Senken
<i>S</i>	Seitenteil
<i>ST</i>	sorptiver Trockner
<i>SKIN</i>	außen
<i>SF, D</i>	Tracergas Dado-Panel
<i>SF, S</i>	Tracergas Spalt
<i>SF, Dos</i>	dosiertes Tracergas
<i>Su</i>	Seitenteil unten
<i>Sol</i>	Seitenteil oben links
<i>Sor</i>	Seitenteil oben rechts
<i>Sul</i>	Seitenteil unten links
<i>Sur</i>	Seitenteil unten rechts
<i>s</i>	Sättigungszustand
<i>s</i>	Spalt
<i>s</i>	südlich
<i>se</i>	süd-östlich
<i>su</i>	Spalt-Umgebung
<i>T</i>	Teril34
<i>Temp</i>	Temperaturmethode
<i>tr</i>	Tripelpunkt
<i>U</i>	Umgebung
<i>U</i>	Umschließungsfläche
<i>u</i>	Umwelt
<i>u</i>	unten
<i>ua</i>	unten außen
<i>ui</i>	unten innen

<i>up</i>	stromaufwärts
<i>W</i>	Wand
<i>W<sub>o</sub></i>	Wand oben
<i>W<sub>u</sub></i>	Wand unten
<i>w</i>	Wasser
<i>w</i>	westlich
0	Bezugszustand
1, 2, 3	Nummer, Position
-20/24	von -20 bis 24 °C
-30/24	von -30 bis 24 °C

### III Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
A	Außenseite
APU	Auxiliary Power Unit
ARCTIC	Aircraft Room Climate Technology Integrator for Comfort
CDS	Central Differencing Scheme
CFD	Computational Fluid Dynamics
DAE	Differential Algebraic Equation
ECS	Environmental Control System
FAA	Federal Aviation Administration
FAL	Final Assembly Line
FVM	Finite-Volumen-Methode
IBP	Fraunhofer Institut für Bauphysik
K	Kabinenseite
KM	Kontrollmasse
KV	Kontrollvolumen
LUFO	Luftfahrtforschungsprogramm
m.N.	mit Nylon (mit Luftspalt)
o.N.	ohne Nylon (ohne Luftspalt)
PP1	Primärisolierung linkes Spantfeld
PP2	Primärisolierung rechtes Spantfeld
PSU	Passenger Service Unit
QUICK	Quadratic Upwind Interpolation
<i>RH/T</i>	kombinierter Temperatur- und Feuchtesensor
STAR	Simulation of Turbulent flow in Arbitrary Regions

UDS	Upwind Differencing Scheme
VPR	Vapour
1D	eindimensional
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional

## IV Dimensionslose Kennzahlen

$Gr = (g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta\vartheta) / \nu^2$	Grashof-Zahl
$Nu = (\alpha \cdot l) / \lambda$	Nußelt-Zahl
$Pr = \nu / a$	Prandtl-Zahl
$Re = (w \cdot l) / \nu$	Reynolds-Zahl
$Sc = \nu / D$	Schmidt-Zahl

Die charakteristische Länge  $l$  ist je nach Anwendungsfall einzusetzen.

# Kapitel 1

## Einleitung

Seit dem Beginn der kommerziellen Luftfahrt vor mehr als 40 Jahren wird wiederholt von Problemen mit der Kondensation und Ansammlung von flüssigem Wasser in Flugzeugen berichtet. Dabei sind alle Flugzeuge von der Kondensation betroffen, wobei das Ausmaß entscheidend von der Art der jeweiligen Nutzung durch die Airlines beeinflusst wird. Die Recherche in [29] zeigt, dass auch die Flugzeughersteller diese Problematik erkannt haben und Lösungen zur Verringerung der Wasseransammlung untersuchen. Gerade im Hinblick auf neue und größere Flugzeuge, wie dem Airbus A380 oder der Boeing 787, ist dies erforderlich. So soll nach [53] zusätzlich der Komfort der Passagiere in der Boeing 787 vor allem durch eine Erhöhung der Luftfeuchtigkeit in der Kabine gesteigert werden. Mehr Passagiere, längeren Flugzeiten und eine Erhöhung der Luftfeuchtigkeit werden, wie in Kapitel 2 gezeigt wird, die Kondensationsproblematik voraussichtlich erhöhen.

Für die Einleitung von Maßnahmen zur Reduzierung der Wasseransammlung ist es notwendig die physikalischen Vorgänge zu verstehen, die den Wassertransport und die damit einhergehende Kondensation hervorrufen. Für die Untersuchung der Vorgänge im Flugzeug bieten sich Simulationsprogramme an, da sich in den vergangenen Jahren der Trend zur numerischen Simulation auf dem Gebiet der Forschung und Entwicklung stark beschleunigt hat. Hintergrund sind immer leistungsfähigere Rechner und neue anwendungsfreundlichere Simulationsprogramme, die den Einsatz von numerischen Methoden fördern. Durch die Simulationen können die Zeiten und Kosten für aufwendige Versuche reduziert werden, die dann nur noch zur Validation der Simulationsergebnisse erforderlich sind.

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung von *aktiven*- und *passiven* Konzepten zur Reduzierung der Wasseransammlung im Flugzeug. Unter aktiven Maßnahmen versteht man dabei den Einsatz von zusätzlichen Systemen, während bei den passiven Konzepten auf die Systeme verzichtet wird. In [65], [66] und [67] wurden zum Beispiel die Bauweise und die Materialien der Flugzeugisolierung mit Hilfe von Simulationen und Messungen als passive Konzepte untersucht. Die dabei erzielten Ergebnisse werden in dieser Arbeit weiterentwickelt. Dabei wird der Wasserdampftransport in der Isolierung wieder mit Strömungssimulationsprogrammen und durch experimentelle Arbeiten untersucht.

Aktive Systeme trocknen zum Beispiel die Luft in bestimmten Bereichen des Flugzeuges, um die Kondensation zu verringern bzw. angefallenes Kondensat zu entfernen. Die Simulation des Einflusses eines aktiven Systems ist bisher nicht möglich, da es kein Modell gibt, das die Strömungsverhältnisse im Flugzeugrumpf als Randbedingungen ermitteln kann. Bisherige Strömungssimulationen, zum Beispiel bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg, berücksichtigen nur Teilbereiche eines Flugzeuges (zum Beispiel die Kabine). Für eine umfassende Strömungssimulation wäre es erforderlich, die komplette Flugzeuggeometrie in einem Flugzeug in ein Berechnungsgitter zu überführen. Dies ist sehr aufwendig und nicht praktikabel. Gleichzeitig würde die dann benötigte Rechenleistung heutige Rechnersysteme überfordern. Daher bietet sich die Erstellung eines eindimensionalen Simulationsmodells an, welches alle relevanten thermodynamischen und strömungsmechanischen Phänomene berücksichtigt die in einem Flugzeug auftreten. Es basiert auf einem in [51] beschriebenen SIMULINK-Modell der trockenen Luftströme. Die Implementierung erfolgt unter Anwendung einer objektorientierten Methode. Das in dieser Arbeit erstellte mathematisch-physikalische Simulationsmodell enthält zur Vereinfachung nur wenige Komponenten. Durch den gewählten objektorientierten Ansatz wird die Erweiterbarkeit und Wiederverwendbarkeit des Modells unterstützt, so dass zukünftig wesentlich komplexere und höher aufgelöste Simulationen möglich sind.

In Kapitel 2 erfolgt eine Einführung in die Problematik der Wasseransammlung im Flugzeug und es wird ein Überblick über den Stand der Technik gegeben. Es werden die Methoden zur Untersuchung des Feuchtetransportes ausgewählt und bisherige Arbeiten vorgestellt.

Zum Verständnis der Modellgenerierung ist die Kenntnis der Strömungsverhältnisse im Flugzeug notwendig. Dabei werden in Kapitel 3 alle relevanten Strömungswege, der Aufbau der Isolierung sowie das Belüftungssystem in einem Passagierflugzeug erklärt. In Kapitel 4 folgt die Vorstellung der physikalischen und numerischen Grundlagen.

Das Kapitel 5 enthält die Beschreibung der objektorientierten Methode zur Erstellung eines vereinfachten thermo-hydraulischen Flugzeugmodells. Dabei wird zuerst die Modellierungssprache MODELICA, mit der Simulationsumgebung DYMOLA, eingeführt. Es folgt die Modellerstellung, in der die Reduzierung der Flugzeuggeometrie auf ein Ersatzmodell und alle Komponenten beschrieben werden. Nicht zu vernachlässigen ist die Identifikation und Ermittlung der Simulationsparameter. Dies erfolgt teilweise durch Vorgaben der Airbus Deutschland GmbH. Für alle fehlenden Parameter wurden Messungen an Mock-up's bei Airbus durchgeführt, wobei der Versuchsaufbau und die Messergebnisse erläutert werden. Abschließend finden sich in diesem Kapitel die eigentlichen Simulationen zur Bestimmung der Luftverteilung und des Einflusses eines aktiven Trocknungssystems auf die Kondensation sowie die Verifikation und Validation der Simulationsergebnisse.

In Kapitel 6 folgt die Beschreibung der durchgeführten Strömungssimulationen die den Wassertransport und die Speicherung von Wasser in der Isolierung mit verschiedenen Bauweisen untersuchen. Dazu gehören Validationsmessungen an Versuchsständen an der Technischen Universität Hamburg-Harburg (TUHH) und bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg.

Die Zusammenfassung der beschriebenen Arbeiten findet sich in Kapitel 7, während in Abschnitt 7.1 ein Ausblick auf mögliche zukünftige Untersuchungen gegeben wird.

# Kapitel 2

## Stand des Wissens und der Technik

In diesem Kapitel wird die Kondensation, und die damit verbundene mögliche Problematik beim Betrieb von Passagierflugzeugen, erläutert. Dies beinhaltet die Beschreibung von generell möglichen Maßnahmen zur Reduktion der Wasseransammlung sowie die Auswahl konkreter Techniken zur genaueren Untersuchung. Diese wird mittels numerischer und experimenteller Methoden durchgeführt und beinhaltet die Simulation des Feuchtetransportes im Allgemeinen. Dabei wird zwischen der System- und Feldsimulation unterschieden, wobei die Systemsimulation den Wärme-, Impuls- und Stofftransport global im gesamten Flugzeugrumpf untersucht, während die Feldsimulation die Kondensation nur lokal im Bereich der Isolierung betrachtet.

Abschließend erfolgt die Vorstellung bisheriger Arbeiten zum Feuchtetransport und zur Wasseransammlung in Flugzeugen, die als Grundlage der in den folgenden Kapiteln beschriebenen Arbeiten dienen.

### 2.1 Kondensation und Wasseransammlung im Flugzeug

Die Ursache der Kondensation liegt hauptsächlich in der Abgabe von Wasser an die Kabinenluft durch den Menschen. Dies geschieht über die Atmung und durch die Haut. Obwohl die relative Luftfeuchte  $\varphi$  in Flugzeugkabinen während des Fluges durch die Klimatisierung extrem niedrig gehalten wird ( $\varphi < 20\%$ , siehe Abschnitt 3.3.2.2), ist noch Wasserdampf in der Luft enthalten. Aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen während des Fluges von  $-50$  bis  $-60$  °C, kommt es zur Unterschreitung der Taupunkttemperatur an der Innenseite der Flugzeugstruktur. Da die Temperaturen im Flug dort meist unterhalb des Gefrierpunktes liegen, sammelt sich das Kondensat als Eis (siehe Abbildung 2.1 a). Dabei strömt die Luft aus der Kabine durch Undichtigkeiten im Kabinenlining in Richtung der kalten Struktur. Besonders kritisch hinsichtlich Kondensation sind die Spanten und Stringer, die der Versteifung der Flugzeughülle dienen und weit in die Isolierung hineinragen. An diesen Kältebrücken kommt es sehr schnell zur Ansammlung von Wasser. Die Luft, und der darin enthaltene Wasserdampf, kann wiederum durch Spalte in der Flugzeugisolierung direkt zur Struktur



(a)



(b)

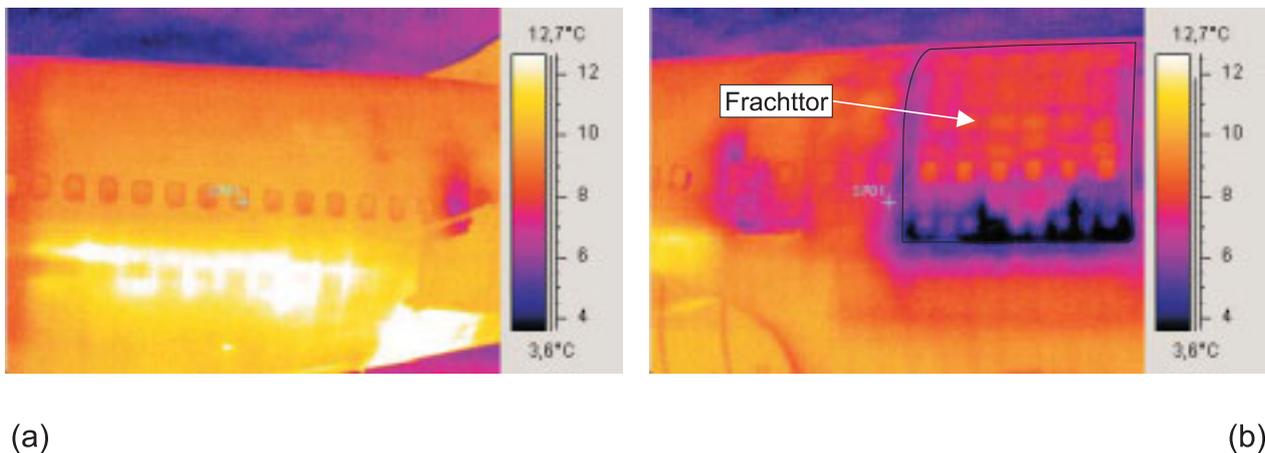
**Abbildung 2.1:** Kondensatbildung als Eis an der Flugzeugstruktur (a), Wasserflecken am Rand eines Handgepäckfaches (b) [29]

gelangen, oder es kommt zur Diffusion durch die Isolationspakete. Die bisher verwendete Isolierung besteht aus Glasfasermatten, die in einer Umhüllfolie eingeschweißt eingesetzt werden. Die Diffusion durch die Folie resultiert aus dem temperaturbedingten Unterschied zwischen dem Wasserdampfpartialdruck in der Kabinenluft und dem Sättigungsdampfdruck an der Innenseite der Außenhaut. Dabei kommt es bereits in dem Isolierpaket zur Bildung von Wasser oder Eis (siehe Abbildung 2.2). Während der Landung und am Boden taut das Eis. Der größte Teil des dabei entstehenden Wassers fließt über die sich schindelartig überlappenden Isolierpakete in die Bilge im unteren Teil des Flugzeuges (siehe Abschnitt 3.1), wo es während des Bodenaufenthaltes abgepumpt werden kann. Ein Teil gelangt allerdings durch Leckagen in die Crown Area oberhalb der Kabine. Von dort tropft es in die Kabine oder es sammelt sich oberhalb des Deckenlinings. Die Abbildung 2.1b zeigt zum Beispiel die Wasserflecken am Rand eines Handgepäckfaches.



**Abbildung 2.2:** Feuchte Isolierpakete in einer Boeing 737-300 [29]

Das Flüssigwasser in den Isolierpaketen sammelt sich im unteren Bereich und kann nicht abfließen. Da die Grenzfläche des sich sammelnden Kondensats mit der Luft sehr klein ist, findet kaum Verdampfung statt. Deshalb steigt gerade bei sich wiederholenden Flügen mit langen Flugzeiten und kurzen Standzeiten am Boden die Wassermenge in den Paketen stetig an. In Abbildung 2.3 ist die Wasseransammlung an der Innenseite der Struktur indirekt zu erkennen. Dargestellt sind zwei Infrarotaufnahmen einer Thermografiekamera, die jeweils die Oberflächentemperaturen vergleichbarer Sektionen von zwei unterschiedlichen Flugzeugen direkt nach der Landung zeigen. Ein Vergleich der beiden Flugzeuge zeigt, dass die Oberflächentemperatur in Abbildung 2.3b stellenweise erheblich niedriger ist als in Abbildung 2.3a. Dies liegt darin begründet, dass bei dem Flugzeug in Abbildung 2.3b eine zusätzliche Frachttür vorhanden ist. Durch die aus Festigkeitsgründen erforderliche zusätzliche Rahmenkonstruktion erhöht sich in diesem Bereich der Wärmedurchgang, weshalb mehr Wasser kondensiert. In Abbildung 2.3b sind der Türrahmen und die Tür aufgrund der niedrigeren lokalen Temperaturen zu erkennen. Die Temperaturen speziell im unteren Bereich der Tür sind insgesamt sehr niedrig und lassen sich nur durch das Vorhandensein von zusätzlichen Versteifungen der Struktur, und den damit erhöhten Wärmekapazitäten, nicht erklären. Durch Untersuchungen bei der Lufthansa Technik AG, Abteilung FRA WE14, wurde festgestellt, dass sich Wasser hinter dem Lining angesammelt hat. Direkt nach der Landung taut das Wasser auf, wobei beim Übergang von der festen in die flüssige Phase Energie aufgewendet werden muss. Diese Energie wird der Umgebung entzogen, wodurch sich die Struktur nach der Landung langsamer erwärmt als wenn kein Kondensat vorhanden ist. Dieses Wasser sammelt sich im Bereich des vor den Türen geschlossenen Kabinenbodens, da das Wasser dort nicht in die Bilge abfließen kann. In Abbildung 2.3a ist keine Tür vorhanden, weshalb weniger Wasser anfällt, welches wiederum zum größten Teil zur Bilge geführt wird.



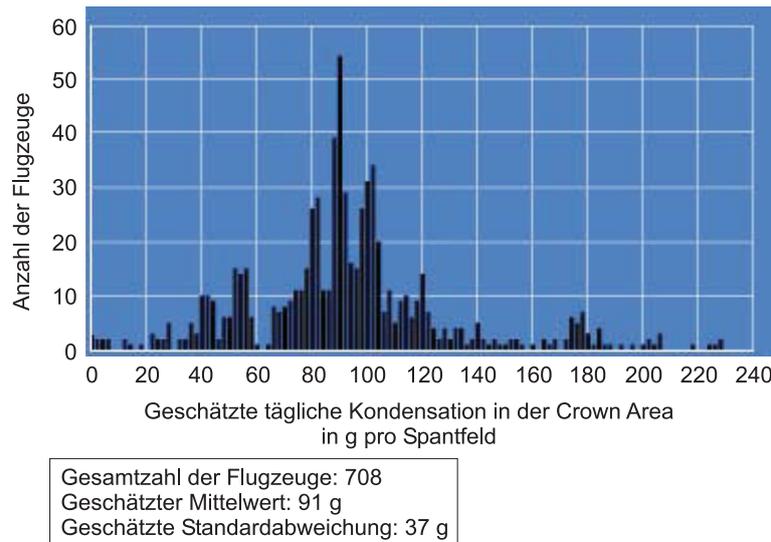
**Abbildung 2.3:** Darstellung der Oberflächentemperaturen eines Flugzeuges ohne (a) und mit (b) zusätzlicher Frachttür direkt nach der Landung. Quelle: Lufthansa Technik AG, Customer Engineering Department FRA WE14

Durch die Ansammlung von Wasser zwischen dem Kabinenlining und der Struktur kann es zu folgenden Problemen beim Betrieb eines Flugzeuges kommen:

- Das Auftauen des Eises führt in bestimmten Situationen zu unkontrollierten Wasserbewegungen (*“Rain in the plane”*).
- Aus dem ständig steigenden Wasseranteil in der Isolation folgt ein gesteigertes lastunabhängiges Leergewicht des Flugzeugs. Daraus resultiert ein erhöhter Kraftstoffbedarf bei gleicher Nutzlast, der sich in gesteigerten Betriebskosten widerspiegelt. Bei einem nicht zu überschreitenden Gesamtgewicht geht Nutzlast verloren.
- Durch die Feuchtigkeit in der Isolierung sind die tragenden Konstruktionsteile durch Korrosion gefährdet.
- Es können Kurzschlüsse im elektrischen System auftreten, was die Sicherheit des Flugbetriebes gefährden kann.
- In der feuchten Isolierung finden Mikroorganismen, wie Bakterien oder Schimmelpilze, einen idealen Nährboden. Dies kann hygienische Probleme zur Folge haben.
- Verringerung der thermischen und akustischen Isolierung.
- Erhöhter Wartungsaufwand durch regelmäßiges Austauschen der Isolierpakete.

Die Bildung und Anlagerung von flüssigem Wasser wird im Wesentlichen vom Sitzabstand und damit der Passagierzahl, der Auslastung, der Flugzeugnutzung sowie der Flugstrecke bestimmt. Gerade bei Charterflügen mit vielen Passagieren ist die Feuchtigkeit in der Kabine erhöht. Bei gleichzeitig hohen Nutzungsraten, mit verkürzten Bodenzeiten bei kalten Umgebungsbedingungen und hoher Anzahl von Flügen, steigt die Wasseransammlung. In [29] wurden dazu Untersuchungen an der Flotte von Boeing 757 Flugzeugen durchgeführt. Die Abbildung 2.4 zeigt als Ergebnis die geschätzte tägliche Kondensation in der Crown Area in g pro Spantfeld. Der Mittelwert liegt dabei bei 91 g.

Zur genauen Ermittlung wo und wieviel Wasser anfällt, wurde bei der Airbus Deutschland GmbH ein 5-Jahres Check (D-Check) eines A310-Charterflugzeuges dazu genutzt, um sämtliche feuchte Isolierpakete die demontierbar waren zu wechseln und das Ausbaugewicht zu ermitteln. Bei allen Paketen die nicht ausgebaut werden konnten, wurden diese mit Drainagelöchern versehen. Das dann abfließende Wasser konnte aufgefangen und gewogen werden. Insgesamt wurde dabei eine Gesamtmasse an Kondenswasser von 420 kg ermittelt. Dabei wurde festgestellt, dass bei dem untersuchten Flugzeug keine Isolierpakete in der Crown Area infolge von Kondenswasseransammlungen beanstandet wurden. Vielmehr ist der Bereich der Fenster kritisch, wo Wassermassen zu finden waren, die dem 1 bis 1.5-fachen des eigentlichen Isolierpaketes entsprechen. Vereinzelt wurde sogar ein Verhältnis von 1.5 bis 2.5 erreicht. Zusätzlich wurden Unterschiede zwischen rechter und linker Flugzeugseite festgestellt. Dies liegt wieder darin begründet, dass sich auf der rechten Seite zwei Frachttore befinden. Generell sind alle Türisolierungen kritisch, also auch die Passagier- und Nottüren.



**Abbildung 2.4:** Geschätzte Kondensation in der Crown Area bei der Boeing 757 Flotte [29]

Bei anderen Flugzeugen des Typs A310 wurden Gewichtszunahmen der Flugzeuge, bezogen auf den Auslieferungszustand, von bis zu 1000 kg ermittelt. Da diese Gewichtszunahme auch durch Verschmutzungen und Verunreinigungen in der Bilge sowie durch konstruktive Veränderungen verursacht werden kann, ist der auf kondensierendes Wasser zurückzuführende Anteil nicht eindeutig zu bestimmen. Da bei dem beschriebenen D-Check jedoch in den untersuchten Isolierpaketen schon 420 kg Wasser gemessen wurden, ist davon auszugehen, dass die Gewichtszunahmen hauptsächlich mit dem Vorhandensein von Kondenswasser erklärt werden können. Um diese hohen Wasseransammlungen zu reduzieren, werden die heutigen Isolierpakete an der Unterseite mit Drainagelöchern versehen. Trotzdem kann die Kondensatbildung nicht vollständig verhindert werden, weshalb weiterführende Maßnahmen zu treffen sind.

Da in Zukunft noch größere Flugzeuge an die Airlines übergeben werden, die zudem noch höhere Reichweiten besitzen, wird sich die Kondensationsproblematik vermutlich verschärfen. So werden zum Beispiel im neuen A380 zwischen 500 und 600 Passagiere über eine Reichweite von bis zu 14800 km transportiert. Im Vergleich zu dem im D-Check untersuchten A310, der ca. 220 Passagiere bis zu 10000 km transportieren kann, resultieren daraus längere Flugzeiten, bei gleichzeitig erhöhtem Wassereintrag in die Kabinenluft. Wird dabei, wie teilweise geplant, die Kabinefeuchte aus Komfortgründen auf Werte größer 20 % angehoben, ist zu erwarten, dass eine weitere Verschärfung des Problems eintritt.

## 2.2 Möglichkeiten der Reduktion der Kondensation und Wasseransammlung

Neben den im vorangegangenen Abschnitt 2.1 schon beschriebenen Drainagelöchern in den Isolierpaketen werden in [29] weitere Möglichkeiten genannt, welche die Wasseransammlung und die daraus resultierenden Probleme verringern:

- Bei der Konstruktion und beim Einbau der Isolierungen muss verstärkt darauf geachtet werden, dass keine Spalte zur Struktur auftreten.
- Kapillaraktive Materialien können dafür sorgen, dass das Wasser an bestimmten Problemstellen kontrolliert abgeführt wird. In der Crown Area können auch sorptive Materialien auf das Deckenlining aufgebracht werden, die Wasser aufnehmen und am Boden Verdampfen lassen. Es kann dann nicht durch Spalte im Lining in die Kabine tropfen.
- Durch die aktive Belüftung der Crown Area gelangt trockene Luft hinter das Lining. Dadurch wird die Kondensation reduziert, bzw. das Verdampfen unterstützt. Die Belüftung kann dabei mit Kabinenzuluft oder getrockneter Luft erfolgen, wobei letztere über entsprechende Trocknungssysteme aus der feuchten Luft in der Crown Area gewonnen wird.
- Bei der Konstruktion der Struktur ist darauf zu achten, dass die Drainage des Wassers in die Bilge verbessert wird.
- Durch Abstandhalter zwischen Struktur und Isolierung in der Bilge wird dafür gesorgt, dass die Pakete keinen Kontakt mit dem in die Bilge fließenden Wasser haben [64].
- Die Positionierung von elektrischen Leitungen und Steckern muss entsprechend verändert werden. Zusätzlich ist eine Kapselung von Steckverbindungen nötig, um das Eindringen von Wasser zu vermeiden.

Die Einführung von kapillaraktiven oder sorptiven Materialien, die Verbesserung der Drainage sowie die Positionierung und Kapselung von elektrischen Systemen sind geeignet zur Verringerung der negativen Auswirkungen des kondensierten und angesammelten Wassers.

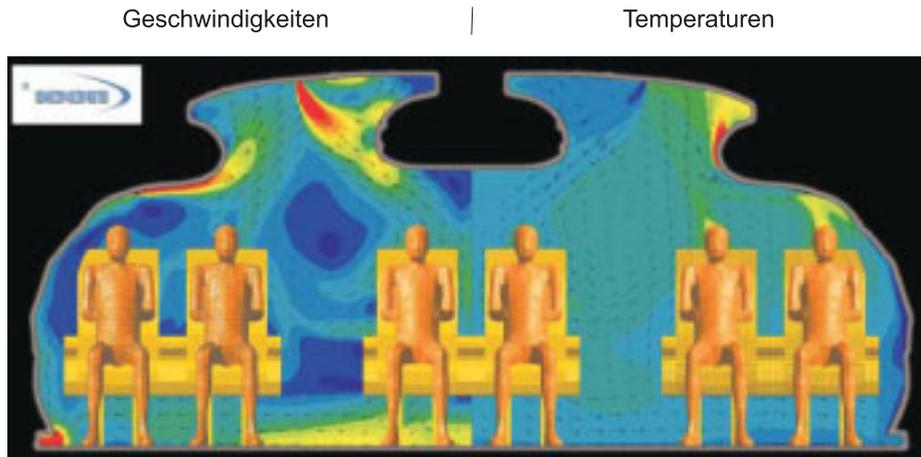
Bevor die Folgen verringert werden, ist es jedoch viel interessanter und wichtiger die Bildung und Ansammlung von Wasser zu untersuchen sowie geeignete Techniken zu identifizieren, die diese reduzieren. Dafür kommt zum Einen der Aufbau und die Anordnung des Isolierpaketes in Frage. Dabei soll untersucht werden, ob es möglich ist nur durch die Veränderung des Isolierungsaufbaus und dessen Positionierung eine Reduktion der Wasseransammlung zu erreichen. Des Weiteren kann untersucht werden, inwieweit die aktive Belüftung mit trockener Luft in der Crown Area die Kondensation beeinflusst.

## 2.3 Auswahl der Methoden

Im vorangegangenen Abschnitt 2.2 wurden der Aufbau des Isolierpaketes und die aktive Belüftung als mögliche Maßnahmen beschrieben, um die Kondensation und Wasseransammlung im Flugzeug zu reduzieren. Der Vorteil bei der eventuellen Verbesserung des Aufbaus und der Positionierung der Isolierung ist, dass durch diese *passiven* Konzepte keine zusätzlichen Systeme benötigt werden. Bei den *aktiven* Maßnahmen kann trockene Kabinenzuluft direkt in die Crown Area geführt werden, was allerdings eine Änderung der Luftverteilung im Flugzeug erfordert. Werden sorptive Trocknungssysteme, wie zum Beispiel Zonal Drying<sup>TM</sup> Systeme [17] verwendet, erhöht sich der Energiebedarf und das Gewicht des Flugzeuges, was gesteigerte Betriebskosten zur Folge hat. Trotzdem kann der Einsatz solcher Systeme wirtschaftlich sein, wenn dadurch zum Beispiel die Wartungsintervalle verlängert werden können, oder andere negative Auswirkungen durch Kondensatbildung verhindert werden.

In den vergangenen Jahren hat sich die numerische Simulation als Entwicklungswerkzeug etabliert. Dies läßt sich durch die zunehmende Anzahl an Methoden und Simulationsprogrammen erklären, die wiederum durch die ständig steigende Leistungsfähigkeit moderner Rechnersysteme unterstützt werden. Die Simulation eignet sich hervorragend zur Optimierung von Systemen oder Komponenten, die allein durch experimentelle Methoden nicht, oder nur unter erheblich höherem Zeitaufwand, bewerkstelligt werden kann. Dabei ist jedoch die *Verifikation* und *Validation* der Modelle entscheidend. Nach [49] klärt die Verifikation die Güte des Modells durch schrittweise Prüfung von Teilmodellen, bis zu deren Zusammenwirken im Gesamtmodell. Die Validation erfolgt nach Abschluß der Verifikation und untersucht, ob das Modell das typische Verhalten des Originalsystems wiedergibt. Dies kann dabei durch analytisch berechenbare Testfälle oder durch experimentelle Vergleiche realisiert werden.

Die numerische Untersuchung von thermodynamischen und strömungsmechanischen Fragestellungen wird heutzutage vielfach mit kommerziellen Strömungssimulationsprogrammen (CFD, Computational Fluid Dynamics) durchgeführt. Anwendungsbeispiele dieser *Feldsimulationen* lassen sich dabei in den vielfältigsten Bereichen finden, wie zum Beispiel dem Automobilbau, der chemischen Industrie, im Schiffbau oder der Luftfahrtindustrie. Im Bereich der Kabinenklimatisierung wird dabei zum Beispiel das Kabinenlayout hinsichtlich einer optimalen Durchströmung untersucht (siehe Abbildung 2.5). Dabei wird die zu untersuchende Geometrie in ein hinreichend genaues mikroskopisches Berechnungsgitter überführt, das aus einer endlichen Zahl kleiner Kontrollvolumina besteht (FVM, Finite-Volumen-Methode, siehe Abschnitt 4.7.1). Für jedes Kontrollvolumen löst die FVM die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Die Schwierigkeit bei CFD-Simulationen ist, dass der Modellaufbau, die Identifikation und Spezifikation der Randbedingungen sowie die eigentlichen Rechnungen sehr zeitaufwändig sind. Zusätzlich wird eine hohe Speicherkapazität des Rechners benötigt, wobei das Erreichen einer konvergenten Lösung besonders bei großen Modellen nicht immer gewährleistet werden kann.



**Abbildung 2.5:** Visualisierung der Strömungsgeschwindigkeiten (links) und Temperaturen (rechts) in einer Flugzeugkabine mittels CFD. Quelle: ICON CFD, <http://www.icon-cg.co.uk>

Für die zu untersuchende aktive Belüftung muss ein entsprechendes Modell erstellt werden, das die Druck-, Temperatur- und Feuchtezustände in der Crown sowie die Luft- und Partialmassenströme zwischen verschiedenen Bereichen ermittelt. Dafür ist zusätzlich die Kenntnis der Randbedingungen entscheidend, die allerdings an den Übergängen zur Crown Area unbekannt sind. Deshalb müsste ein entsprechendes CFD-Modell die Geometrie im gesamten Rumpfquerschnitt darstellen. Da die Flugzeuggeometrie sehr komplex ist, würde dies ein extrem großes Modell ergeben, dessen Gittergenerierung und Berechnung enorm viel Zeit benötigt. Dies ist nicht praktikabel und nur mit Großrechenanlagen zu bewältigen. Aus diesem Grund bietet sich die *Systemsimulation* an (siehe Kapitel 5), mit der ein eindimensionales thermo-hydraulisches Modell des Flugzeugquerschnittes erstellt wird. Ein solches Systemmodell setzt sich aus mehreren, ideal durchmischten Kapazitäten (Volumina) zusammen, die pneumatisch über entsprechende Widerstände verbunden sind. Thermisch kann der Wärmedurchgang über die Kontrollvoluminagrenzen berechnet werden. Damit ist es möglich die Massen- und Wärmeflüsse zu bilanzieren, um Aussagen über die Zustandsgrößen wie Druck und Temperatur in der Mitte der entsprechenden Volumina geben zu können (konzentrierte Parameter). Wird eine höhere Auflösung gefordert, lassen sich die Volumina diskretisieren (verteilte Parameter). Die Bilanzierung der Erhaltungsgleichungen in den Kontrollvolumina erfolgt dabei wieder mit der FVM. Die Ergebnisse der Systemsimulation können wiederum gleichzeitig die Randbedingungen für CFD-Simulationen von Teilbereichen im Flugzeug liefern. Die Systemsimulation ist im Vergleich zu CFD einfacher und wesentlich schneller durchzuführen. Sie kann eingesetzt werden, wenn die lokale Auflösung der relevanten Parameter unwichtig, unmöglich oder nur mit erheblichem Mehraufwand zu realisieren ist.

Zur Untersuchung des lokalen Feuchtetransportes in der Isolierung bietet sich die CFD-Simulation an, da der betrachtete Geometriebereich eingegrenzt und vereinfacht werden kann. Zur Untersuchung passiver Methoden zur Reduktion der Wasseransammlung wird ein Modell erstellt, das einen Ausschnitt aus dem in Abschnitt 3.1 beschriebenen Wandaufbau aus Lining, Isolierung und Struktur darstellt.

## 2.4 Bisherige Arbeiten zur Untersuchung des Feuchtetransports

Die Untersuchung des Wärme- und Stofftransportes in der Flugzeugisolierung war bereits Gegenstand der in [65], [66] und [67] beschriebenen Forschungsarbeiten. Dabei wurde ein eindimensionales MATLAB-Programm [54] zur gekoppelten Berechnung des Wärme- und Stofftransportes entwickelt. Mit Hilfe des Programms sind Untersuchungen der geometrischen Bauweise der Isolierung sowie der Wasserdampfdurchlässigkeit der Umhüllfolie der Isolierpakete durchgeführt worden. Als Ergebnis der numerischen Arbeiten wurde im Unterschied zum heutigen Aufbau vorgeschlagen, einen definierten Abstand zwischen Isolierung und Struktur vorzusehen, wobei auf der Seite zur Struktur eine möglichst diffusionsoffene Folie zu verwenden ist. Durch Validierungsmessungen, unter Bedingungen die denen im Flugzeug entsprechen, konnte gezeigt werden, dass der herkömmliche Aufbau ohne definierten Luftspalt kontinuierlich mehr Wasser anlagerte.

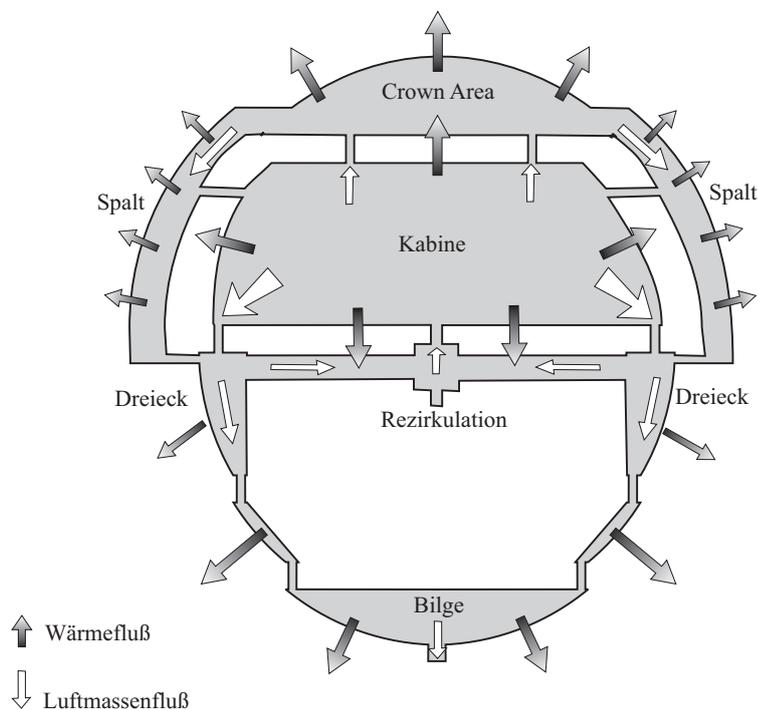
Ein solcher Abstandhalter zwischen Isolierung und Struktur wurde auch in [29] vorgeschlagen. Jedoch sollte dabei nur der Kontakt mit flüssigem Wasser vermieden werden, um das Eindringen von dem in die Bilge fließenden Wasser durch Löcher in das Isolierpaket zu verhindern. Der Ansatz in [65] unterscheidet sich dahingehend, dass bereits die Anlagerung von Kondensat in der Isolierung reduziert werden kann, wenn ein definierter Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur, bei gleichzeitiger Verwendung einer dampfdurchlässigen Folie, vorgesehen ist. Dieser neue Vorschlag begrenzt sich dabei nicht nur auf den Bereich vor der Bilge.

Das Problem der Wasseransammlung spielt auch in der Gebäudetechnik eine wichtige Rolle. So kann es zum Beispiel bei Altbauten zum winterlichen Tauwasseranfall in den Außenwänden kommen, während im Sommer Regenfeuchte durch das Dach eindringen kann. Dies liegt darin begründet, dass der Wärmeschutz von Altbauten in der Regel nicht den heutigen Anforderungen und Richtlinien hinsichtlich Energieeinsparung genügt. In [34] und [35] wird die Entwicklung einer feuchteadaptiven Dampfbremse, bzw. deren erfolgreiche Anwendung im Altbaubereich beschrieben. Der Vorteil dieser Folie ist, dass sie dampfdicht genug ist, um den winterlichen Tauwassereintrag gering zu halten. Gleichzeitig ist sie durch das adaptive Verhalten im Sommer ausreichend diffusionsoffen, was die Austrocknung von im Bauteil vorhandener Feuchte (Regen-, Einbau- oder eingedrungene Raumfeuchte) fördert.

Zur numerischen Untersuchung des Einflusses einer aktiven Belüftung in der Crown Area muss das Simulationsmodell in der Lage sein die Strömungsverhältnisse im gesamten Flugzeugrumpf abzubilden. Bisher existiert noch kein vollständiges Modell, das die Impuls-, Wärme- und Stoffströme, mit zusätzlicher Kondensation, berechnen kann. Die Innenraumströmungen in Gebäuden konnten in [47] mit dem Mehrzonenprogramm COMIS berechnet werden. Dieses ermittelt allerdings nur trockene Luftströmungen.

In [51] wurde ein MATLAB/SIMULINK-Modell [54] entwickelt, welches ebenfalls nur trockene Luftmassen- und Enthalpieströme im Flugzeug berechnet. Eigentliches Ziel der Arbeit war die Bestimmung der Randbedingungen für die Berechnung des Feuchtetransportes in der Isolierung in [65]. Die komplexe Flugzeuggeometrie musste zur Modellgenerierung auf ein Ersatzmodell redu-

ziert werden. Die Abbildung 2.6 zeigt das Ersatzmodell der Impuls- und Wärmeströme im Flugzeug. Als strömungsmechanisch relevante Zonen innerhalb des Flugzeugrumpfes wurden die Kabine, die Crown Area, der Luftspalt hinter dem Lining, der Dreiecksbereich und die Bilge identifiziert. Die Beschreibung dieser Bereiche findet sich in Abschnitt 3.1. Das Modell soll dabei die Impuls- und Wärmeströme zwischen diesen Bereichen ermitteln, wobei sich die Simulation auf einen zwei Spant breiten Ausschnitt aus dem Flugzeug reduziert. Man erhält somit ein aus fünf Zonen bestehendes und zwei Spant tiefes "Scheibenmodell" eines Flugzeuges. Für die Simulation mussten die strömungsmechanischen und thermodynamischen Parameter ermittelt werden. Dies sind im Wesentlichen Rohrreibungs-, Widerstands- und Ausflusszahlen sowie Wärmedurchgangskoeffizienten. Einige Parameter konnten durch Messungen ermittelt werden, während die noch fehlenden Größen abgeschätzt werden mussten.



**Abbildung 2.6:** *Physikalisches Ersatzmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt [51]*

SIMULINK wird im Bereich der Regelungstechnik benutzt und ist ein Signalfuss bzw. Blockschaltbild orientiertes Simulationswerkzeug. Systemkomponenten werden in Form von Blockschaltbildern gekennzeichnet, mit einer Eingangs-, Übertragungs- und Ausgangsfunktion. Simulationswerkzeuge wie SIMULINK verfügen über sehr komfortable graphische Eingabehilfen und können zur Simulation von Strömungen eingesetzt werden. Dabei ist allerdings die Einhaltung der Erhaltungsgleichungen nicht gesichert, weshalb sie für thermodynamische Probleme weniger geeignet sind. Es ist aber möglich diese über Hilfsfunktionen zu programmieren. Zusätzlich lassen Modelle, die auf Übertragungsfunktionen basieren, meistens nicht das zu Grunde liegende physikalische Modell erkennen, da die Übertragungsfunktionen jeweils aus mehreren Modelldaten berechnet werden.

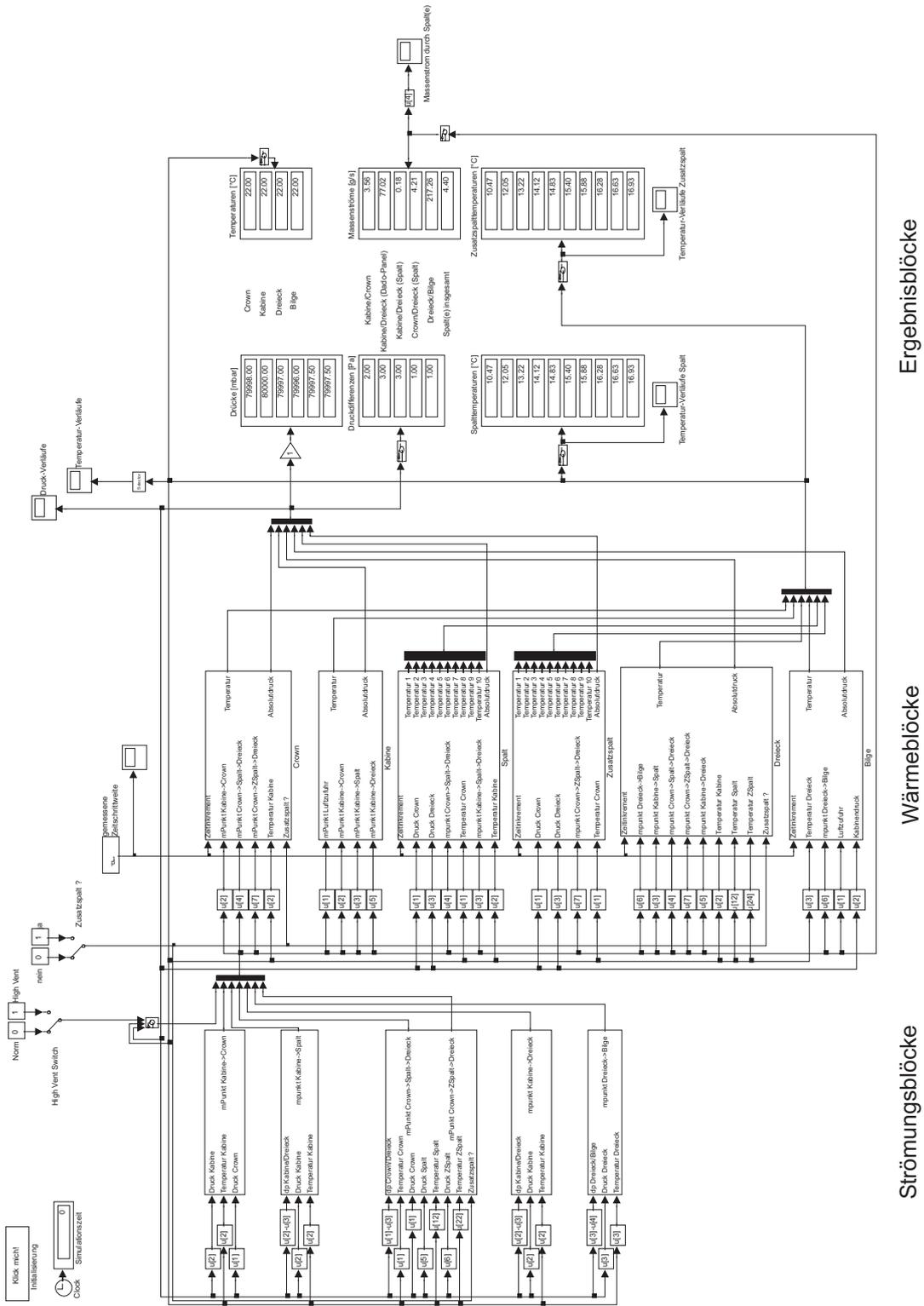


Abbildung 2.7: SIMULINK-Gesamtmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt [51]

In Abbildung 2.7 ist der in [51] programmierte komplexe Blockkreislauf dargestellt. Das Modell kann dabei in drei Hauptgruppen unterteilt werden: Strömungsblöcke, Wärmeblöcke und Ergebnisblöcke. In den Strömungsblöcken werden die Massenströme zwischen den einzelnen Bereichen des Flugzeugrumpfes berechnet, in den Wärmeblöcken der Absolutdruck und die Temperatur der Bereiche. Die Simulationsergebnisse werden in den Ergebnisblöcken ausgegeben und zur graphischen Auswertung in einer MATLAB-Datei gespeichert. Da keine Messdaten zur Verfügung standen, konnte das SIMULINK-Modell noch nicht validiert werden. Es ist zu sehen, dass der im Ersatzschaltbild (siehe Abbildung 2.6) dargestellte physikalische Zusammenhang aus dem SIMULINK-Modell nicht direkt zu erkennen ist.

# Kapitel 3

## Strömungsverhältnisse im Flugzeug

Für das Verständnis der in den nachfolgenden Kapiteln beschriebenen numerischen und experimentellen Arbeiten ist die Kenntnis der Strömungsverhältnisse in einem Passagierflugzeug notwendig. Die resultierenden Luftströmungen stellen sich aufgrund des Environmental Control System (ECS) und der Einbauten in dem Flugzeug ein und sorgen dafür, dass es zum Tauwasserausfall in bestimmten Bereichen kommen kann. Deshalb wird nachfolgend zuerst der Wandaufbau der Kabine und der des Frachtraums (Cargo-Compartment) beschrieben. Anschließend erfolgt die Einführung der Komponenten des Klimatisierungssystems für die Kabine und die Erläuterung der sich daraus einstellenden relevanten Luftströmungen.

### 3.1 Wandaufbau in Kabine und Frachtraum

Die Ausrüstung des Flugzeugrumpfes bei der Montage wird in zwei Stufen durchgeführt. In der Grundausrüstung wird die komplette Isolierung, mit Steuerleitungen und Belüftungsrohren, eingebaut. Danach werden alle weiteren Einbauten, wie beispielsweise Lavatories (Sanitäreanlagen), Galleys (Küchen), Lining (Kabinenverkleidung) und Sitze, als Module in der so genannten "Endausrüstung (FAL, Final Assembly Line)", eingesetzt. Durch dieses Vorgehen können bei der Ausrüstung des Flugzeuges individuelle Kundenwünsche berücksichtigt werden. Je nach Airline (zum Beispiel Charter- oder Linienbetrieb) und Flugzeugtyp (Passagier- oder Frachtflugzeug), unterscheidet sich die Ausstattung.

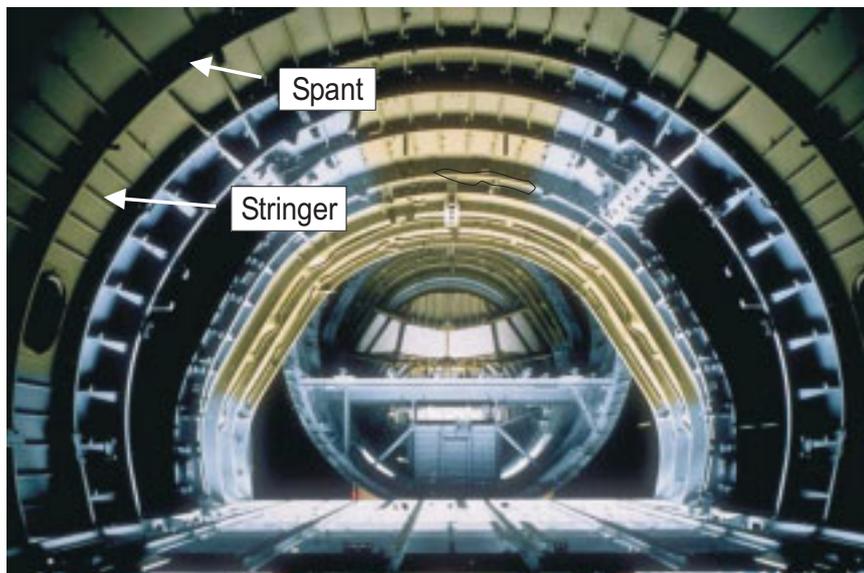
Die Abbildung 3.13 zeigt den allgemeinen Aufbau des Rumpfquerschnittes eines Flugzeuges. Der Bereich oberhalb der Kabine wird als Crown Area bezeichnet. Unterhalb der Kabine befindet sich das Cargo-Compartment, das zu den Seiten durch die Dreiecksbereiche und nach unten durch die Bilge abgegrenzt wird. Die Kabinenlufteinlässe führen der Kabine jeweils auf der linken- und rechten Seite Luft zu. Die Luft verlässt die Kabine über die Dado-Panel, welche sich ebenfalls an beiden Seiten jeweils am Fußende des seitlichen Linings befinden. Von dort strömt die Luft in den Dreiecksbereich. Im Dreieck wird ein Teil der Luft abgesaugt, um als Rezirkulationsluft der in die Kabine

einströmenden Luft wieder zugemischt zu werden. Wie in Abschnitt 3.3.3 gezeigt wird, senkt dies den Treibstoffverbrauch. Der Rest strömt aus dem Dreiecksbereich in die Bilge, wo er das Flugzeug über zwei Ausflussventile (Outflow Valves) verlässt. Der Bereich oberhalb der Abtrennung zwischen Kabine und Cargo-Compartment wird als “Oberflur-Bereich” bezeichnet, während der “Unterflur-Bereich” entsprechend unterhalb der Kabine angeordnet ist.

Um die Passagiere in der Kabine vor thermischen und akustischen Belastungen zu schützen, wird der Flugzeugrumpf isoliert. Man unterscheidet dabei zwischen Primär- und Sekundärisolierung.

### 3.1.1 Primärisolierung

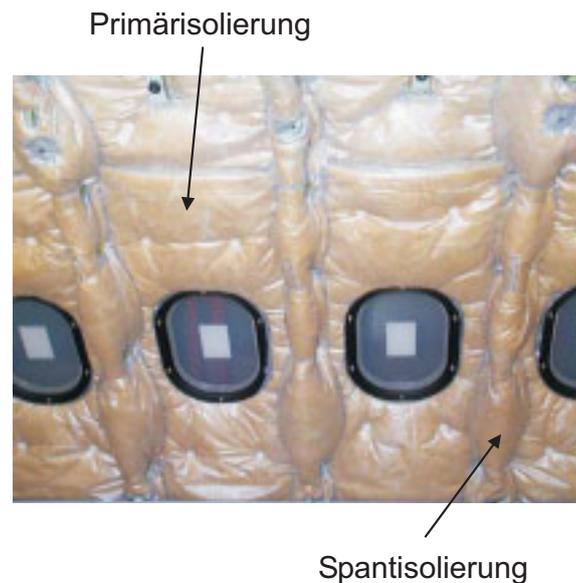
Bis auf die Bilge ist der gesamte Rumpf mit einer Primärisolierung ausgekleidet. Diese besteht aus zwei Lagen Glaswolle, die in eine Folie gehüllt und zu einem Paket zusammengefasst sind. Die Folie ist undurchlässig für flüssiges Wasser und behindert das Eindringen von Wasserdampf in das Isolierpaket. Die Isoliermatten sind jeweils ca. 20 mm dick, womit sich eine Gesamtdicke des Isolierungspaketes von ca. 40 mm ergibt. Angeordnet sind die Isolierpakete zwischen den Spanten<sup>1</sup> auf der Innenseite der Außenhaut und den Stringern<sup>2</sup>. Die Abbildung 3.1 zeigt die Spanten und Stringer in einem Flugzeugrumpf vor der Montage der Isolierung.



**Abbildung 3.1:** Innenansicht der Flugzeugkabine nach der Strukturmontage, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, <http://www.airbus.com>

<sup>1</sup> Strukturelle Versteifung des Rumpfes in radialer Richtung

<sup>2</sup> Strukturelle Versteifung des Rumpfes in axialer Richtung



**Abbildung 3.2:** Primär- und Spantisolierung, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVA

Am unteren Ende der Isolierpakete sind Drainageöffnungen vorgesehen, durch die flüssiges Wasser aus dem Paket abfließen kann. Die Pakete überlappen sich schindelartig. Dadurch wird eventuell vorhandenes flüssiges Wasser zur Struktur geleitet. Damit soll verhindert werden, dass das Wasser zum Lining strömt und anschließend durch Spalte im Lining in die Kabine tropft.

Die Spanten, die weit in die Kabine hineinragen und damit als Kältebrücken dienen, werden durch eine zweite Isoliermatte umschlossen. Diese Isolierung wird Spantisolierung genannt. Sie ist mit Kunststoffbefestigungselementen an den Spanten fixiert. Die Befestigungselemente halten gleichzeitig die Primärisolierung zwischen den Spanten in Position. Sie drücken die Spantisolierpakete punktuell ein, wodurch ein ungleichmäßiger Querschnitt in vertikaler Richtung entsteht.

In Abbildung 3.2 ist der Aufbau der Primärisolierung mit der entsprechenden Isolierung der Spanten zu erkennen. Als Folienmaterial wird bisher Teril34 verwendet, welches sich durch ein geringes Gewicht und geringe Entflammbarkeit auszeichnet (siehe Abschnitt 6.1.2).

### 3.1.2 Sekundärisolierung

Die Sekundärisolierung ist Teil der Seitenverkleidung (Lining) der Kabine. Sie besteht wie die Primärisolierung aus folienumhüllten Glaswollmatten und soll zusätzlich thermisch und akustisch isolieren, um den Komfort der Passagiere zu erhöhen. In ihren Abmessungen ist sie an den Zwischenraum zwischen der Primärisolierung und dem Lining sowie zwischen den Spanten angepasst und hat zum Beispiel im A340 eine Dicke von ca. 40 mm. Mit Hilfe der Sekundärisolierung soll der freie Zwischenraum zwischen Primär- und Sekundärisolierung minimiert werden, um eine konvektive Luftströmung zu verhindern.

In Abbildung 3.3 ist das Seitenlining mit darauf befestigter Sekundärisolierung dargestellt. Zur fertigen Ausrüstung der Kabine wird das Seitenlining am Rumpf befestigt (siehe Abbildung 3.4).

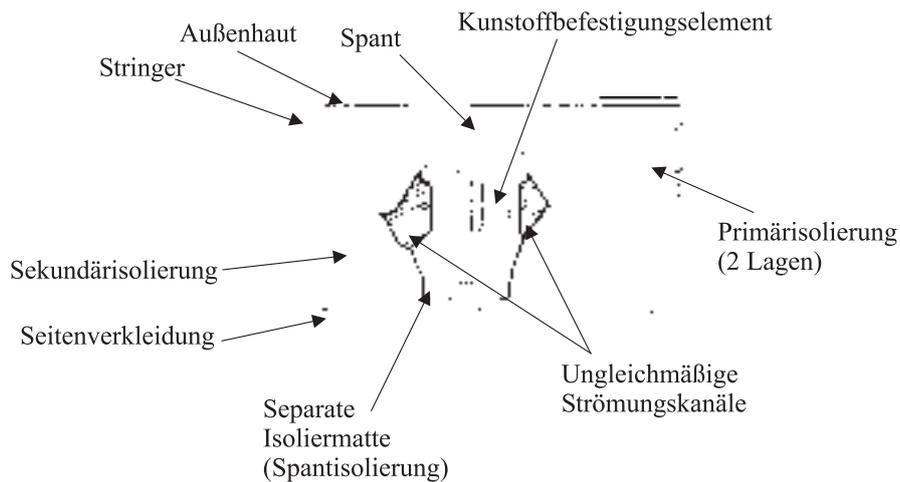


**Abbildung 3.3:** Seitenlining mit Sekundärisolierung an einem Versuchsstand



**Abbildung 3.4:** Vollständig ausgerüstete First Class Passagierkabine der Deutschen Lufthansa, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, <http://www.airbus.com>

Die Abbildung 3.5 zeigt den schematischen Aufbau der Isolierung zwischen Lining und Außenhaut. Dargestellt sind die drei Isolierungstypen. Erkennbar ist der undefinierte Spalt, der sich zwischen der Sekundärisolierung und der Primär- sowie Spantisolierung einstellt. In diesem Zwischenraum kann sich bei aktiver Kabinenbelüftung sowie durch Dichteunterschiede eine konvektive Strömung einstellen. Eine solche Strömung, die Kabinenluft, und damit auch Wasserdampf, während des Fluges an der Isolierung vorbei transportiert, ist nicht erwünscht, da sich damit der Wassereintrag in die Isolierung erhöhen kann.



**Abbildung 3.5:** Querschnitt durch einen typischen Aufbau der Isolierung im Spantbereich [51]

## 3.2 Hauptaufgaben des Lüftungssystems

### 3.2.1 Kabine

Die Hauptaufgabe des ECS ist die Klimatisierung der Kabine und des Cockpits, die Versorgung der Passagiere und der Crew mit Luft, die Aufrechterhaltung des Kabinendrucks sowie das Entfernen von Schadstoffen, wie z.B.  $\text{CO}_2$ . Für das optimale Wohlbefinden der Passagiere müsste die Kabine in allen Bereichen eine bestimmte Temperatur und Feuchtigkeit [46] aufweisen. Die thermische Behaglichkeit wird dabei vom individuellen Zustand des Menschen, durch die Luftzustände und den Raum beeinflusst. Dominierend sind dabei sechs Parameter, die bei der Gestaltung des Raumklimas aufeinander abgestimmt werden müssen. Dies sind Aktivitätsgrad, Bekleidung, Lufttemperatur, Temperatur der Umschließungsflächen, Luftgeschwindigkeit und Luftfeuchte. Für den Einsatz im Flugzeug sind zusätzlich der Druck sowie die Temperatur- und Druckgradienten zu betrachten. Der Zulässigkeitsbereich der Raumlufttemperatur in Gebäuden und bei Außentemperaturen unter  $26\text{ °C}$  liegt zwischen  $22$  und  $25\text{ °C}$ , wobei kurzfristige Abweichungen auf minimal  $20\text{ °C}$  und maximal  $26\text{ °C}$  zugelassen werden. Die relative Feuchte sollte dabei in einem Bereich zwischen  $30$  und  $70\%$  liegen.

Die in [46] genannten Zulässigkeiten können für Flugzeuge nicht übernommen werden, da diese mobile Systeme sind und bei extrem unterschiedlichen Umgebungsbedingungen und Betriebsverhältnissen benutzt werden. Nach [62] soll erreicht werden, dass in allen Flugphasen eine Temperatur eingestellt wird, die eine unter diesen Gegebenheiten größtmögliche Behaglichkeit sicherstellt. Die Lufttemperatur soll sich dabei zwischen  $18$  und  $27\text{ °C}$  regeln lassen. Im Rahmen der Luftzufuhr in die Kabine soll eine Mindestversorgung mit ca.  $17\text{ m}^3$  Luft pro Stunde und Passagier erreicht werden. Über die abströmende Luft erfolgt der Abtransport zum Beispiel von Wasser, Wärme und  $\text{CO}_2$ . Zusätzlich werden Gerüche von den Passagieren, den Galleys und Toiletten entfernt. Die gesamte Kabine ist in mehrere Temperaturzonen unterteilt, wobei spezielle Bereiche, wie Galleys und Toiletten, gesondert be- und entlüftet werden.

Da der Wasserdampfpartialdruck in einer Flughöhe von 10000 m bzw. 30000 Fuß (ft), bei Umgebungstemperaturen von ca.  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  und einem Druck von unter 200 hPa, sehr gering ist, und die Kabinenzuluft im Klimaaggregat zusätzlich entfeuchtet wird (siehe Abschnitt 3.3.1.2), ist die Feuchte der Kabinenzuluft sehr niedrig ( $\varphi < 5\%$ ). Die Anhebung und Regelung der Feuchtigkeit ist jedoch sehr aufwendig und verursacht hohe Betriebs- und Wartungskosten, abgesehen von dem vorher beschriebenen Problem der Kondensation von Wasser an kalten Strukturteilen. Daher ist die Regelung der Feuchtigkeit bislang in keinem Passagierflugzeug als Standard implementiert. Sie kann allerdings auf Wunsch der Airlines optional für bestimmte Bereiche (z.B. Cockpit, Schlafbereich der Crew) realisiert werden. Der Wassergehalt der Kabinenluft während des Fluges wird durch mehrere Parameter bestimmt, und hängt im Wesentlichen von der Anzahl der Passagiere ab, die Wasserdampf über die Atemluft und die Haut an die Kabinenluft abgeben. Des Weiteren trägt die Verdunstung von Getränken zum Wassereintrag in die Kabine bei. Üblicherweise stellt sich daher in der Kabine eine relative Feuchte zwischen 5 und 15 % ein. Da diese unter den in [46] empfohlenen Werten liegt, kann es bei den Passagieren und beim Flugpersonal zur Austrocknung der Haut, Problemen mit trockenen Augen, Reizungen der Schleimhäute sowie Müdigkeit und Kopfschmerzen kommen. Nach [42] tritt dies insbesondere bei Flügen auf, die länger als drei Stunden dauern.

### 3.2.2 Cargo-Compartment

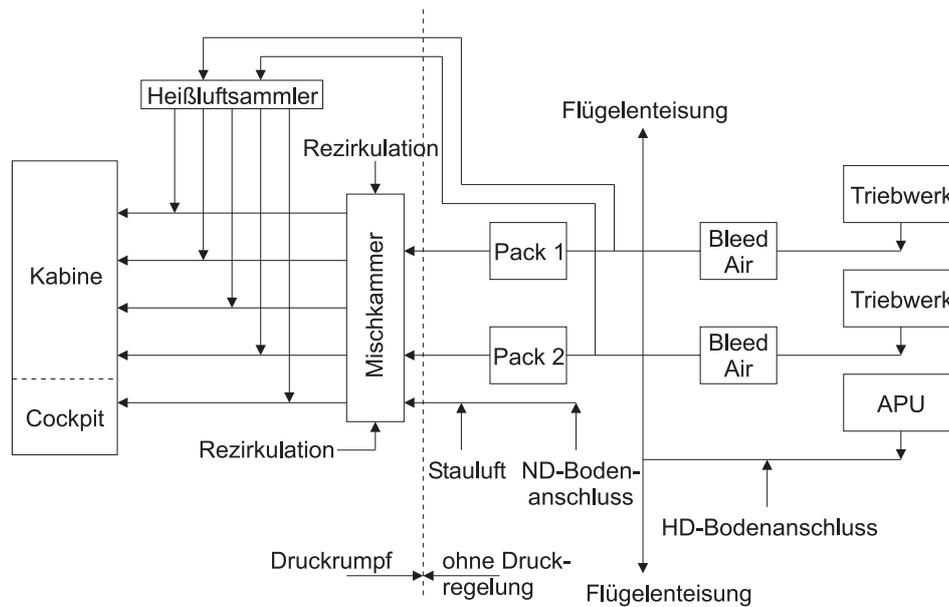
Die Klimatisierung des Cargo-Bereichs ist nur von eingeschränkter Wichtigkeit. Primär soll durch eine kontinuierliche Be- und Entlüftung sichergestellt werden, dass keine Geruchsbelästigungen im Passagierbereich auftreten. Eine Temperierung kann zum Beispiel beim Transport von Tieren oder Pflanzen notwendig sein.

## 3.3 Strömungsverlauf

Der Aufbau des Belüftungssystems eines Flugzeuges ist in Abbildung 3.6 schematisch dargestellt. Darin enthalten sind Komponenten zur Luftversorgung, Konditionierung und Rezirkulierung. Die Luft strömt im Schema von rechts nach links, wobei der Übergang der Leitungen aus dem druckunregelmäßigten Bereich in den Druckkörper des Rumpfes in der Mitte der Abbildung symbolisch dargestellt ist. Die Erläuterungen des Schemas und der darin enthaltenen Komponenten finden sich in den nachfolgenden Abschnitten.

### 3.3.1 Versorgungsluft

Die Luft zur Versorgung des ECS wird während des Fluges den Triebwerken (Engines) entnommen. Dies erfolgt im Triebwerk nach der 5. Kompressionsstufe und hat den Nachteil, dass diese Verdichterpflucht (Bleed Air) nicht mehr der Verbrennung und somit zur Schubgewinnung zur Verfügung steht.

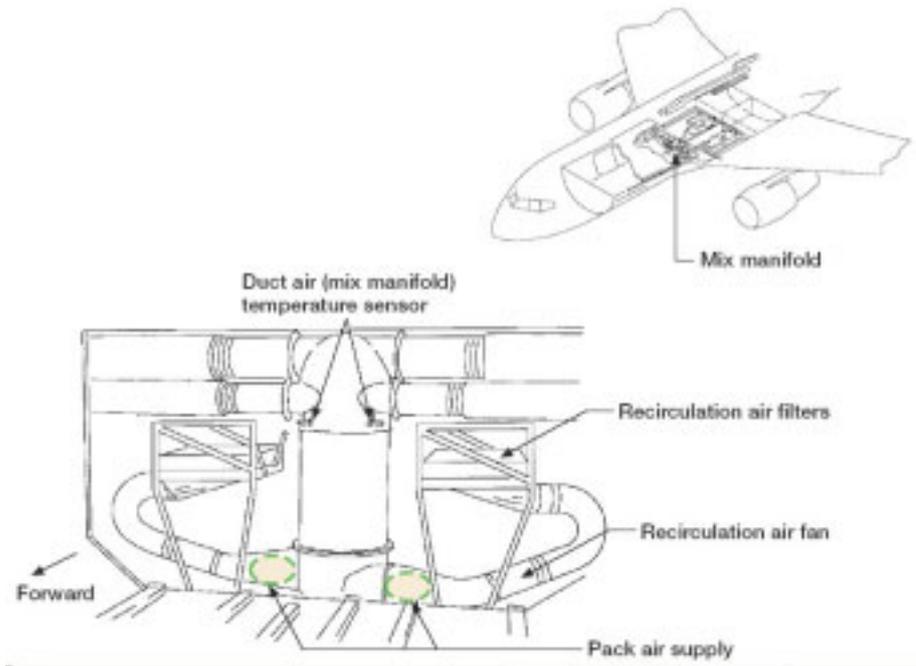


**Abbildung 3.6:** Schematische Darstellung des Belüftungssystems eines Flugzeuges

Der Anteil der Bleed Air zur Luftversorgung der Passagiere und Crew stellt einen Energieverlust für den Antrieb dar und beeinflusst den Treibstoffverbrauch. Daher wird versucht diese Luftmenge zu reduzieren. Wie in Abschnitt 3.2.1 erläutert wurde, ist jedoch eine Mindestluftversorgung pro Passagier vorgeschrieben [62], wodurch sich der Energieverlust nur im Rahmen dieser Grenzen reduzieren lässt.

Die Zapfluft aus den Verdichtern hat eine sehr hohe Temperatur von ca. 600 °C. Bevor sie den Klimaaggregaten (Air-Conditioning-Packs 1/2) zugeführt wird, erfolgt eine Kühlung auf ca. 200 °C im Bereich der Flügel. Zwei nachgeschaltete Ozon-Konverter reduzieren den Ozongehalt der Bleed Air, da die Ozonkonzentration auf Flughöhe bereits wesentlich höher als auf Bodenhöhe und schädlich für die Menschen an Bord ist. Es können zum Beispiel Atembeschwerden, Kopfschmerzen oder Augenreizungen aus einer zu hohen Ozonkonzentration folgen. Ozon entsteht in der Atmosphäre durch die photo-chemische Umwandlung von Sauerstoff. Der Ozongehalt der Luft variiert je nach Höhe, Jahreszeit und Wetterlage. Die *Federal Aviation Administration (FAA)* erlaubt nach [29] eine während drei Stunden gemittelte maximale Ozonkonzentration von 0.1 ppm in der Kabine, während kurzzeitig Maximalwerte von 0.25 ppm zulässig sind. In der Atmosphäre finden sich Maximalwerte von ca. 0.8 ppm.

Während des Bodenaufenthaltes am Flughafen sind die Triebwerke meistens nicht in Betrieb. Zur Luftversorgung wird dann die APU (Auxiliary Power Unit) verwendet, die im hinteren Teil des Flugzeugrumpfes angeordnet ist. Die APU ist eine kleine Gasturbine, mit der pneumatischer Druck und elektrischer Strom erzeugt wird. Für den Fall, dass der Betrieb der APU am Flughafen nicht erwünscht ist, kann das System durch Luft aus Hochdruck- (HD) oder Niederdruckanschlüssen (ND) im Rollfeld versorgt werden.

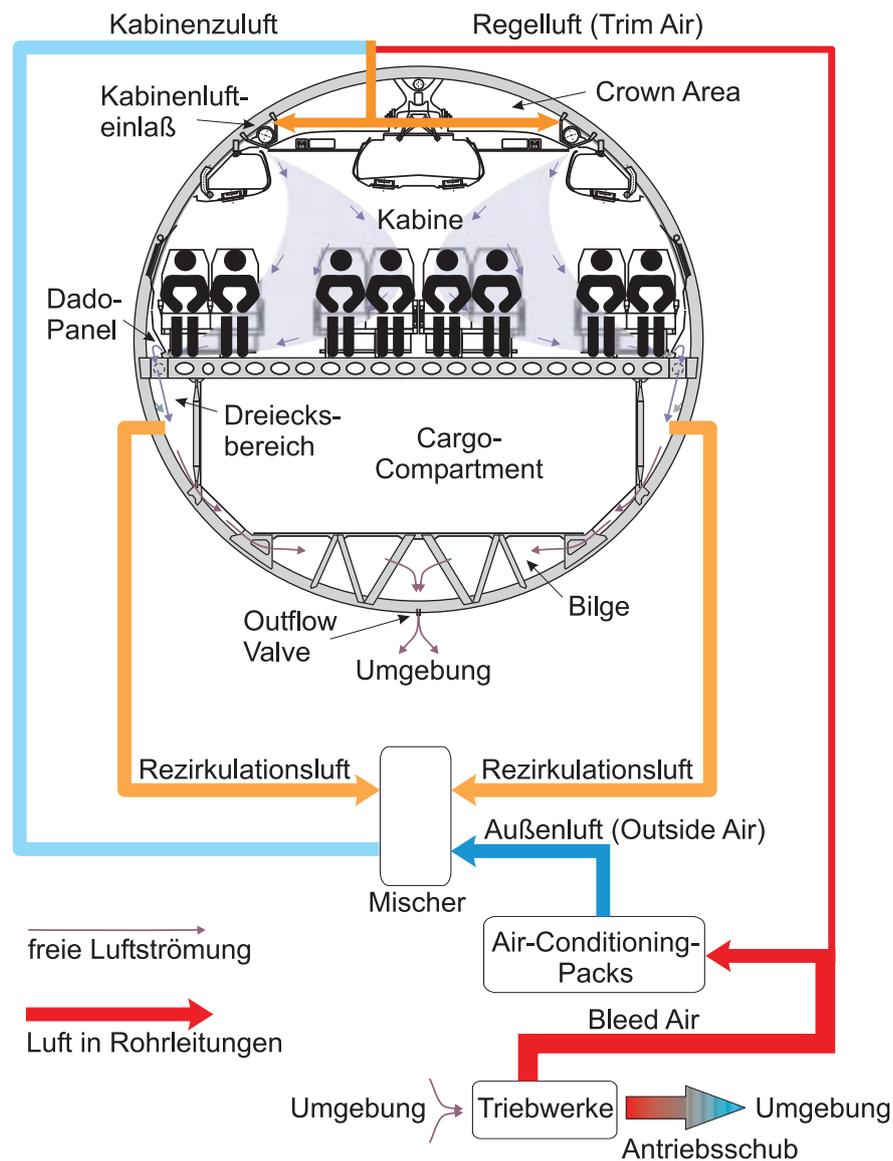


**Abbildung 3.7:** Schematische Darstellung der Mischkammer (Mix Manifold) mit Rezirkulationsfiltern und -lüftern (Recirculation Air Filters / Fan) [30]

Die Bleed Air wird hauptsächlich den redundant ausgeführten Air-Conditioning-Packs zugeführt. Dort wird die Luft gekühlt. Zusätzlich wird sie entfeuchtet (siehe Abschnitt 3.3.1.2), obwohl der Wassergehalt der Außenluft in Flughöhe bei einer Temperatur von ca.  $-50\text{ °C}$  sehr niedrig ist. Da die Bleed Air ungefiltert zur Luftversorgung genutzt wird, spricht man nicht von Frisch-, sondern von Außenluft (Outside Air).

Nach den Packs wird die Luft (Pack Air) zur Mischkammer geleitet (Mix Manifold). Er befindet sich zwischen dem vorderen Frachtraum und dem Flügelkasten (siehe Abbildung 3.7). Im Flügelkasten sind neben dem Fahrwerk sämtliche Komponenten, die für die Versorgung und Steuerung der Flügelemente benötigt werden, untergebracht. Um den Anteil der Bleed Air zu begrenzen, wird zusätzlich zur Außenluft über Filter und ein Gebläse (Recirculation Air Fan) ein Rezirkulationsstrom zum Mischer geführt. Dies ist Kabinenluft, die im Dreieck abgesaugt wird (siehe Abschnitt 3.3.3). Nach dem Mischen im Mixer erfolgt die Luftverteilung in der Crown über Steigleitungen (Duct Air) hinter dem Lining.

Die Temperaturregelung der einzelnen Zonen im Druckkörper erfolgt durch das Mischen von heißer Trim Air aus dem Heißluftsammler mit Luft aus dem Mischer. Trim Air wird vor den Packs von der Bleed Air abgezweigt, wo eine Kühlung der Bleed Air erfolgt. Zur Verteilung der Luft in die Kabine und ins Cockpit werden die Luftverteilungsrohre in der Crown benutzt. Der Eintritt der Zuluft in die entsprechenden Bereiche erfolgt über die Lufteinlässe. Zusätzlich wird die heiße Bleed Air noch zur Enteisung der Flügel verwendet. Falls die Packs und Triebwerke im Notfall außer Funktion sind, wird die Luftversorgung über Stauluft sichergestellt.



**Abbildung 3.8:** Übersicht der Luftverteilung im Flugzeugrumpf

Zusammenfassend zeigt die Abbildung 3.8 eine schematische Übersicht über die Luftverteilung im Flugzeugrumpf. Dabei wird noch einmal vereinfacht dargestellt, welche Komponenten an der Bereitstellung der Kabinenzuluft beteiligt sind. Da die optionale Cargo-Compartment-Belüftung und die Temperaturregelung im Frachtraumbereich keinen Einfluss auf die Luftverteilung im Kabinenbereich haben, wurde auf eine Darstellung verzichtet. Die nicht rezirkulierte Luft aus der Bilge strömt über die Ausflussventile (Outflow Valves) aus dem Flugzeug in die Umgebung.

### 3.3.1.1 Temperatur- und Druckregelung in der Kabine

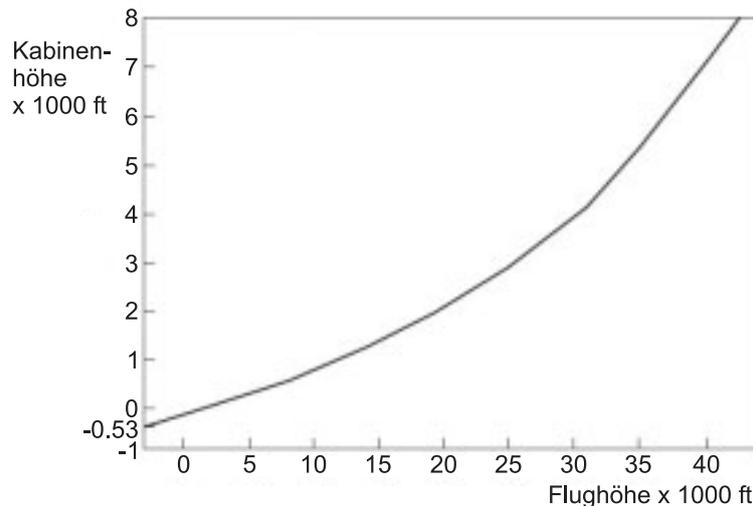
Die in Abbildung 3.8 dargestellte Regelung der Kabinentemperatur durch Mischen von Zuluft und Trim Air wird in großen Verkehrsflugzeugen für mehrere Temperaturzonen durchgeführt. Die Einteilung der Kabine in mehrere Zonen hängt nicht nur mit steigenden Komfortanforderungen, sondern vielmehr mit den thermischen Eigenschaften der verschiedenen Kabinenbereiche zusammen. Dies liegt darin begründet, dass zum Beispiel die Isolierung nicht über alle Flächen gleich ausgeführt ist und auch die thermischen Lasten (Wärmeabgabe durch Passagiere, Küchen, elektrische Anlagen und Avionik sowie Sonneneinstrahlung) verschieden sind. Für den A380 werden dabei bis zu 15 Temperaturzonen eingerichtet, wobei sich 8 Zonen im Hauptdeck (Main Deck) und 7 Zonen im Oberdeck (Upper Deck) befinden. Zusätzlich können je nach Kundenwunsch weitere Zonen optional vorgesehen werden. Die Gesamt-Temperaturregelung kombiniert die Regelung der Packausgangstemperatur (siehe Abschnitt 3.3.1.2), der Temperatur im Mixer sowie die Regelung der Zonentemperatur.

Die gewünschte Zonentemperatur wird vom Kabinenpersonal innerhalb definierter Grenzen eingestellt. Diese werden von den Piloten vorgegeben, um extreme Einstellungen und den damit verbundenen erhöhten Energieverbrauch zu verhindern. Üblicherweise beträgt dieses Intervall ca. 6 K. Nach Abschnitt 3.2.1 ergibt sich damit beispielsweise eine Zonentemperatur zwischen 18 und 24 °C. Die Mixertemperatur wird dabei auf die kälteste aller benötigten Zonen-Zulufttemperaturen eingestellt. Alle wärmeren Temperaturen werden durch das Zumischen von Trim Air realisiert.

Der Kabinendruck wird über den in den Druckrumpf ein- bzw. austretenden Luftmassenstrom geregelt. Strömt zum Beispiel während des Steigfluges mehr Luft durch die Outflow Valves (siehe Abbildung 3.8) als über die Kabinenlufterlässe eingeblasen wird, sinkt der Druck. Im Reiseflug wird der Kabinendruck maximal auf 758 hPa abgesenkt, was einer Druckhöhe von 2438 m bzw. 8000 ft entspricht [62]. Die Druckabsenkung ist erforderlich, um die Druckdifferenz zur Umgebung zu reduzieren. Damit kann die Wandstärke, und damit das Gewicht des Rumpfes gering gehalten werden, bei gleichzeitiger Einhaltung aller Festigkeitsvorgaben. Die Abbildung 3.9 zeigt beispielhaft den Verlauf der Druckhöhe in der Kabine einer Boeing 767 als Funktion der Flughöhe. Die Druckänderungsgeschwindigkeit darf nach [62] im Steigflug nicht über 18.3 hPa/min und im Sinkflug nicht über 11.0 hPa/min liegen.

### 3.3.1.2 Air-Conditioning-Packs

Die Funktionsweise der Packs ist in Abbildung 3.10 dargestellt, wobei beispielhaft mögliche Temperaturen und Drücke in der Anlage in das Schema eingetragen sind. Das zentrale Element ist ein Expansionskühlkreislauf, der hauptsächlich aus Verdichter, Wärmeübertragern und Turbine besteht. Die ca. 200 °C heiße Bleed Air wird im primären Wärmeübertrager vorgekühlt (1 → 2). Die Wärmeabgabe erfolgt dabei an Außenluft, die über einen Stauluftkanal von außen zum Pack und wieder aus dem Flugzeug heraus geführt wird. Nach der Vorkühlung erfolgt die Druckerhöhung im Verdichter (2 → 3), mit anschließender Abkühlung der Luft im Sekundärwärmeübertrager (3 → 4). Zur Verhinderung von Eisbildung am Austritt des Packs und von Schäden durch ausfallendes Wasser bei der



**Abbildung 3.9:** Verlauf der Druckhöhe in der Kabine (Kabinenhöhe) in Abhängigkeit von der Flughöhe bei einer Boeing 767 [30]

Expansion in der Turbine durchströmt die Luft einen nachgeschalteten Wasserabschleidekreislauf, bestehend aus Zwischenerhitzer, Kondensator und Hochdruckwasserabscheider. Die Luft gibt dabei im Zwischenerhitzer Wärme an die Luft ab, die in die Turbine eintritt (4 → 5). Im Kondensator erfolgt die Abkühlung und Kondensation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes (5 → 6), wobei das kondensierte Wasser im Wasserabscheider der Luft entzogen wird (6 → 7). Nach der sich anschließenden Erwärmung der Luft im Zwischenerhitzer (7 → 8) erfolgt die Expansion auf Kabinendruck in der Turbine (8 → 9).

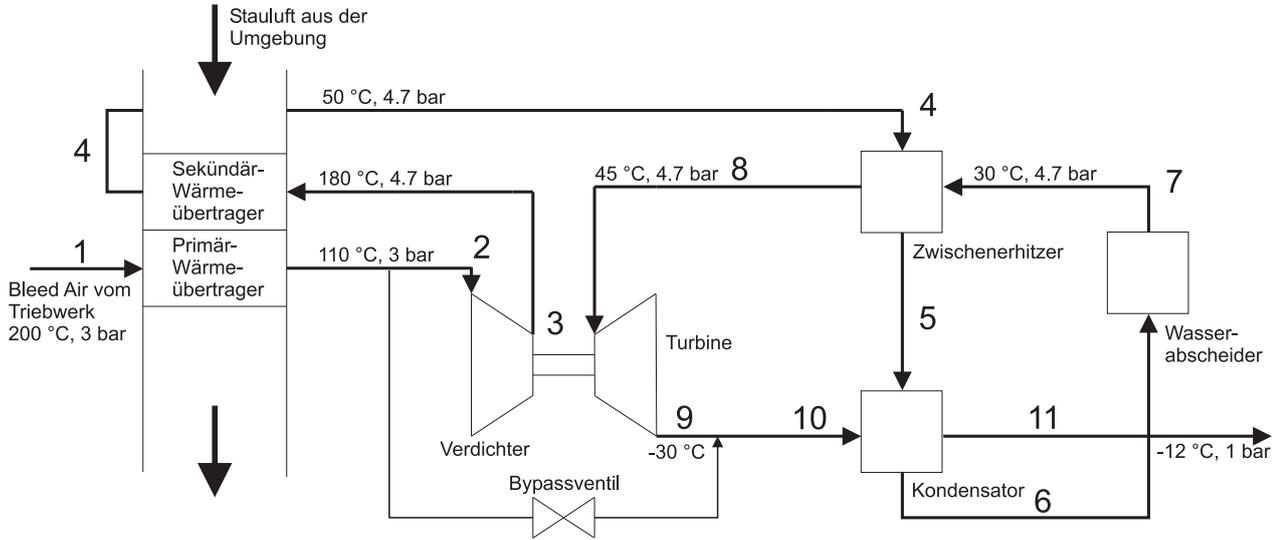
Zur Regelung der Packauslasstemperatur wird ein Teil der heißen Luft über ein Bypassventil am Kreislauf vorbeigeführt und mit gekühlter Luft gemischt (9 → 10). Anschließend erfolgt die Erwärmung der Luft im Kondensator (10 → 11). Mit diesem System ist es möglich je nach Bedarf Lufttemperaturen zwischen ca. -30 und 50 °C einzustellen.

Die verschiedenen Zustandsänderungen im Klimapack zeigt das  $h, s$ -Diagramm in Abbildung 3.11. Die kompakte Bauweise des Packs für den Einsatz im Flugzeug ist in Abbildung 3.12 erkennbar.

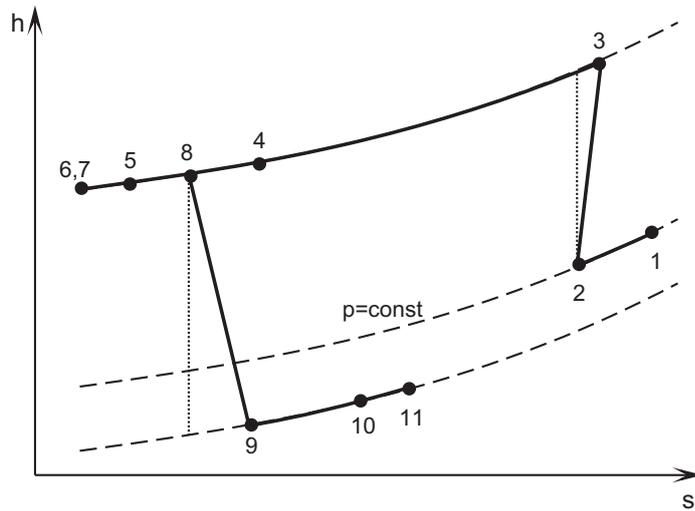
## 3.3.2 Kabine

### 3.3.2.1 Hauptströmungen

Nach dem Einblasen der Zuluft in die Kabine soll sich jeweils eine walzenförmige Strömung auf jeder Kabinenseite ausbilden, um den gesamten Kabinenquerschnitt optimal zu belüften. Mit dieser Luftwalze wird die Behaglichkeit der Passagiere beeinflusst. Ist zum Beispiel die Strömungsgeschwindigkeit zu hoch, kann es zu Zuglufterscheinungen kommen. Die maximale Geschwindigkeit, bei der noch keine Zugluftempfindung auftritt, ist abhängig von der Temperatur. So ist zum Beispiel bei einer Temperatur von ca. 22 °C eine Maximalgeschwindigkeit von 0.2 m/s zulässig [46].



**Abbildung 3.10:** Funktionsschema einer Expansionskühlanlage mit Hochdruckwasserabscheider; Beispielhafte Darstellung möglicher Temperatur- und Druckwerte im System



**Abbildung 3.11:**  $h, s$ -Diagramm einer Expansionskühlanlage mit Hochdruckwasserabscheider

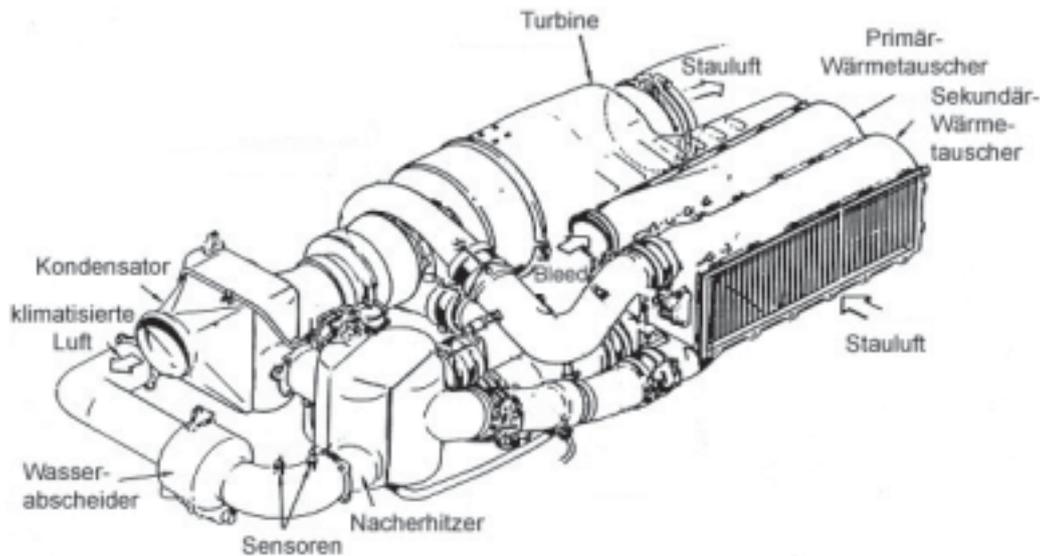


Abbildung 3.12: Klimapack [14]

Der schematische Verlauf der Luftströmungen im Rumpf ist in Abbildung 3.13 dargestellt. Der Hauptteil der Zuluft verlässt den Oberflurbereich über die Dado-Panel. Die Dado-Panel sind am unteren Ende des seitlichen Linings angebracht. Die Strömung durch ein Dado-Panel ist in Abbildung 3.14 zu erkennen. Nach dem Verlassen der Dado-Panel strömt die Luft durch den Kabinenboden in den Dreiecksbereich. Die Strömung wird durch die Druckdifferenz zwischen der Kabine und dem Dreieck hervorgerufen. Zusätzlich haben die Dado-Panel die Funktion, dass bei einem plötzlichen Druckabfall im Unterflurbereich, beispielsweise durch einen Defekt an einem Frachttor, ein zusätzlicher Strömungsquerschnitt geöffnet wird. Die neue Position des Dado-Panels ist als gestrichelte Linie in Abbildung 3.14 eingetragen. Damit soll ein Strukturversagen des Kabinenbodens verhindert werden, welches aufgrund der dann vorhandenen Druckdifferenz zwischen Kabine und Frachtraum eintreten würde.

### 3.3.2.2 Nebenströmung

Wie im vorangegangenen Abschnitt 3.3.2.1 erläutert, strömt der Hauptteil der Kabinenzuluft über die Dado-Panel in den Dreiecksbereich. Der Rest strömt über Undichtigkeiten von der Kabine durch das Deckenlining in die Crown oder hinter das Seitenlining. Die Abbildung 3.15 zeigt zum Beispiel das Deckenlining zwischen Kabine und Crown. Dieser Leckagestrom gelangt durch undefinierte Zwischenräume hinter dem seitlichen Lining, also zwischen Primär- und Sekundärisolierung, in den Dreiecksbereich (siehe Abbildung 3.13, Detail A).

Die Kabinenzuluft teilt sich somit in eine Haupt- und eine Nebenströmung auf. Der Massenstrom in den jeweiligen Strömungen wird durch den Strömungswiderstand der Einbauten festgelegt. Dies ist zum Beispiel bei der Hauptströmung der Widerstand von Kabine und Dado-Panel. Für die Ne-

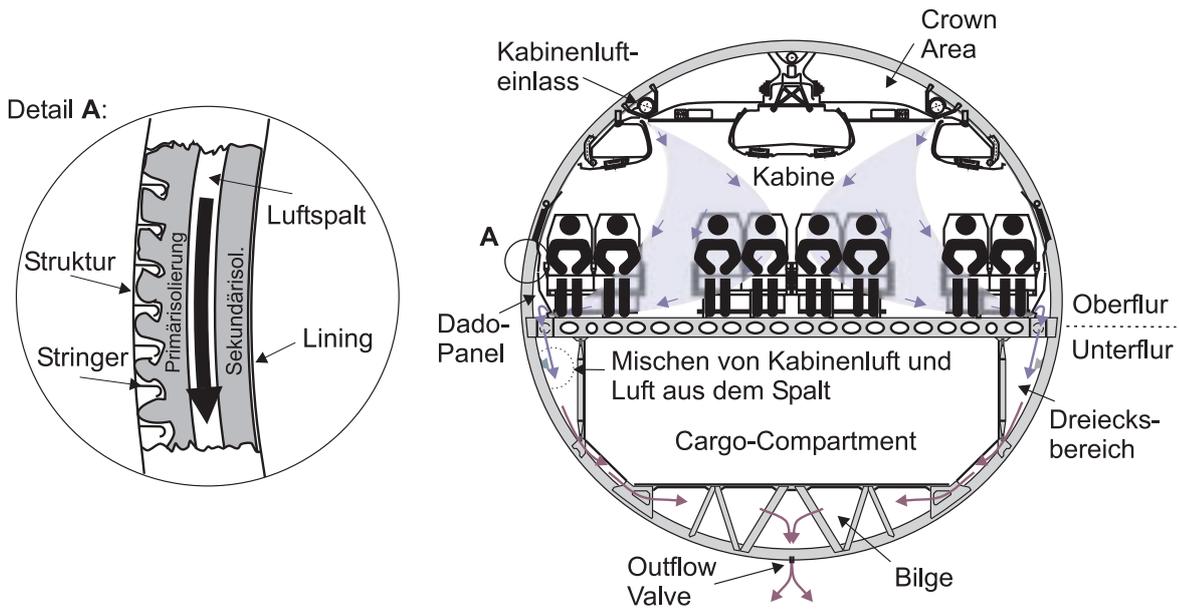


Abbildung 3.13: Übersicht über die Strömungen im Querschnitt des Flugzeugumpfes

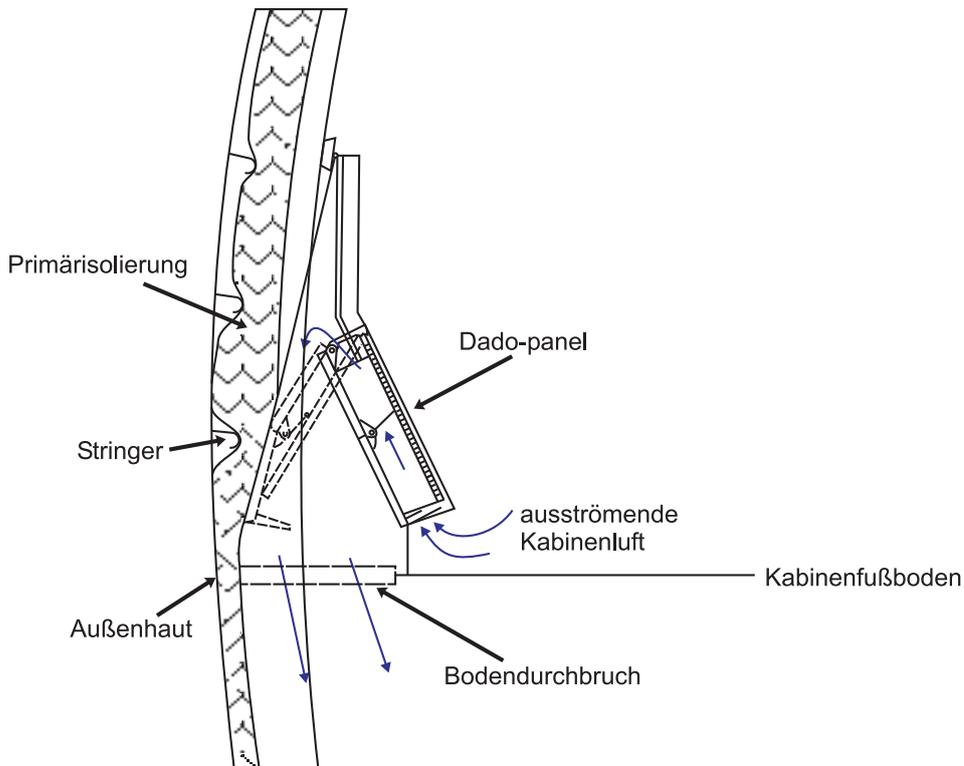
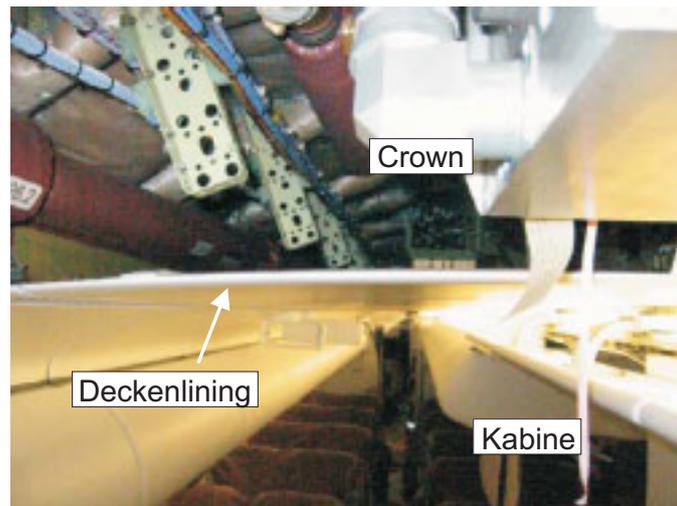


Abbildung 3.14: Querschnitt durch ein Dado-Panel, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVA



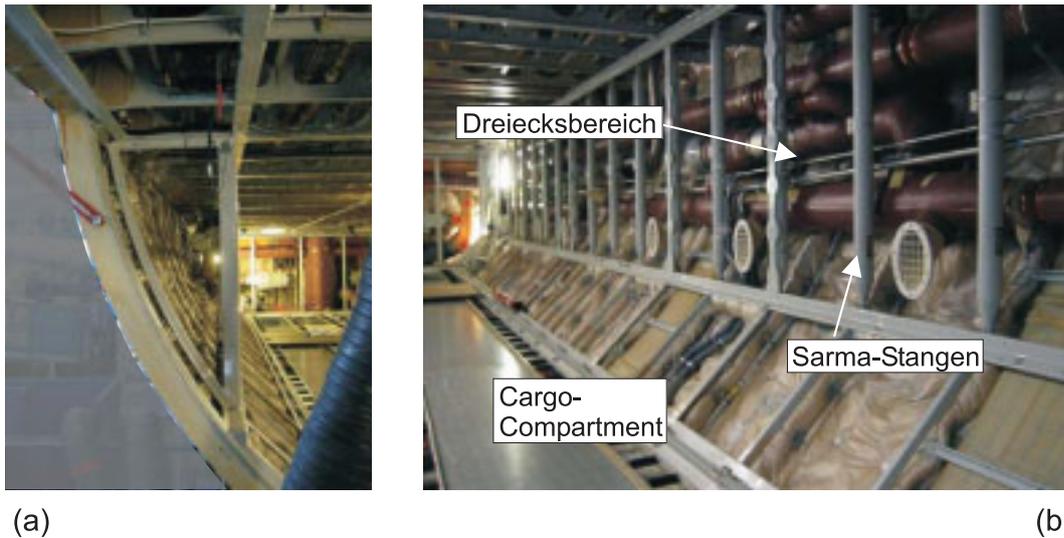
**Abbildung 3.15:** Blick in die Crown auf Höhe des Deckenlinings

benströmung ergeben sich die Widerstände durch die Geometrien der Undichtigkeiten. Aufgrund der großen Strömungsquerschnitte im Dado-Panel ist dessen Widerstand sehr gering. Die Aufteilung der Luft auf Haupt- und Nebenströmung im Oberflurbereich hat keinen Einfluss auf die Strömungsverhältnisse im Unterflurbereich, da sich die beiden Strömungen im Dreieck mischen.

### 3.3.3 Dreiecksbereich

Der Dreiecksbereich ist nach seiner Form benannt, die sich durch die Begrenzung von Außenhaut, Kabinenboden und Cargo-Compartment-Wand ergibt (siehe Abbildung 3.16a). Die aus dem Oberflurbereich über den Kabinenboden einströmende Luft teilt sich im Dreieck auf. Sie strömt über die Schubleche in die Bilge und längs zur Rumpfachse zu den zentral angeordneten Rezirkulationsfiltern. Diese Längsströmung ist nur im Dreiecksbereich gewünscht. In der Kabine soll eine Längsströmung verhindert werden. Da im Dreieck verschiedene Komponenten und Systeme eingebaut sind, verringert sich dadurch der freie Strömungsquerschnitt. Dies sind zum Beispiel Leitungen für Wasser, Bleed Air und die Frachtraumbelüftung sowie Kühler (Chiller), O<sub>2</sub>-Flaschen und Wassertanks. Die Sarma-Stangen stützen den Kabinenboden ab. Für den Fall eines Strukturversagens an der Außenhaut dient der Dreiecksbereich als Hauptströmungskanal für den Druckausgleich.

Die Abbildung 3.16b zeigt den Blick aus dem Cargo-Compartment auf den Dreiecksbereich, wobei die Frachtraumwand fehlt. Deutlich zu erkennen sind die darin eingebauten Leitungen, die Sarma-Stangen und die Primärisolierpackete auf der Außenwand.



**Abbildung 3.16:** Blick von der hinteren Frachttür (a) und aus dem Cargo-Compartment (b) auf den Dreiecksbereich bei einem A340

Die Rezirkulationsfilter sind zwischen dem vorderen Cargo-Compartment und dem Flügelkasten sowie zwischen dem Flügelkasten und dem hinteren Frachtraum eingebaut. Wie in Abbildung 3.7 zu sehen ist, befindet sich zwischen dem vorderen Frachtraum und dem Flügelkasten auch die Mischkammer. Der Rezirkulationsanteil liegt bei ca. 40 %. Diese Luft wird gefiltert und dem Mischer wieder zugeführt. Über den Anteil der Rezirkulationsluft kann, wie in Abschnitt 3.3.1 erläutert, der Bedarf an Bleed Air und somit der Treibstoffverbrauch sowie der Feuchtegehalt der Kabinenluft beeinflusst werden. In der Mischkammer wird die rezirkulierte feuchte Kabinenluft mit konditionierter Luft aus den Air-Conditioning-Packs vermischt und der Kabine über die Belüftung wieder zugeführt.

Der Rest der ca. 60 % Kabinenluft strömt über die Schubleche in die Bilge oder zu lokalen Senken im Dreieck. Dies sind zum Beispiel Kühler, die ihren Kühlluftbedarf mit der Kabinenluft decken. Die erwärmte Luft aus den Kühlern wird ebenfalls direkt in die Bilge geleitet. Zusätzlich kann Luft aus dem Dreieck für die Belüftung des Cargo-Compartments entnommen werden.

### 3.3.4 Cargo-Compartment

Die Luft zur Belüftung des Frachtraums wird zu einem Teil aus dem Dreieck und teils dem Mischer entnommen. Um eine Geruchsbelästigung der Passagiere durch mögliche ausdunstende Frachtgüter zu verhindern (siehe Abschnitt 3.2.2), wird die Abluft aus dem Cargo-Compartment direkt in die Bilge geleitet. Innerhalb des Frachtraums ist eine horizontale Durchströmung, senkrecht zur Längsachse, vorzufinden. Dafür wird die Luft auf entgegengesetzten Seiten zu- und abgeführt.

### 3.3.5 Bilge

Die Bilge liegt unterhalb des Frachtraums und als einziger Bereich im Flugzeug ist sie nicht isoliert. In der Bilge soll sich das Kondensat sammeln, das während des Fluges im gesamten Rumpfbereich anfällt und über spezielle Drainagebohrungen zu Bilge geleitet wird. Zu diesem Zweck sind Drainageventile (Drain Valves) installiert, durch die das Wasser während des Bodenaufenthaltes abgepumpt werden kann.

Die Druckregelung im Flugzeug wird über die redundant ausgeführten Outflow Valves realisiert. Diese befinden sich ebenfalls in der Bilge und über sie wird die nicht rezirkulierte Luft aus dem Flugzeug geleitet. Der Öffnungsgrad des Outflow Valves bestimmt den Kabinendruck. Direkt über den Outflow Valves sind die Luftauslässe der Frachtraumbelüftung und der Kühler angeordnet.



# Kapitel 4

## Physikalische und numerische Grundlagen

### 4.1 Zustandsgrößen feuchter Luft

Luft besteht aus einer Vielzahl von gasförmigen Elementen und Verbindungen und einem von den Umgebungsbedingungen abhängigen Wasserdampfanteil. Die *feuchte Luft* wird für thermodynamische Betrachtungen als ein Zwei-Komponenten-Gemisch aus trockener Luft der Masse  $m_l$  in kg, und Wasser bzw. Wasserdampf mit der Masse  $m_w$  definiert. Die Bilanz ergibt:

$$m = m_l + m_w . \quad (4.1)$$

Der Wassergehalt  $x$  berechnet sich mit:

$$x = \frac{m_w}{m_l} . \quad (4.2)$$

Das Wasser kann in flüssiger (Regen, Nebel), fester (Eis, Schnee) und gasförmiger Form (überhitzter Dampf) vorliegen. Damit erhält man:

$$m_w = m_{fl} + m_f + m_d . \quad (4.3)$$

Es ergeben sich für die feuchte Luft folgende Erscheinungsformen:

- trockene Luft und ungesättigter Wasserdampf,
- trockene Luft und gesättigter Wasserdampf,
- trockene Luft, gesättigter Wasserdampf und Wasser ( $\vartheta \geq 0.01 \text{ °C}$ ),
- trockene Luft, gesättigter Wasserdampf und Eis ( $\vartheta < 0.01 \text{ °C}$ ).

78.1	Vol.-%	N <sub>2</sub>	Stickstoff
20.93	Vol.-%	O <sub>2</sub>	Sauerstoff
0.9325	Vol.-%	Ar	Argon
0.03	Vol.-%	CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
0.01	Vol.-%	H <sub>2</sub>	Wasserstoff
0.0018	Vol.-%	Ne	Neon
0.0005	Vol.-%	He	Helium
0.0001	Vol.-%	Kr	Krypton
0.000009	Vol.-%	Xe	Xenon

**Tabelle 4.1:** Zusammensetzung der trockenen Luft [46]

In den nachfolgenden Ausführungen werden die Anteile von flüssigem Wasser oder Eis vernachlässigt. Trockene Luft besteht nach [46] im Mittel aus den in Tabelle 4.1 aufgelisteten Komponenten. Nach [6] wird dabei die Annahme getroffen, dass sich die trockene Luft und der Wasserdampf in dem betrachteten Druck- und Temperaturbereich wie ideale Gase verhalten. Daher gilt für das Gemisch und für jede einzelne Komponente die Zustandsgleichung idealer Gase:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T. \quad (4.4)$$

Ein Stoff gilt als ideales Gas, wenn dessen thermische Zustandsgrößen der idealen Gasgleichung genügen und wenn dessen innere Energie  $u$  eine reine Temperaturfunktion ist. Für die Partialdrücke  $p_l$  und  $p_d$  gilt:

$$\text{Luft : } p_l = \frac{m_l \cdot R_l \cdot T}{V}, \quad (4.5)$$

$$\text{Wasserdampf : } p_d = \frac{m_d \cdot R_d \cdot T}{V}, \quad (4.6)$$

mit dem Gesamtvolumen  $V$  in m<sup>3</sup>, der Temperatur  $T$  in K und der Gaskonstante  $R$  für Luft oder Dampf in J/kg K. Nach dem *Gesetz von Dalton* errechnet sich der Gesamtdruck durch Addition der beiden Partialdrücke:

$$p = p_l + p_d. \quad (4.7)$$

Dabei füllt jede Komponente das gesamte Volumen aus. Als absolute Feuchte

$$\varrho = m_d/V, \quad (4.8)$$

in  $\text{kg/m}^3$  wird das Verhältnis der Wasserdampfmasse zum Gesamtvolumen bezeichnet. Die absolute Feuchte ist am größten, wenn feuchte Luft gesättigt ist. Sättigung ist erreicht, wenn der Wassergehalt  $x$  den Sättigungswert  $x_s$  erreicht. Übersteigt der Wassergehalt den Sättigungswert, so ist nur die Wassermenge  $m_l \cdot x_s$  als gesättigter Wasserdampf in feuchter Luft enthalten. Der Rest ist Kondensat. Die relative Feuchte

$$\varphi = \frac{p_d}{p_s}, \quad (4.9)$$

bezeichnet das Verhältnis des Partialdrucks  $p_d$  zum Sättigungsdruck  $p_s$ . Es gilt  $\varphi = 0$  für trockene und  $\varphi = 1$  für gesättigte Luft. Die dem Grenzwert  $\varphi = 1$  zugeordnete Temperatur wird als Taupunkttemperatur bezeichnet. Für mäßige Gesamtdrücke  $p < 10$  bar kann nach [6] die Druckabhängigkeit des Sättigungsdruckes  $p_s$  vernachlässigt werden. Der Sättigungsdruck ist dann nur noch von der Temperatur abhängig. Der Sättigungsdruck der feuchten Luft lässt sich mit der Taupunkttemperatur über die *Antoine*-Gleichung berechnen. Dabei gilt für den Temperaturbereich  $\vartheta \geq 0.01$  °C:

$$\ln\left(\frac{p_s}{\text{mbar}}\right) = 19.016 - \frac{4064.95}{\left(\frac{\vartheta}{\text{°C}}\right) + 236.25} \quad (4.10)$$

und für den Temperaturbereich  $0.01$  °C  $\geq \vartheta \geq -70$  °C mit dem Druck am Tripelpunkt  $p_{tr} = 611.657$  Pa:

$$\ln\left(\frac{p_s}{p_{tr}}\right) = 22.5090 - \left(1 - \frac{273.16\text{K}}{T}\right). \quad (4.11)$$

Die Sättigungswasserbeladung  $x_s$  lässt sich mit dem bekannten Sättigungsdampfdruck bei gleicher Temperatur mit Gleichung 4.1 darstellen:

$$x_s = \frac{m_{ds}}{m_l} = \frac{p_s}{p_l} \cdot \frac{R_l}{R_d}. \quad (4.12)$$

Setzt man für die Gaskonstanten  $R_d = 461.5$  J/kg K und  $R_l = 287.1$  J/kg K und für den Sättigungsdruck den Partialdruck  $p_d$  des Wasserdampfes ein, resultiert für die Wasserbeladung:

$$x = 0.622 \cdot \frac{p_d}{p_l} = 0.622 \cdot \frac{p_s}{\frac{p}{\varphi} - p_s}. \quad (4.13)$$

Die **Enthalpie**  $H$  feuchter Luft setzt sich additiv aus den Enthalpien der trockenen Luft  $h_l$  und des Wasserdampfes  $h_d$  zusammen:

$$H = m_l h_l + m_d h_d. \quad (4.14)$$

Nach [6] wird die Enthalpie feuchter Luft auf die Masse der trockenen Luft bezogen:

$$h_{1+x} = \frac{H}{m_l} = h_l + x h_d. \quad (4.15)$$

Dabei werden bei der Berechnung von  $h_{1+x}$  drei Fälle unterschieden:

- *Ungesättigte feuchte Luft*

Das in der Luft enthaltene Wasser liegt vollständig als überhitzter Wasserdampf vor. Der Bezugspunkt zur Berechnung der spezifischen Enthalpie wurde willkürlich auf  $\vartheta = 0 \text{ °C}$  festgelegt. Da der Wasserdampf als ideales Gas betrachtet wird, ist die Enthalpie unabhängig vom Druck. Die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes setzt sich aus der Überhitzungsenthalpie und der Verdampfungsenthalpie  $r_0$  bei  $0 \text{ °C}$  zusammen ( $r_0 = 2500 \text{ kJ/kg}$ ). Es ergibt sich für die spezifische Enthalpie der feuchten Luft mit der Enthalpie der trockenen Luft  $h_t = c_{pl} \cdot \vartheta$ :

$$h_{1+x} = c_{pl} \cdot \vartheta + x \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot \vartheta). \quad (4.16)$$

- *Gesättigte feuchte Luft mit flüssigem Wasser*

Die feuchte Luft besteht aus trockener Luft, gesättigtem Wasserdampf und flüssigem Wasser. Dies kann zum Beispiel Nebel oder flüssiger Niederschlag sein. Dabei gilt für die Wasserbeladung  $x > x_s$ . Damit ergibt sich für die spezifische Enthalpie der feuchten Luft mit der spezifischen Wärmekapazität  $c_{fl} = 4.19 \text{ kJ/kg K}$  des flüssigen Wassers:

$$h_{1+x} = c_{pl} \cdot \vartheta + x_s \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot \vartheta) + (x - x_s) \cdot c_{fl} \cdot \vartheta. \quad (4.17)$$

- *Gesättigte feuchte Luft mit einer Temperatur unter  $0 \text{ °C}$*

Neben dem gesättigten Wasserdampf enthält die feuchte Luft noch Eis in Form von Reif oder Eisnebel. Beim Gefrieren des Wasser muss die Erstarrungswärme  $r_e = 333 \text{ kJ/kg}$  abgeführt werden. Zusätzlich muss zur isobaren Abkühlung des Eises auf  $\vartheta < 0 \text{ °C}$  Wärme entfernt werden. Mit der spezifischen Wärmekapazität des Eises  $c_e = 2.05 \text{ kJ/kg K}$  erhält man die Enthalpie der feuchten Luft:

$$h_{1+x} = c_{pl} \cdot \vartheta + x_s \cdot (r_0 + c_{pd} \cdot \vartheta) - (x - x_s)(r_e - c_e \cdot \vartheta). \quad (4.18)$$

Der **Phasenwechsel** des Wassers in der feuchten Luft ist abhängig von den Randbedingungen (Druck und Temperatur). Wie beschrieben, kann Wasser in gasförmiger, fester und flüssiger Form vorliegen. Die jeweiligen Aggregatzustände unterscheiden sich in der Anordnung der Moleküle. Im festen Zustand werden die Moleküle durch Gitterkräfte in einer festen Struktur zusammengehalten. Die Gitterkräfte bewirken, dass die Moleküle nur um die Ruhelage schwingen können. Bei Gasen sind die Moleküle frei beweglich mit relativ großem intermolekularem Abstand. In Gasen ist daher der Quotient aus freiem Volumen und dem Teilchendurchmesser sehr groß. Eine Erhöhung des Druckes oder eine Verringerung der Temperatur reduziert das Verhältnis bis die intermolekularen Energien (van der Waals-Kräfte) größer sind als die kinetische Energie der Gasmoleküle. Das Gas verflüssigt sich und die Moleküle sind daraufhin in ihrer Bewegung durch Dipol-Dipol-Wechselwirkungen sowie durch Elektronenabstoßung gehemmt. Allerdings ist die Bewegungsenergie immer noch so groß, dass es nicht zu starren Molekülanordnungen kommt (Festkörper). Bei dem Auf- und Abbau der Molekülbindungen findet eine Energieumwandlung statt. So muss zum Beispiel zum Aufbrechen einer Bindung Energie aufgenommen werden, die umgekehrt beim Aufbau der Bindung wieder

frei wird. Den Übergang fest-gasförmig bezeichnet man als Sublimation (umgekehrt: Desublimation), fest-flüssig als Schmelzen (umgekehrt: Erstarren) und flüssig-gasförmig als Sieden (umgekehrt: Kondensation). Während der Aggregatzustandsänderung bleibt die Temperatur des betreffenden Körpers gleich, während sich die thermische Energie ändert.

Obwohl der Massenanteil des Wassers in der feuchten Luft sehr gering ist, haben die hohen Phasenwechselenthalpien ( $r_0, r_e$ ) Einfluss auf die Enthalpie des Gemisches.

## 4.2 Wärmeübertragung

Den Energietransport, der durch Temperaturunterschiede zwischen dem System und der Umgebung hervorgerufen wird, bezeichnet man als Wärmeübertragung. Dabei strömt Wärme immer in Richtung des Temperaturgefälles. Die Wärmeübertragung wird in Wärmeleitung, konvektiven Wärmeübergang und Wärmestrahlung unterteilt, die im Folgenden einführend erläutert werden. Die ausführliche Beschreibung der Thematik findet sich in [7].

### 4.2.1 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung beschreibt den Energietransport zwischen benachbarten Molekülen eines Materials, der durch Temperaturgradienten hervorgerufen wird. Wärmeleitung kann in festen Körpern, oder auch unbewegten Gasen und Flüssigkeiten auftreten. Zum Temperatenausgleich kommt es, wenn Moleküle höherer Geschwindigkeit (höhere Temperatur) mit langsamen Molekülen (niedrigere Temperatur) zusammenstoßen und verlangsamt werden. Der Temperaturgradient ist die treibende Kraft für den Wärmestrom in einem wärmeleitenden Material. Damit erhält man nach *Fourier* eine direkte Proportionalität zwischen der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und dem Temperaturgradienten:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } \vartheta . \quad (4.19)$$

Der Proportionalitätsfaktor  $\lambda$  in W/K m ist eine Materialeigenschaft, der bei anisotroper Wärmeleitung ein Tensor sein kann und Wärmeleitfähigkeit genannt wird. Die Wärmeleitfähigkeit ist abhängig vom Druck und von der Temperatur sowie von der Zusammensetzung von Gemischen. Die Temperaturabhängigkeit kann nach [7] vernachlässigt werden. Die Druckabhängigkeit ist wiederum nur bei Gasen und Flüssigkeiten zu beachten. In Tabelle 4.2 sind beispielhaft verschiedene Wärmeleitfähigkeiten von ausgewählten Stoffen eingetragen.

Für die stationäre, geometrisch eindimensionale Wärmeleitung vereinfacht sich Gleichung 4.19 zu:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} . \quad (4.20)$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ergibt sich aus dem Quotienten von Wärmestrom  $\dot{Q}$  und Wärmeübertragungsfläche  $A$ :

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} . \quad (4.21)$$

Stoff	$\lambda$ [W/mK]
Kupfer	399
Schaumstoffplatten	0.02 bis 0.09
Wasser	0.589
Luft	0.0257

**Tabelle 4.2:** Wärmeleitfähigkeiten ausgewählter Stoffe bei 20 °C und 1 bar [7]

Für die Wärmeleitung in einer Wand erhält man nach [7]:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_m}{\delta} A_m (\vartheta_{W1} - \vartheta_{W2}), \quad (4.22)$$

mit den Wandtemperaturen  $\vartheta_W$ , einer mittleren Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_m \approx \lambda$ , der Wanddicke  $\delta$  und der mittleren Fläche  $A_m$ . Für eine ebene Wand hängt  $A$  nicht vom Radius  $r$  ab, wodurch gilt:  $A_m = A_1 = A_2$ .

## 4.2.2 Konvektiver Wärmeübergang

Zusätzlich zur Wärmeleitung wird in strömenden Fluiden Energie nicht nur durch Wärmeleitung, sondern zusätzlich durch makroskopische Bewegungen transportiert. Man spricht bei dieser Überlagerung zweier Transportmechanismen vom konvektiven Wärmeübergang. Durch eine konvektive Strömung wird zum Beispiel Wärme an eine feste Wand transportiert. In der *Grenzschicht* in Wandnähe ändert sich die parallel zur Wand gerichtete Komponente der Strömungsgeschwindigkeit vom Wert Null an der Wand über eine kurze Entfernung auf den Maximalwert in der Kernströmung. Auch die Temperatur ändert sich von der Wandtemperatur  $\vartheta_W$  auf den Wert  $\vartheta_F$  in der Strömung. Durch die Temperaturdifferenz geht entweder Wärme in das Fluid über, oder die Strömung wird gekühlt. Die auftretende Wärmestromdichte  $\dot{q}$  hängt in komplexer Art vom Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld ab. Daraus resultiert:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_W - \vartheta_F), \quad (4.23)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient kann örtlich verschieden sein, weshalb man einen mittleren Koeffizienten  $\alpha_m$  benötigt. Wie in [7] gezeigt wird, kann man  $\alpha_m$  durch Integration ermitteln, wenn der örtliche Wärmeübergangskoeffizient bekannt ist.

Zur Berechnung von  $\alpha$  muss das Temperaturfeld der Strömung bekannt sein. Das Temperaturfeld kann allerdings erst bestimmt werden, wenn das Geschwindigkeitsfeld vorliegt. Diese Bewegungsvorgänge, mit überlagerter Wärmeströmung, lassen sich durch Differentialgleichungen mathematisch beschreiben. Die rechnerische Lösung lässt sich nur für sehr einfache Fälle erreichen (zum Beispiel laminare Rohrströmungen), weshalb man auf Experimente angewiesen ist, die zeit- und kostenintensiv sind. Eine andere Möglichkeit  $\alpha$  zu bestimmen ergibt sich aus der *Ähnlichkeits-* oder *Modelltheorie*. Dabei geht man davon aus, dass sich die Geschwindigkeits- und Temperaturfelder durch dimensionslose Kennzahlen beschreiben lassen. Stimmen die Kennzahlen überein, sind auch die Geschwindigkeits- und Temperaturfelder verschiedener Strömungen ähnlich. Für den Wärmeübergang wichtige Kennzahlen sind zum Beispiel: die Reynolds-Zahl ( $Re$ ), die den Einfluss der Reibungs- und Trägheitskräfte auf die Strömung beschreibt:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}, \quad (4.24)$$

die Prandtl-Zahl ( $Pr$ ), bei der das Temperaturfeld mit dem Geschwindigkeitsfeld verknüpft wird:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{ und} \quad (4.25)$$

die Grashof-Zahl ( $Gr$ ), die das Verhältnis der thermisch bedingten Auftriebskraft zur inneren Trägheitskraft angibt:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta\vartheta}{\nu^2}. \quad (4.26)$$

Darin sind  $w$  die Strömungsgeschwindigkeit,  $l$  eine charakteristische Länge,  $g$  die Erdbeschleunigung,  $\Delta\vartheta$  die wirksame Temperaturdifferenz,  $\nu$  und  $a$  Stoffgrößen des Fluids und  $\beta$  der isobare thermische Ausdehnungskoeffizient. Die kinematische Viskosität  $\nu$  ist der Quotient aus dynamischer Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \quad (4.27)$$

Für die Temperaturleitfähigkeit  $a$  gilt:

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}. \quad (4.28)$$

Die Beziehung, die  $\alpha$  mit dem Temperaturfeld verknüpft, heißt Nußelt-Zahl ( $Nu$ ):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = f(Re, Pr, Gr, K_{geom}), \quad (4.29)$$

wobei  $K_{geom}$  die geometrischen Kennzahlen zusammenfasst. Die Abhängigkeit zwischen der Nußelt-Zahl und anderen Kennzahlen kann zum Beispiel durch Messungen bestimmt werden, wenn eine analytische Berechnung nicht möglich ist. Es gibt für verschiedenartige Anwendungen empirische Korrelationen, mit der  $Nu$  berechnet werden kann. Diese gelten dann jeweils in verschiedenen Gültigkeitsbereichen (zum Beispiel laminare- oder turbulente Strömung).

### 4.2.3 Wärmestrahlung

Hat ein Körper eine positive thermodynamische Temperatur ( $T > 0$  K) gibt er Energie in Form von elektromagnetischen Wellen ab. Diese Energieabgabe wird als Wärmestrahlung bezeichnet. Dafür ist kein Trägermedium erforderlich. Deshalb kann Wärme über große Strecken, auch im luftleeren Raum, übertragen werden (zum Beispiel zwischen Sonne und Erde). Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ist eine Funktion der thermodynamischen Temperatur  $T$  und damit folgt:

$$\dot{q} = \epsilon(T) \cdot \sigma \cdot T^4, \quad (4.30)$$

mit der Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma = 5.67051 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$  und dem Emissionsgrad  $\epsilon(T)$ . Ein Strahler, der die maximale Wärmestromdichte abgibt, heißt *Schwarzer Strahler* ( $\epsilon = 1$ ). Gleichzeitig absorbiert er alle auftretende Strahlung, ist also auch ein idealer Absorber. Für wirkliche Strahler gilt  $\epsilon(T) < 1$ . Der Emissionsgrad ist eine Materialeigenschaft, die auch von der Beschaffenheit der Oberfläche beeinflusst wird (zum Beispiel Aluminium blank:  $\epsilon = 0.049$  bei  $T = 443$  K; Beton rau:  $\epsilon = 0.94$  bei  $T = 293$  K [7]). Die Strahlung auf einen Festkörper wird zum Teil reflektiert, absorbiert und durchgelassen. Dies wird mit dem Reflektionsgrad  $r$ , dem Absorptionsgrad  $a$  und dem Transmissionsgrad  $\tau$  gekennzeichnet:

$$r + a + \tau = 1. \quad (4.31)$$

Da die meisten Festkörper für Strahlung undurchlässig sind, folgt daraus mit  $\tau = 0$  für  $a = 1 - r$ . Bei schwarzer Strahlung gilt  $a = \epsilon = 1$ . Der Wärmestrom, der vom Strahler an die Umschließungsflächen ( $U$ ) abgegeben wird, ist:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{emit} - \dot{Q}_{abs} = A\sigma(\epsilon T^4 - a T_U^4). \quad (4.32)$$

Liegt ein sogenannter *Grauer Strahler* vor, gilt vereinfacht  $a = \epsilon < 1$ , wodurch sich Gleichung 4.32 reduziert:

$$\dot{Q} = A\sigma\epsilon(T^4 - T_U^4). \quad (4.33)$$

Zusätzlich sind bei der Berechnung der Wärmestrahlung die geometrischen Verhältnisse der im Strahlungsaustausch stehenden Flächen zu berücksichtigen. Die dabei einzusetzende Strahlungsaustauschzahl berücksichtigt die Geometrien (Einstrahlzahl) und das Emissionsvermögen der Körper.

### 4.2.4 Wärmedurchgang

Beim Wärmedurchgang wird die Wärmeleitung und der Wärmeübergang zusammen betrachtet. Dies ist zum Beispiel beim Wärmeübergang von einem Fluid auf ein anderes der Fall, wenn diese durch eine feste Wand getrennt sind. Für die Wärmeleitung gilt Gleichung 4.22, während der Wärmeübergang mit Gleichung 4.23 beschrieben wird. Mit zwei Wärmeübergängen vom Fluid 1 auf die Wand und von der Wand auf das Fluid 2 sowie der Wärmeleitung in der Wand ergibt sich:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2), \quad (4.34)$$

mit dem auf die beliebige Fläche  $A$  bezogenen Wärmedurchgangskoeffizient  $k$ . Für mehrschichtige Wände ergibt sich nach [7] der additiv aus Einzelwiderständen zusammengesetzte Wärmedurchgangswiderstand

$$\frac{1}{kA} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_1 A_1}}_{\text{Übergang}} + \underbrace{\sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_{mi} A_{mi}}}_{\text{Leitung}} + \underbrace{\frac{1}{\alpha_2 A_2}}_{\text{Übergang}} . \quad (4.35)$$

### 4.3 Stofftransport durch Diffusion

In Analogie zum diffusiven Wärmetransport nach *Fourier* (siehe Gleichung 4.19) ist der diffusive Stofftransport durch den Impulsaustausch von Teilchen oder Molekülen gekennzeichnet. Die Eigenbewegung der Teilchen (*Brown'sche* Molekularbewegung) wird durch Unterschiede in der Teilchenkonzentration ausgelöst, wobei die Bewegungsaktivität von der Temperatur abhängig ist. Die stationäre Diffusion ohne innere Stoffquellen wird durch das *I. Fick'sche* Gesetz beschrieben [50]:

$$i = -D \cdot \text{grad} \varrho . \quad (4.36)$$

Für den eindimensionalen Stofftransport durch eine fiktive Luftschichtdicke  $s$  gilt:

$$i = -D \cdot \frac{d\varrho}{dx} , \quad (4.37)$$

mit  $i$  in  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$  als dem auf die Stoffübertragungsfläche bezogenen Wasserdampfstrom durch die Luftschicht,  $D$  für den Diffusionskoeffizienten in  $\text{m}^2/\text{s}$  und  $\frac{d\varrho}{dx}$  für den Gradienten der Partialdichte des Wasserdampfes. Mit der Gleichung 4.4 für ideale Gase folgt:

$$i = \frac{D}{s} \cdot \frac{1}{R_d \cdot T} \cdot (p_1 - p_2) . \quad (4.38)$$

Die Partialdrücke  $p_{1,2}$  des Wasserdampfes lassen sich mit Gleichung 4.9 berechnen. Der Diffusionskoeffizient  $D$  für Wasserdampf in Luft wird nach [32] und [52] durch die empirische *Schirmer-Beziehung*

$$D = 2.3056 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1.81} , \quad (4.39)$$

als Funktion der Temperatur und des Druckes angegeben. Darin kennzeichnen  $p_0$  und  $T_0$  den atmosphärischen Normzustand ( $p_0 = 1.013 \text{ bar}$  und  $T_0 = 273.15 \text{ K}$ ). Unter Normalbedingungen kann dabei der Gesamtdruckeinfluss vernachlässigt werden ( $p_0/p \approx 1$ ). Der Ausdruck

$$R_\Delta = \frac{s}{\frac{D}{R_d \cdot T}} , \quad (4.40)$$

aus Gleichung 4.38 wird nach [50] als Wasserdampfdurchlasswiderstand  $R_\Delta$  definiert. Damit kann der Stoffstrom analog zum Ohmschen Gesetz beschrieben werden als:

$$i = \frac{p_1 - p_2}{R_\Delta} . \quad (4.41)$$

Hintereinander geschaltete Luftschichten werden als Hintereinanderschaltung der Widerstände berücksichtigt, woraus folgt:

$$R_{\Delta} = \sum_j \frac{s_j}{\frac{D}{R_d \cdot T}} = \frac{R_d \cdot T}{D} \cdot \sum_j s_j . \quad (4.42)$$

Bei der Wasserdampfdiffusion durch poröse Stoffe wird der materialspezifische Diffusionswiderstand durch die konstante *Diffusionswiderstandszahl*  $\mu$  berücksichtigt. Dieser Faktor ist experimentell zu bestimmen und gibt an, um welchen Faktor der Diffusionswiderstand eines Stoffes größer ist als der einer gleich dicken Luftschicht. Er beinhaltet den reduzierten Diffusionsquerschnitt, sowie alle auftretenden Umwege und Querschnittsänderungen eines porösen Stoffes. Bei höheren Feuchten wird die *Fick'sche* Diffusion von der Oberflächendiffusion überlagert. Diese bezeichnet die Bewegung von Flüssigwassermolekülen in einem Wasserfilm, der sich durch Adsorption an den Hohlraumwänden des Stoffes, durch den das Wasser diffundiert, gebildet hat. Die Oberflächendiffusion folgt nach [65] dem Partialdruckgefälle und wird ebenfalls durch die Wasserdampfdiffusionswiderstandszahl  $\mu$  erfasst. Die äquivalente Luftschichtdicke erhält man mit:

$$s_d = \mu \cdot s , \quad (4.43)$$

mit  $\mu_{Luft} = 1$ . Für hintereinandergeschaltete Baustoffschichten resultiert daraus der Wasserdampfdurchlasswiderstand:

$$R_{\Delta} = \frac{R_d \cdot T}{D} \cdot \sum_j \mu_j \cdot s_j . \quad (4.44)$$

In Analogie zum Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  (siehe Abschnitt 4.2.2) wird ein Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  eingeführt. Dieser beschreibt den Übergang vom Partialdruck innen (i) zur Wand (1) respektive von der Wand (2) zum Partialdruck außen (a). Damit resultiert nach [50]:

$$i = \beta_i \cdot (\varrho_i - \varrho_1) = \frac{\beta_i}{R_d \cdot T} \cdot (p_i - p_1) , \quad (4.45)$$

$$i = \beta_a \cdot (\varrho_2 - \varrho_a) = \frac{\beta_a}{R_d \cdot T} \cdot (p_2 - p_a) . \quad (4.46)$$

Für den Partialdruck ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen  $p$  und  $s_d$ . Den gesamten Wasserdampfstrom durch eine Wand erhält man zu:

$$i = \frac{1}{\frac{R_d \cdot T}{\beta_i} + \frac{R_d \cdot T}{D} \cdot \sum_j \mu_j \cdot s_j + \frac{R_d \cdot T}{\beta_a}} \cdot (p_i - p_a) . \quad (4.47)$$

Nach [52] kann der Stoffübergang in den meisten praktischen Fällen vernachlässigt werden, weshalb sich die Gleichung 4.47 vereinfacht:

$$i = \frac{1}{\frac{R_d \cdot T}{D} \cdot \sum_j \mu_j \cdot s_j} \cdot (p_i - p_a) . \quad (4.48)$$

Ist der Temperaturverlauf in der Wand bekannt, kann zu jedem Punkt  $\mu \cdot x$  der Verlauf des Sättigungsdampfdruckes  $p_s$  berechnet werden (siehe Abbildung 4.1). Schneidet die Partialdruckkurve die

Sättigungskurve, kommt es zur Kondensation von Wasser im Bauteil. Damit verändert sich auch der Verlauf der Dampfdruckkurve, der aus den Tangenten von den Randwerten  $p_1$  und  $p_2$  an die Sättigungskurve folgt. Aus den beiden Tangenten lässt sich mit Gleichung 4.48 der ein- und austretende Wasserdampfstrom rechnerisch ermitteln.

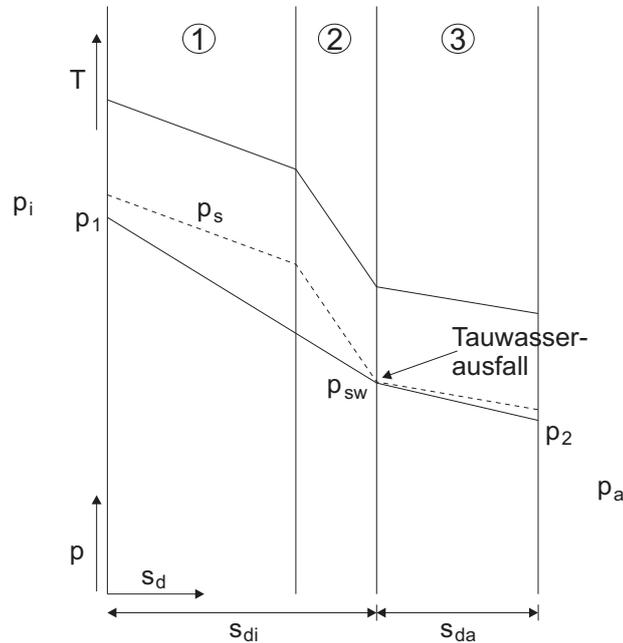


Abbildung 4.1: Wasserdampfdiffusion mit Tauwasserausfall in einer Wand

## 4.4 Strömungswiderstand und Ausflussfunktion

Hydraulische Strömungen und Gasströmungen resultieren aus einem Gesamtdruckgradienten und einem Strömungswiderstandsbeiwert  $\gamma$ . Die allgemeine Differentialgleichung für den konvektiven Massentransport lautet nach [65]:

$$\dot{m}_K = -\gamma \cdot \text{grad } p. \quad (4.49)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Massenstrom und dem Druckverlust einer **Rohrströmung** lässt sich generell durch den Zusammenhang:

$$\Delta p = \zeta_{ges} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (4.50)$$

darstellen [24]. Wird die *Kontinuitätsgleichung*:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot w = \text{konst.}, \quad (4.51)$$

in Gleichung 4.50 eingesetzt, ergibt sich der gesuchte Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druckverlust:

$$\Delta p = \zeta_{ges} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot \rho \cdot A^2}. \quad (4.52)$$

Der Gesamtwiderstand  $\zeta_{ges}$  ist ein dimensionsloser Faktor für die Darstellung des irreversiblen Strömungsverlustes. Er setzt sich aus dem von der Geschwindigkeit unabhängigen Term  $\zeta$  und einem von der Geschwindigkeit abhängigen Teil  $\lambda \cdot \frac{l}{d_{hyd}}$  zusammen:

$$\zeta_{ges} = \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d_{hyd}}. \quad (4.53)$$

Mit der Widerstandszahl  $\zeta$  ist es möglich den Strömungswiderstand aller Leitungseinbauten (zum Beispiel Richtungs-, Querschnitts- oder Durchflussänderungen) quantitativ zu erfassen. Die entsprechenden Verluste können im Allgemeinen nur durch Messungen bestimmt werden, da sich die auftretenden Strömungsvorgänge einer analytischen Berechnung entziehen. In [31] finden sich tabellierte Werte für verschiedene Bauteile.

Für nichtkreisförmige Querschnitte wird der hydraulische Durchmesser  $d_{hyd}$  aus der Fläche und dem Umfang berechnet:

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot A}{U}. \quad (4.54)$$

Der durchströmte Querschnitt wird damit durch eine Rohrströmung mit dem hydraulischen Durchmesser beschrieben.

Die Rohrreibungszahl  $\lambda$  ist abhängig von der Strömungsform. Es wird dabei zwischen laminaren und turbulenten Strömungen unterschieden. Der Wechsel von laminarer zu turbulenter Strömung einer Rohrströmung erfolgt bei einer kritischen *Reynolds*-Zahl (siehe Gleichung 4.24) von  $Re_{kr} = \frac{w \cdot d_{hyd}}{\nu} = 2300$  [24]. Für **laminare** Strömungen gilt der Zusammenhang:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \cdot \varphi. \quad (4.55)$$

Der Beiwert  $\varphi$  beschreibt bei einer Laminarströmung den Einfluss der Abweichung des Querschnitts von der Kreisform [61].

Im Bereich der **turbulenten** Strömung macht sich der Einfluss der Rauigkeit der Rohrwand bemerkbar. Für technisch glatte Oberflächen im Bereich  $3000 < Re < 10^5$  ergibt sich nach *Blasius*:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (4.56)$$

während für  $Re > 10^6$  mit der Gleichung von *Prandtl* und *v. Kármán* gerechnet wird:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.8 + 2 \lg(Re \sqrt{\lambda}). \quad (4.57)$$

Für den Übergangsbereich und für raue Rohrwände finden sich entsprechende empirische Gleichungen in [61].

Die Ursache von Strömungsverlusten sind auch Ausströmvorgänge aus Behältern über scharfkantige Mündungen und Blenden. Im Falle eines Ausfließens durch eine im Verhältnis zum Behälterquerschnitt kleine Öffnung wandelt sich die Druck- und Wärmeenergie im Behälter in die kinetische Energie des Strahls um. Bei Mündungen tritt durch die Verengung des Querschnitts an einer scharfkantigen Öffnung eine Strahlkontraktion ein. Der ausströmende Massenstrom berechnet sich nach [9] mit:

$$\dot{m} = \mu \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot p_i \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (4.58)$$

als Funktion vom Verhältnis des Außendruckes zum Innendruck  $\frac{p_a}{p_i}$ . Der Ausdruck:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (4.59)$$

wird als *Ausflussfunktion* und  $\mu$  als *Ausflusszahl* bezeichnet. Die Ausflusszahl ist von der Form der Ausflussöffnung abhängig und wird als das Produkt der Kontraktionszahl  $\alpha$  und des Geschwindigkeitsbeiwertes  $\varphi$  berechnet ( $\mu = \alpha \cdot \varphi$ ). Werte für  $\alpha$  und  $\varphi$  finden sich in [9]. Für gut abgerundete Öffnungen kann  $\mu \approx 1$  angenommen werden, während für scharfkantige Öffnungen gilt:  $\mu = 0.59$  bis 0.62.

## 4.5 Messtechnik

Die Fehleranalyse der Streuung von Messwerten beruht auf der mathematischen Statistik. Nach [63] kann der arithmetische Mittelwert eines Datensatzes nach der Formel:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (4.60)$$

bei  $n$  gleichwertigen Messungen berechnet werden. Die Standardabweichung  $s$  ergibt sich aus der Varianz der Stichprobe  $s^2$  nach:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \text{ für } (n > 1). \quad (4.61)$$

Die Standardabweichung  $s$  ist dabei ein Maß für die Streuung der Messwerte um den Mittelwert, ausgehend von einer Stichprobe. Sie berechnet den mittleren quadratischen Fehler der Einzelmessung.

## 4.6 Erhaltungsgleichungen

Im Gegensatz zur Festkörperdynamik wird in der Strömungsmechanik keine Kontrollmasse (KM), sondern ein Kontrollvolumen (KV) betrachtet. Dabei ist es notwendig die Gleichungen für die Massen- und Impulserhaltung einer KM, auf eine Betrachtung im KV umzuformulieren. Dafür werden die intensiven Größen, wie die Dichte  $\rho$  (Masse pro Einheitsvolumen) und die Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  (Impuls pro Einheitsmasse), die unabhängig von der Menge des Fluids sind, verwendet. Die Einführung der Erhaltungsgleichungen für ein fixiertes KV findet sich in den nachfolgenden Abschnitten. Diese beruhen auf den Ausführungen in [22] und [44].

### 4.6.1 Massenerhaltung

Die Kontinuitätsgleichung 4.51 beschreibt die Massenerhaltung. Für die Integralform gilt:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_A \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = 0. \quad (4.62)$$

Darin sind  $V$  das KV,  $A$  die geschlossene Oberfläche des KV und  $\mathbf{v}$  der Geschwindigkeitsvektor. Der Einheitsvektor  $\mathbf{n}$  ist senkrecht zur Oberfläche und nach außen gerichtet. Das Oberflächenintegral aus Gleichung 4.62 wird in ein Volumenintegral transformiert, woraus sich die koordinatenfreie Differentialform der Kontinuitätsgleichung ergibt:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) = 0. \quad (4.63)$$

Die Gleichung 4.63 kann in jedem Koordinatensystem in eine entsprechende Differentialform umgewandelt werden. Mit den kartesischen Koordinaten  $(x, y, z)$  und den kartesischen Komponenten  $(u, v, w)$  des Geschwindigkeitsvektors  $\mathbf{v}$  resultiert:

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t}}_a + \underbrace{\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}}_b = 0. \quad (4.64)$$

Darin ist (a) der Term der zeitlichen Masseänderung infolge Dichteänderung, der gleich der Summe der in das KV ein- und austretenden Massenströme (b) ist.

### 4.6.2 Impulserhaltung

Für stationäre KV gilt die integrale Form der Impulsgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_A \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \sum \mathbf{f}. \quad (4.65)$$

Die Summe der Kräfte  $\mathbf{f}$ , die auf das Fluid im KV wirken, werden durch intensive Eigenschaften ausgedrückt. Diese Kräfte können in Oberflächen- und Volumenkräfte unterteilt werden [22]. Mit

der einzigen Volumenkraft, die aus der Erdbeschleunigung  $\mathbf{g}$  resultiert, ergibt sich aus der Impulserhaltungsgleichung 4.65:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \varrho \mathbf{v} dV + \int_A \varrho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \underbrace{\int_A \mathbf{T} \cdot \mathbf{n} dA}_{\text{Oberflächenkraft}} + \underbrace{\int_V \varrho \mathbf{g} dV}_{\text{Volumenkraft}}, \quad (4.66)$$

mit  $\mathbf{T}$  als Spannungstensor, der die Oberflächenkräfte infolge des Druckes und der Reibung ausdrückt. Die koordinatenunabhängige Differentialform der Impulsgleichung lautet damit:

$$\frac{\partial \varrho \mathbf{v}}{\partial t} + \operatorname{div}(\varrho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \operatorname{div} \mathbf{T} + \varrho \mathbf{g}. \quad (4.67)$$

Für die kartesische Form gilt:

$$\frac{\partial(\varrho u_i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\varrho u_i \mathbf{v}) = \operatorname{div} \mathbf{t}_i + \varrho g_i, \quad (4.68)$$

mit  $u_i$  als den kartesischen Geschwindigkeitskomponenten und  $\mathbf{t}_i$  als kartesischer Vektor von  $\mathbf{T}$ , der die Oberflächenkräfte ausdrückt.

### 4.6.3 Skalare Erhaltungsgleichungen

Die allgemeine Erhaltungsgleichung für eine skalare Größe  $\phi$  kann durch:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \varrho \phi dV + \int_A \varrho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \sum q_\phi, \quad (4.69)$$

dargestellt werden. Darin steht  $q_\phi$  für den diffusiven Transport sowie Quellen oder Senken von  $\phi$ . Diffusion ist immer vorhanden. Diese wird durch folgende Gradienten-Approximation beschrieben:

$$q_\phi^d = \int_A \Gamma \operatorname{grad} \phi \cdot \mathbf{n} dA. \quad (4.70)$$

Beispiele dafür sind das *Fick'sche* Gesetz der Massendiffusion aus Gleichung 4.36 oder das *Fourier'sche* Gesetz der Wärmeleitung in Gleichung 4.19. In Gleichung 4.70 ist  $\Gamma$  eine von der Temperatur und vom Druck abhängige Größe, wie der Diffusionskoeffizient  $D$  oder die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ . Die allgemeine Transportgleichung folgt damit zu:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \varrho \phi dV + \int_A \varrho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \underbrace{\int_A \Gamma \operatorname{grad} \phi \cdot \mathbf{n} dA}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S dV}_{\text{Quellen/Senken}}. \quad (4.71)$$

Die koordinatenunabhängige Form lautet:

$$\frac{\partial(\varrho \phi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\varrho \phi \mathbf{v}) = \operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad} \phi) + S. \quad (4.72)$$

In kartesischen Koordinaten und Indeschreibweise erhält man aus Gleichung 4.72:

$$\frac{\partial(\varrho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S. \quad (4.73)$$

Als Beispiel für eine Skalartransportgleichung kann die **Energiegleichung** genannt werden. Die vereinfachte Form der Transportgleichung der thermischen Energie:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho h \, dV + \int_A \rho h \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} \, dA = \int_A \lambda \operatorname{grad} T \cdot \mathbf{n} \, dA, \quad (4.74)$$

für inkompressible Strömungen in [22], vernachlässigt den Quellterm. Wird eine konstante spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  in J/kg K angenommen, resultiert mit der Beziehung für die Enthalpie  $h = c_p \cdot T$  in J/kg und  $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$  in Gleichung 4.25:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho T \, dV + \int_A \rho T \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} \, dA = \int_A \frac{\eta}{Pr} \operatorname{grad} T \cdot \mathbf{n} \, dA. \quad (4.75)$$

Die Gleichung für die **Konzentration** von chemischen Spezies hat die gleiche Form, wenn  $T$  durch die Konzentration  $c$  und  $Pr$  durch die Schmidt-Zahl  $Sc = \nu/D$  ersetzt wird. Damit erhält man:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho c \, dV + \int_A \rho c \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} \, dA = \int_A \frac{\eta}{Sc} \operatorname{grad} c \cdot \mathbf{n} \, dA. \quad (4.76)$$

## 4.7 Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik

In Abschnitt 4.6 wurden die strömungsmechanischen Grundgleichungen eingeführt. Diese sind nur in wenigen einfachen Fällen analytisch lösbar. Zur Lösung sind daher Vereinfachungen nötig, bei denen empirische- bzw. aus Experimenten gewonnene Angaben und die Dimensionsanalyse eine wichtige Rolle spielen. Bei der Dimensionsanalyse werden aus Experimenten Korrelationsformeln abgeleitet, die auch für andere Anwendungsfälle gelten.

Als Alternative bzw. Ergänzung zur rein experimentellen Arbeit bietet sich die numerische Lösung der strömungsmechanischen Grundgleichungen an. Dazu können mittels CFD die Strömungsvorgänge in der zu untersuchenden Geometrie berechnet werden. Die Simulationsergebnisse sind dabei kritisch zu betrachten und durch geeignete Messungen zu validieren. Simulationen stellen immer nur Näherungslösungen der Ausgangsgleichungen mit einem Diskretisierungsfehler dar. Nach erfolgter Definition der relevanten physikalischen Gleichungen für die Massen, den Impuls und die skalare Größen muss die *Diskretisierungsmethode* gewählt werden. Diese überführt die Ausgangsgleichungen in ein lösbares algebraisches Gleichungssystem. Die zum Beispiel für die Modellbildung in Kapitel 6 verwendete CFD-Software STAR-CD, benutzt dafür die FVM, die nachfolgend beschrieben wird [15], [16], [22], [44]. Weitere Diskretisierungsverfahren, wie das Finite-Differenzen-, oder das Finite-Elemente-Verfahren werden in [22] ausführlich erläutert.

Mit STAR-CD ist es möglich Strömungen, Wärme- und Stofftransportprobleme, chemische Reaktionen und Verbrennungen zu simulieren [15], [16]. Es besteht aus dem Pre- und Post-Prozessor PROSTAR und dem Berechnungsprogramm STAR (Simulation of Turbulent flow in Arbitrary Regions). Bei der Definition des Lösungsgebietes können mit STAR-CD beliebige Kombinationen von Wärme- und Stoffflussfeldern in Fluiden, Wärmeflüsse durch Festkörper oder Strömungen durch poröse Medien ausgewählt werden.

### 4.7.1 Finite-Volumen-Methode

Die integralen Formen der Erhaltungsgleichungen dienen der FVM als Ausgangspunkt. So gilt zum Beispiel für die allgemeine Beschreibung des Skalartransportes aus Gleichung 4.71 für stationäre Zustände:

$$\int_A \rho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_A \Gamma \operatorname{grad} \phi \cdot \mathbf{n} dA + \int_V S dV. \quad (4.77)$$

Zur Lösung der Erhaltungsgleichungen wird die Geometrie in eine endliche Zahl kleiner, nicht-überlappender KV unterteilt. Diese KV können beliebige Form haben, wobei sich für einfache Geometrien strukturierte Gitter eignen, die in ihrer einfachsten Anwendung Rechtecke (2D) oder Quader (3D) sind. Die Rechenpunkte liegen in der Mitte eines KV. Zusätzlich zu den Rechenpunkten werden auch die Randpunkte festgelegt, wo die Randbedingungen definiert werden. Erfolgt zuerst die Definition des KV, liegen diese Randpunkte in der Mitte der Rand-KV-Seiten.

Die Gleichung 4.77 gilt für das gesamte Lösungsgebiet und für jedes einzelne KV. Werden alle KV-Gleichungen addiert, kürzen sich alle Flüsse über die KV-Flächen, da sie in zwei benachbarten KV mit jeweils umgekehrten Vorzeichen vorliegen. Dies kann durch die Bildung der Flächenintegrale mit dem Einheitsvektor  $\mathbf{n}$  in Richtung der äußeren Normalen zum KV-Rand (siehe Abbildung 4.2) begründet werden. An allen gemeinsamen Flächen für zwei KV sind die Integrale vom Betrag gleich groß. Allerdings zeigt  $\mathbf{n}$  jeweils in die entgegengesetzte Richtung. Damit haben die berechneten Integrale umgekehrte Vorzeichen und heben sich auf. Die Summe der KV-Gleichungen ist daher eine Integralgleichung für das gesamte Lösungsgebiet und unabhängig von der Feinheit des Gitters. Dies wird als konservatives Verhalten bezeichnet.

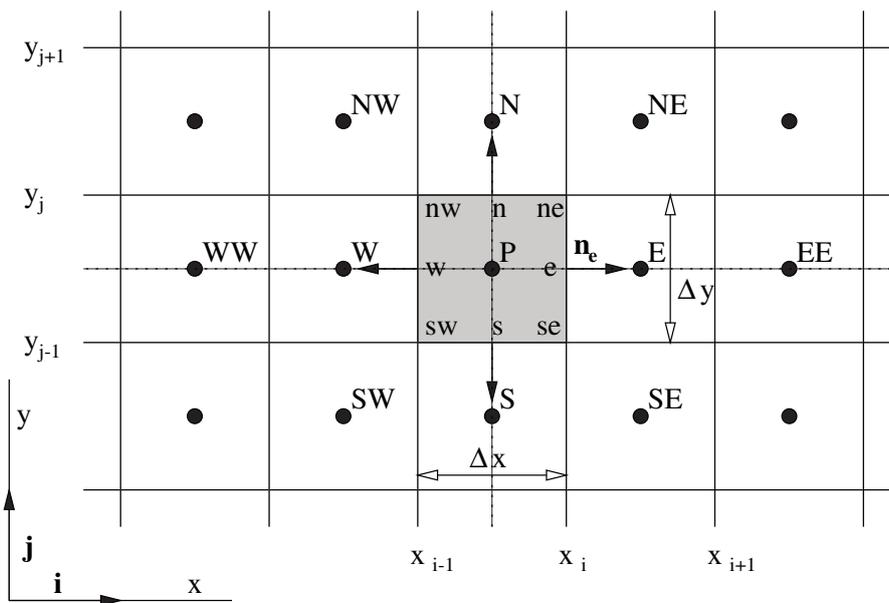


Abbildung 4.2: Rechteckiges 2D - KV mit Rechen- und Randpunkten [22]

Durch die Approximation der Integrale resultiert pro KV eine algebraische Gleichung. Diese enthält neben dem Variablenwert im KV-Zentrum einige Unbekannte der Variablen aus benachbarten KV-Zentren. Für die KV-Anzahl  $n$  resultiert daraus ein System von  $n$  Gleichungen mit  $n$  Unbekannten, das numerisch gelöst werden kann.

#### 4.7.1.1 Approximation der Flächenintegrale

Ein KV ist im 3D-Raum ein Objekt mit sechs Oberflächen. Für zu untersuchende 2D-Probleme ist die dritte Dimension eine Einheit. Dabei sind alle Variablen nur Funktionen von zwei Ortskoordinaten und ändern sich in der dritten Richtung nicht. Auf der Front- und Rückseite des KV ergeben sich aus Gleichung 4.77 gleich große Flächenintegrale, die allerdings umgekehrte Vorzeichen besitzen, da die Richtungen ihrer äußeren Normalen entgegengesetzt sind. Sie kürzen sich und fallen bei der Integration weg.

Wie in Abbildung 4.2 dargestellt ist, betrachtet man daher bei der numerischen Bestimmung der Flächenintegrale die vier ebenen Seiten  $e, w, n$  und  $s$  des rechteckigen KV.

Das gesamte Oberflächenintegral wird als Summe der Integrale über die vier Seitenflächen ausgedrückt:

$$\int_A f dA = \sum_k \int_{A_k} f dA, \quad k = e, w, n, s. \quad (4.78)$$

Dabei beschreibt  $f$  stellvertretend den konvektiven ( $\rho\phi\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}$ ), bzw. den diffusiven ( $\Gamma \text{ grad}\phi \cdot \mathbf{n}$ ) Flussvektor. Wird numerisch integriert, muss der Wert der zu integrierenden Funktion an einer oder mehreren Stellen innerhalb des Integrationsintervalls bekannt sein. Die Variablenwerte werden im KV-Zentrum gespeichert. Deshalb liegen sie an der KV-Oberfläche in keinem Punkt vor und müssen dann durch zusätzliche Interpolationen aus den jeweiligen Werten in den benachbarten KV-Zentren ermittelt werden.

Bei der einfachsten Integralapproximation wird der Wert der zu integrierenden Funktion als das Produkt des Mittelwerts der KV-Seite und der Fläche angenommen. Als Beispiel für die  $e$ -Seite folgt eine Approximation 2. Ordnung:

$$F_e = \int_{A_e} f dA = \bar{f}_e A_e \approx f_e A_e. \quad (4.79)$$

Eine weitere Approximation 2. Ordnung benutzt die Werte in den Ecken des KV:

$$F_e = \int_{A_e} f dA \approx \frac{A_e}{2} (f_{ne} + f_{se}). \quad (4.80)$$

Weitere Beispiele für Approximationen auch höherer Ordnung finden sich in [22].

#### 4.7.1.2 Approximation der Volumenintegrale

Die einfache Näherung des Volumenintegrals in Gleichung 4.77 resultiert aus der Annahme, dass der Wert der zu integrierenden Größe im KV-Zentrum den Mittelwert über das gesamte KV darstellt.

Dann gilt:

$$Q_P = \int_V q dV = \bar{q} \Delta V \approx q_P \Delta V, \quad (4.81)$$

mit  $q_P$  als Wert von  $q$  im Punkt P (siehe Abbildung. 4.2). Dies ist eine Approximation 2. Ordnung. Sie ist fehlerfrei, wenn  $q$  konstant ist oder im KV linear variiert. Approximationen höherer Ordnung finden sich wieder in [22].

### 4.7.1.3 Interpolation der Variablenwerte an der KV-Oberfläche

Wie in Abschnitt 4.7.1.1 erläutert, werden zur Approximation der Flächenintegrale die Werte der normalen Komponente des Flussvektors in der Mitte oder in den Ecken der KV-Seiten benötigt. Dafür gibt es verschiedene Interpolationsverfahren. Zwei der am meisten verbreiteten Interpolationsmethoden werden nachfolgend erläutert.

Das *Upwind Differencing Scheme (UDS)* interpoliert zum Beispiel den Wert der zu integrierenden Größe  $\phi$  an der Stelle  $e$  durch den Wert im stromaufwärts liegenden KV-Zentrum. Abhängig von der Strömungsrichtung gilt damit im UDS für  $\phi_e$ :

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P & \text{für } (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n})_e > 0, \\ \phi_E & \text{für } (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n})_e < 0. \end{cases} \quad (4.82)$$

Dies ist die einzige Interpolation, bei der nie oszillatorische Lösungen auftreten können. Allerdings ist nach [22] numerische Diffusion möglich. Wird  $\phi$  in der Umgebung des Punktes  $P$  durch eine Taylorreihe ausgedrückt, ergibt sich für die Stelle  $e$ :

$$\phi_e = \phi_P + (x_e - x_P) \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P + \frac{(x_e - x_P)^2}{2} \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P + H. \quad (4.83)$$

Darin steht  $H$  für Terme höherer Ordnung. Vergleicht man die Taylorreihe mit Gleichung 4.82, so ist zu erkennen, dass die UDS-Interpolation nur den ersten Term auf der rechten Seite berücksichtigt und daher eine Approximation 1. Ordnung ist. Der führende vernachlässigte Term ist proportional zur Gittergröße  $\Delta x$  und entspricht einem Diffusionsstrom, der an der Seite  $e$  folgende Form hat:

$$q_e^d = \Gamma_e \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e. \quad (4.84)$$

Der Koeffizient für die numerische oder auch "falsche" Diffusion berechnet sich mit:

$$\Gamma_e^{num} = \frac{(\rho u)_e \Delta x}{2}. \quad (4.85)$$

Für sehr feine Gitter ist der Fehler beim UDS-Verfahren zu vernachlässigen.

Eine weitere Approximation für  $\phi_e$  ist die lineare Interpolation zwischen den Werten in  $P$  und  $E$ :

$$\phi_e = \phi_E \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} + \phi_P \left( 1 - \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \right), \quad (4.86)$$

die als *Central Differencing Scheme (CDS)* bezeichnet wird [22]. Für die Taylorreihenentwicklung von  $\phi_e$  um den Punkt  $P$  folgt:

$$\phi_e = \phi_E \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} + \phi_P \left( 1 - \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \right) - \frac{(x_e - x_P)(x_E - x_e)}{2} \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P + H. \quad (4.87)$$

Bei dem Vergleich der Gleichungen 4.88 und 4.87 erkennt man, dass die CDS-Interpolation aus den beiden ersten Termen der Taylorreihe besteht und folglich eine Näherung 2. Ordnung ist. Sie wird in [22] als bester Kompromiß zwischen Genauigkeit und Einfachheit bezeichnet. Ein großer Vorteil ist, dass unabhängig von der Dimensionalität des Problems immer zwischen zwei Knotenwerten interpoliert wird.

Für gleichförmige Gitter, wie in Abbildung 4.2, vereinfacht sich das CDS-Verfahren zu:

$$\phi_e = \frac{(\phi_P + \phi_E)}{2}. \quad (4.88)$$

Es gibt noch weitere Approximationen höherer Ordnung, die ein quadratisches oder kubisches Polynom als Interpolationsgrundlage benutzen. Als Beispiel sei die Quadratic Upwind Interpolation (QUICK) genannt, welche eine aufwindsgewichtete quadratische Interpolation durchführt. Eine ausführliche Beschreibung der verschiedenen Methoden findet sich in [16] und [22].

#### 4.7.1.4 Implementierung der Randbedingungen

Die Flächenintegrale am Rand des Lösungsgebietes werden gesondert behandelt. Entweder werden sie vorgegeben, oder durch eine zusätzliche Bedingung definiert, womit es möglich ist diese Flüsse nur durch die Variablenwerte in den KV-Zentren und durch eventuell vorgegebene Variablenwerte in den Randpunkten auszudrücken.

### 4.7.2 Linearisierung der Quellterme

Die in den Transportgleichungen (siehe Gleichung 4.72) enthaltenen Quellterme ermöglichen es dem Anwender beliebige Quellen- oder Senken, zum Beispiel für die Enthalpien oder Massen, zu implementieren. Der Quellterm  $S$  ist oft von den zu lösenden Strömungsgrößen  $\phi$  abhängig, weshalb die diskretisierten Gleichungen mit eingefügtem Quellterm iteriert werden. Zur Vereinfachung und Reduzierung des Rechenaufwandes wird der häufig nichtlineare Quellterm linearisiert. Nach [44] wird die Beziehung  $S \sim \phi$  mit einem konstanten Teil  $S_C$  und einem von der Strömungsgröße abhängigen Teil  $S_P$  linearisiert. Damit ergibt sich:

$$S = S_C + S_P \cdot \phi_P. \quad (4.89)$$

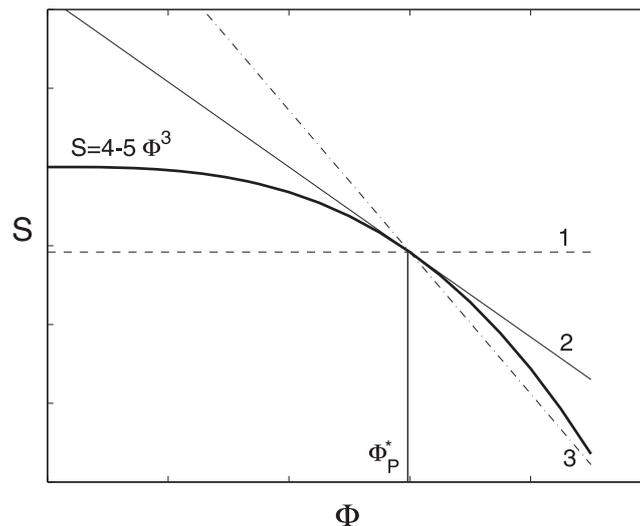
Bei der Linearisierung sind bestimmte Grundregeln einzuhalten, damit eine Divergenz der Lösung verhindert wird. Eine der wichtigsten Forderungen ist, dass  $S_P$  negativ sein muss. Ist dies nicht der Fall, steigt bei einer Erhöhung von  $\phi$  der Quellterm  $S$ . Dann könnte wiederum  $\phi$  steigen, wenn dieser Wert nicht verringert werden kann. Daraufhin würde wiederum der Quellterm steigen usw. Im Laufe des weiteren Iterationsprozesses führt dieses Verhalten zur Divergenz der Lösung.

Es gibt verschiedene Wege um  $S$  in die entsprechenden Teile  $S_C$  und  $S_P$  zu zerlegen. In [44] sind verschiedene Beispiele aufgeführt. Exemplarisch wird an dieser Stelle das Vorgehen im Falle eines Quellterms  $S = 4 - 5\phi^3$  erläutert. Die möglichen Linearisierungen sind in Abbildung 4.3 dargestellt und ergeben sich wie folgt:

1.  $S_C = 4 - 5\phi_P^{*3}$ ,  $S_P = 0$ . Dabei bezeichnet  $\phi_P^*$  der Wert der vorhergehenden Iteration von  $\phi_P$ . Dieser Ansatz beinhaltet keine Abhängigkeit des Quellterms von der aktuellen Strömungsgröße. Dadurch wird die Konvergenz verzögert. Allerdings eignet sich dieses Vorgehen bei sehr komplexen Quelltermen, oder wenn kein negativer  $S_P$ -Wert generiert werden kann.
2.  $S_C = 4 + 10\phi_P^{*3}$ ,  $S_P = -15\phi_P^{*2}$ . Der nichtlineare Quellterm wird bei dieser Linearisierung durch eine Tangente beschrieben. Die Linearisierungskoeffizienten ergeben sich durch die Bestimmung der Tangente am zugehörigen Funktionswert:

$$S = S^* + \left(\frac{dS}{d\phi}\right)^* (\phi_P - \phi_P^*) = 4 - 5\phi_P^{*3} - 15\phi_P^{*2}(\phi_P - \phi_P^*) = 4 + 10\phi_P^{*3} - 15\phi_P^{*2}\phi_P. \quad (4.90)$$

3.  $S_C = 4 + 20\phi_P^{*3}$ ,  $S_P = -25\phi_P^{*2}$ . Diese Linearisierung ist steiler als die unter 2. betrachtete Tangente. Dadurch sind die Schwankungen während des Iterationsprozesses im Quellterm größer und die Konvergenz der Lösung verlangsamt sich.



**Abbildung 4.3:** Mögliche Linearisierungen des Quellterms  $S = 4 - 5\phi^3$  [44]

### 4.7.3 Lösung linearer Gleichungssysteme

Die Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen mit der FVM wurde in Abschnitt 4.7.1 erläutert. Mit der Diskretisierung ergibt sich aus den nichtlinearen Ausgangsgleichungen ein linearisiertes algebraisches Gleichungssystem, was iterativ gelöst werden muss. In Matrizenform dargestellt, folgt für das zu lösende Gleichungssystem:

$$A\phi = \mathbf{Q}. \quad (4.91)$$

Darin sind  $\phi$  die Vektormatrix der Unbekannten der Länge  $n$  und  $n$  die Anzahl der inneren Gitterpunkte,  $A$  eine dünnbesetzte, quadratische  $n \times n$  Koeffizientenmatrix und  $\mathbf{Q}$  die Vektormatrix der Quellterme. Unabhängig von der verwendeten Linearisierungsmethode wird die Koeffizienten- und die Quellmatrix zunächst abgeschätzt und während des iterativen Lösungsprozesses verbessert. Man unterscheidet die *inneren Iterationen* für ein lineares Gleichungssystem, und *äußere Iterationen*, die durch die Aktualisierung der Koeffizienten- und Quellmatrizen die Nichtlinearität und die Kopplung der Ausgangsgleichungen berücksichtigen. Die iterative Lösung ist ausreichend, da der Diskretisierungsfehler normalerweise größer als die Rechengenauigkeit des Computers ist.

Zur Erläuterung der iterativen Lösungsmethode wird die exakte Lösung des algebraischen Gleichungssystems 4.91 mit  $\phi$  bezeichnet. Nach  $n$  Iterationen existiert eine Näherungslösung  $\phi^n$ . Diese erfüllt die Gleichung 4.91 nicht ganz und es existiert ein Residuum  $\rho^n$ , das ungleich Null ist:

$$A\phi^n = \mathbf{Q} - \rho^n. \quad (4.92)$$

Aus der Subtraktion der Gleichung 4.92 von Gleichung 4.91 resultiert der Iterationsfehler:

$$\epsilon^n = \phi - \phi^n, \quad (4.93)$$

mit  $\phi$  als konvergenter Lösung und dem Residuum:

$$A\epsilon^n = \rho^n. \quad (4.94)$$

Ziel der Iteration ist es, das Residuum, und damit den Iterationsfehler, zu minimieren. In dem in dieser Arbeit verwendeten FVM-Programm STAR-CD wird die Residuumtoleranz angegeben. Dabei werden die einzelnen Residuen über das gesamte Gitter summiert, mit einem Faktor  $M_\phi$  [16] normiert und als absolute Residuensumme angegeben:

$$R_\phi = \frac{\sum |\rho^n|}{M_\phi}. \quad (4.95)$$

Unterschreitet das genormte Residuum einen vorher zu definierenden Wert, bricht der Iterationsprozess ab und man erhält eine konvergente Lösung.

Um die Lösung zu stabilisieren, und damit Divergenz zu verhindern, kann es hilfreich sein bei den äußeren Iterationen die Veränderung jeder Variablen, von einem Iterationsschritt zum nächsten, zu begrenzen. Dies wird als *under-relaxation* bezeichnet [22].

*Instationäre Strömungen* haben als vierte Koordinatenrichtung die Zeit  $t$ . Die Zeit wird wie der Raum diskretisiert. Der Hauptunterschied zwischen den Koordinaten des Ortes und der Zeit liegt in der Beeinflussungsrichtung. Bei der Änderung der Strömung zu einem bestimmten Zeitpunkt wird die Strömung nur im Folgenden und nicht zu einem vorhergehenden Zeitpunkt beeinflusst. Außer den Anfangsbedingungen können daher bei späteren Zeiten nur noch die Randbedingungen vorgegeben werden. Dem Charakter der Zeit entsprechend, basieren alle Lösungsmethoden auf Schrittverfahren. Für stationäre Strömungen wurde im Abschnitt 4.7.1 die Diskretisierung der konvektiven und diffusiven Flüsse sowie der Quellterme eingeführt. Diese Terme können auch für instationäre Strömungen gelöst werden. Dabei ist festzulegen, zu welcher Zeit Flüsse und Quellterme bestimmt werden sollen. Mit der skalaren Transportgleichung 4.72, wobei alle Terme außer der Zeitableitung auf die rechte Seite geschrieben wurden, erhält man:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = -\text{div}(\rho\phi\mathbf{v}) + \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S. \quad (4.96)$$

Die Terme auf der rechten Seite werden als Funktion  $f(t, \phi(t))$  zusammengefasst betrachtet. Die Ermittlung der einzelnen konvektiven, diffusiven und Quellterm-Teile erfolgt mit unterschiedlichen Methoden. Als *explizit* werden Verfahren bezeichnet, wenn die Terme direkt aus bekannten Variablenwerten berechnet werden. Im Gegensatz beinhalten die *impliziten* Methoden eine Diskretisierung der Terme, die jeweils eine algebraische lineare Gleichung zur Folge hat. Diese kann dann durch die Beträge des Zeitterms ergänzt, und meist iterativ für jeden einzelnen Zeitschritt gelöst werden. Die ausführliche Beschreibung der verschiedenen Methoden findet sich in [16] und [22].

#### 4.7.4 Lösungsverfahren

Die in Abschnitt 4.7.1 beispielhaft eingeführten Diskretisierungsprinzipien für die skalare Erhaltungsgleichung 4.77 gelten auch für die Impuls- und Massenerhaltungsgleichungen. Diese werden zusammen als *Navier-Stokes-Gleichungen* bezeichnet, die das Gleichgewicht zwischen den Trägheitskräften und den Volumen-, Druck- und Reibungskräften beschreiben. Die in den *Navier-Stokes-Gleichungen* enthaltenen Terme sind zum größten Teil auch in der allgemeinen Erhaltungsgleichung vorhanden. Darin sind Teile für Konvektion und Diffusion, sowie die allgemeinen Quellterme enthalten. Der Druckterm fehlt in der skalaren Transportgleichung. Ohne unabhängige Gleichung für die Berechnung des Druckes wird die Lösung des Gleichungssystems erschwert.

Die Impulsgleichungen eignen sich zur Berechnung der Geschwindigkeitskomponenten, weshalb für die Bestimmung des Druckes nur die Kontinuitätsgleichung bleibt. Da darin der Druck nicht enthalten ist, erfordert dies eine Kombination aus Impuls- und Kontinuitätsgleichung. Für inkompressible Strömungen kann der absolute Druck vernachlässigt werden. Die Strömung wird dann nur vom Druckgradienten beeinflusst. Wird ein Druckfeld aufgebaut, das die Kontinuitätsgleichung erfüllt, kann eine Kopplung zwischen den Gleichungen erreicht werden. Die Lösung der diskretisierten gekoppelten Gleichungen kann wiederum durch spezielle iterative Berechnungsmethoden erfolgen.

Für transiente Probleme eignet sich der *PISO*-Algorithmus, während stationäre Fälle hauptsächlich mit dem *SIMPLE*-Algorithmus berechnet werden [15], [16], [22], [44].



# Kapitel 5

## Systemsimulationen der Strömungen im Rumpfquerschnitt

In Abschnitt 2.1 wurden die Ursachen und Auswirkungen der Kondensation und der Wasseransammlung im Flugzeug erläutert. Dabei konnte die aktive Belüftung in der Crown Area als Möglichkeit der Reduktion der Probleme, die durch die Kondensatbildung entstehen, identifiziert werden (siehe Abschnitt 2.2). Die Simulation der Belüftung soll dabei untersuchen, wie sie sich auf die Verteilung der Luftströmungen im Rumpf und auf die Kondensatbildung im Wandbereich auswirkt. CFD-Simulationen kommen aufgrund der Komplexität der Rumpfgeometrien und der unbekanntenen Randbedingungen nicht in Frage (siehe Abschnitt 2.3), weshalb auf globale Modelle zurückgegriffen wird. Diese können wiederum die Randbedingungen für zukünftige lokale CFD-Teilmodelle im Flugzeug ermitteln.

Bisher wurde in [51] ein globales Modell der trockenen Luftmassen- und Enthalpieströme im Rumpf realisiert (siehe Abschnitt 2.4), das mit dem *blockorientierten* Programm SIMULINK erstellt wurde. Das in Abbildung 2.7 dargestellte Modell hat den Nachteil, dass das zu Grunde liegende physikalische Modell nicht erkennbar ist, bzw. durch die erforderliche zusätzliche Erweiterung des Modells um die Bilanzierung feuchter Luft, noch komplexer wird. Zudem treten bei thermo-hydraulischen Systemen, die mit der blockorientierten Methode und Übertragungsfunktionen modelliert werden, häufig numerische Probleme auf, da Stoff- und Enthalpieströme betrachtet werden, wo die Signalflussrichtung nicht mit der Strömungsrichtung übereinstimmen muss [45].

Besser geeignet sind *deklarative* Methoden, wo die für das Simulationsproblem notwendigen Gleichungen mittels eines symbolischen Formelmanipulators automatisch erstellt werden. Damit können Ein- und Ausgabegrößen beliebig vertauscht und mit den selben Modellen unterschiedliche Fragestellungen, wie Auslegung, Betriebsverhalten oder Reglerentwurf, untersucht werden [41]. Dadurch wird ein hierarchischer und modularer Aufbau der Modelle möglich, der bei einer geeigneten Struktur die Wiederverwendung und Erweiterbarkeit unterstützt [45]. Im Hinblick auf die mögliche Erweiterung des in diesem Kapitel beschriebenen vereinfachten Rumpfmodells auf ein zukünftiges Gesamtströmungsmodell im Flugzeug, bietet daher der deklarative Ansatz entscheidende Vorteile. In

[48] findet sich ein Vergleich zwischen der block- und gleichungsorientierten deklarativen Methode am Beispiel der Modellierung eines Dieselmotors. Für die Umsetzung der deklarativen Modellierung wurde darin die objektorientierte Modellierungssprache MODELICA [40] ausgewählt, die in Verbindung mit der Simulationsumgebung DYMOLA [21] genutzt wird. Diese Sprache ist für die multidisziplinäre Systemsimulation konzipiert, mit der zum Beispiel mechatronische oder thermohydraulische Systeme erfolgreich modelliert werden konnten [43], [45].

In diesem Kapitel erfolgt die Einführung in DYMOLA/MODELICA, die Beschreibung der Modellerstellung und der durchgeführten Simulationen, die Verifikation sowie die Vorstellung von Messergebnissen zur Validierung der Modelle.

## 5.1 Einführung in die objektorientierte Modellierung

Zur Simulation von technischen Systemen ist es erforderlich, die realen Verhältnisse und Vorgänge für eine numerische Lösung in ein mathematisches Modell zu überführen. Das zu simulierende System der Strömungen im Rumpfquerschnitt ist sehr komplex und setzt sich aus vielen verschiedenen Komponenten zusammen (siehe Kapitel 3). Daher ist es sinnvoll das Gesamtsystem in einzelne Komponenten aufzuteilen, um die Eigenschaften jeder Komponente mit einer mathematischen Beschreibung zu modellieren. Dabei können technische Größen, wie zum Beispiel Geometrien, Leistungsdaten, Start- und Randwerte, noch nicht festgelegt werden. Die sich dabei ergebenden Modelle beinhalten daher nur die physikalischen Eigenschaften. Erst mit der Vorgabe der variabel gehaltenen Größen wird aus dem Modell eine Abbildung der realen Komponente. Die abschließende Validierung anhand von Messdaten überprüft das Verhalten der Komponente im Vergleich zum realen System.

Die *objektorientierte Modellierung* generell rückt das *Objekt* in das Zentrum der Modellierung, um den real vorhandenen Gegenstand zu beschreiben. Dieser Gegenstand verfügt über spezifische Merkmale, die durch *Attribute* gekennzeichnet werden. Der Gegenstand kann Methoden oder Funktionen ausführen, die eine Änderung der Attribute des Objektes bewirken. Diese Eigenschaften der realen Komponente werden im Objektmodell abgebildet. Über die direkte Abbildung der Wirklichkeit hinaus ist eine Abstrahierung möglich, indem gemeinsame Eigenschaften von Gegenständen in abstrakten Objekten, den *Klassen*, zusammengefaßt werden. Der objektorientierte Ansatz unterstützt die Modularisierung komplexer großer Systeme, die wie schon beschrieben hierarchisch erfolgen kann und das Gesamtsystem in Teilmodule zerlegt. Man spricht dabei von *Struktur* und *Dekomposition* [56], welche die Ordnung des Systems kennzeichnen. Als Struktur kann die definierte Wechselwirkung der Komponenten des Systems untereinander und mit der Umgebung bezeichnet werden. Die Dekomposition beschreibt das Zerlegen von Systemen in Teilsysteme, die wiederum in Wechselwirkung zueinander stehen und ebenfalls erneut aufgegliedert werden können. Neben der hier verwendeten Modellierung mit DYMOLA/MODELICA gibt es noch andere objektorientierte Simulationssprachen, wie zum Beispiel OMOLA, SMILE oder C++. Mit SMILE wurden in [41] Kraft-

werkskomponenten modelliert. Die Objektorientiertheit verbessert die Softwarequalität die durch die Kriterien Robustheit, Wiederverwendbarkeit und Erweiterbarkeit gekennzeichnet ist. Es kann allerdings auch zu unübersichtlichen Modellen kommen, wenn durch fehlende Dokumentationen die Nachvollziehbarkeit der Programmierung in den verschiedenen Klassen behindert wird. Im Folgenden werden die Grundbegriffe der objektorientierten Programmierung erläutert, da die Terminologie in diesem Bereich noch nicht standardisiert ist. Die Definitionen orientieren sich an denen die in [41] und [45] verwendet werden.

Ein **Objekt** ist eine von der Umgebung abgeschlossene Abstraktion, deren innerer Zustand durch eine Liste von Attributen festgelegt ist. Objekte mit gleichen Eigenschaften (Attributen) und gleichem Verhalten (Methoden) können zu Gruppen zusammengefaßt werden. Diese Gruppen werden als **Klassen** bezeichnet. Ein Objekt wird somit aus einer Klasse erzeugt, wobei den Attributen der Klasse Werte zugewiesen werden. Das Generieren eines Objektes bezeichnet man auch als *Instanziierung*, bzw. das Objekt als *Instanz* dieser Klasse. Jede Instanz einer Klasse besitzt eigene Werte für alle ihr zugehörigen Attribute, während sie Attributnamen und Operationen mit anderen Instanzen der Klasse teilt. Zum Beispiel kann eine Klasse "Rohr" die Attribute "Länge", "Durchmesser" oder "Art des Wärmedurchgangs" beinhalten. Erst die Wertzuweisung der Attribute erzeugt Instanzen wie "adiabates Rohr" oder "Rohr mit Wärmeverlusten". Neben den Attributen müssen die Methoden der Klasse definiert werden. Diese werden hauptsächlich durch Gleichungen dargestellt, wobei die Variablen und Parameter als Attribute in der Klasse implementiert sind. So kann ein System aus verschiedenen Objekten erzeugt werden, wobei sie sich nur durch die Eigenschaften unterscheiden (z.B. Rohrnetzberechnung mit verschiedenen Rohrtypen).

Die **Vererbung** und **Aggregation** sind Strukturierungswerkzeuge zum Aufbau hierarchischer Komponentenmodelle. Die Vererbung bedeutet, dass eine Klasse alle Attribute und Methoden einer anderen Klasse beinhaltet und erweitert. In einer Hierarchie von Klassen mit Vererbung ergibt sich somit, dass eine Klasse eine Unter- oder Kindklasse einer anderen Klasse (Elternklasse) ist. Eine Unterklasse besitzt sowohl die Eigenschaften der Unterklasse als auch diejenigen, die in der Elternklasse und allen davor in der Vererbungsfolge angeordneten Klassen enthalten sind. Kindklassen sind somit erweiterte Elternklassen, welche die Eigenschaften der Elternklasse komplett übernehmen. Mit zunehmender Vererbungstiefe erhöht sich der Grad der Spezialisierung und Detaillierung des Modells. Hingegen nimmt die Allgemeingültigkeit und Wiederverwendbarkeit ab. Bei der *Mehrfachvererbung* werden Attribute und Methoden mehrerer Elternklassen in eine Klasse vererbt. Damit können komplexe Systeme aufgebaut werden, die aufgrund der hohen Komplexität leicht unübersichtlich werden können. Die Aggregation unterscheidet sich von der Vererbung dadurch, dass eine Klasse neben Attributen und Methoden auch Objekte anderer Klassen als Attribute enthalten kann. Damit ist es möglich verschiedene Funktionalitäten innerhalb dieser Klasse zusammenzufassen. In einer Instanz bilden die Attribute, die Methoden und die aggregierten Instanzen eine gekapselte Einheit mit klaren Grenzen, definierten Schnittstellen und geschützter innerer Funktion. Diese *Kapselung* ist besonders wichtig, um die Fehleranfälligkeit zu verringern. Es ist damit möglich die Wechselwirkungen mit anderen Klassen zu reduzieren, um zum Beispiel das Überschreiben von Attributen von außerhalb der Klasse zu verhindern.

**Polymorphie** beschreibt die Möglichkeit, verschiedene Formen annehmen zu können. Für die objektorientierte Programmierung bedeutet dies, dass polymorphe Modelle die Art der Ausführung von Methoden ändern, ohne dass die Auswirkungen unmittelbar außerhalb des Modells erkennbar sind. Dabei bleiben bei den Methoden nur die Namen, Schnittstellen und Definitionsteile erhalten. Die Methoden werden mit neuer Funktionalität ausgefüllt. Zum Beispiel kann ein sehr einfaches Druckverlustmodell in einem Rohrmodell durch ein Komplexes ersetzt werden. Da die Schnittstellen bei polymorphen Objekten sowie die Elternklassen identisch sind, können sie untereinander ausgetauscht werden.

Eine **Klassenbibliothek** ist eine organisierte Sammlung von Klassen. Dabei kann der Entwickler bei Bedarf Objekte aus diesen Klassen definieren, oder Kinderklassen bilden. Diese besteht üblicherweise aus Teilbibliotheken, in denen wiederum Teilbibliotheken oder Klassen nach Ordnungsmerkmalen zusammengefasst sind. Damit lassen sich komplexe Systemstrukturen auf hoher Abstraktionsebene ausdrücken. **Klassendiagramme** veranschaulichen den Klassenaufbau graphisch, wobei die Hierarchie von Klassen durch Vererbung und Aggregation durch Symbole wiedergegeben wird:

- Das *Rechteck* ist das Symbol für eine Klasse. Der Name der Klasse sollte dabei unterstrichen im Rechteck angegeben werden. Unter dem Trennstrich folgen optional weitere Angaben zur Klasse, wie Variablen und Gleichungen.
- Ein *Pfeil* symbolisiert die Vererbung innerhalb der Klassenstruktur und zeigt auf die Elternklasse.
- Die Aggregation wird durch eine *Linie mit Punkt* dargestellt. Die Einbindung von Objekten in andere Klassen wird dadurch verdeutlicht, dass der Punkt an der Klasse steht, in die das Objekt aggregiert wird.

Weitere Darstellungsmethoden sind **Objektdiagramme**, in der die Objekte und die entsprechenden Verbindungen untereinander graphisch wiedergegeben werden. Aus den Objektdiagrammen lässt sich vielfach das physikalische Modell des simulierten Systems einfach erkennen, da jedes Icon eine physikalische Komponente repräsentiert (z.B. elektrischer Widerstand, mechanisches Getriebe). Die Verbindungslinien zwischen den Objekten stehen für die aktuelle physikalische Verbindung (z.B. elektrisches Kabel, starre mechanische Verbindung, Wärmefluss). Daraus ergibt sich ein entscheidender Vorteil zur blockorientierten Signalflussmodellierung. Anschaulich wird dies durch die Darstellung des DYMOLA/MODELICA-Objektdiagramms der Strömungen im Flugzeugrumpf in Abbildung 5.4, verglichen mit dem SIMULINK-Modell in Abbildung 2.7.

### 5.1.1 Modellierungssprache MODELICA

MODELICA ist eine freie Modellierungssprache und wird von der *MODELICA-Association* seit 1996 entwickelt [40], [57]. Die Mitglieder sind Entwickler anderer objektorientierter Modellierungssprachen wie DYMOLA, OMOLA, oder SMILE sowie Simulationsexperten. Sie ist multidisziplinär,

weshalb sie für mechatronische Systeme [43] ebenso geeignet ist, wie für thermo-hydraulische Anwendungen [45] samt ihrer Regelung. Durch die Objektorientiertheit kann bei der Modellerstellung ähnlich verfahren werden, wie beim Aufbau von realen Systemen. So können zum Beispiel Rohre, Strömungswiderstände oder Volumina aus den Klassenbibliotheken entnommen und verbunden werden. Reichen die in den Bibliotheken hinterlegten Modelle nicht aus, müssen spezialisiertere oder neue Modelle erstellt werden, wobei durch Vererbung und Aggregation auf schon vorhandene Objekte zurückgegriffen werden kann. MODELICA bietet frei verfügbare Standardbibliotheken für die Gebiete Elektrotechnik, Hydraulik, Mechanik, Regelungstechnik und 1D-Wärmeleitung an [40]. Zusätzlich sind Beta-Versionen von Spezialbibliotheken für Fahrdynamik oder für thermo-hydraulische Systeme erhältlich. Für die in diesem Kapitel beschriebenen Arbeiten wird die thermo-hydraulische Bibliothek THERMOFLUID [58] verwendet und erweitert.

Die Beschreibung der Modelle erfolgt in MODELICA durch gewöhnliche Differentialgleichungen sowie diskrete und algebraische Gleichungen. Die Programmierung der Gleichungen erfolgt *akausal* (*Non-Causal Modelling*). Dies bedeutet, dass im Gegensatz zu herkömmlichen Programmiersprachen keine Zuweisungen verwendet werden. Die Gleichung wird somit nicht manuell nach der unbekanntenen Variablen aufgelöst. In MODELICA erfolgt dies automatisch beim Übersetzen des Modells aufgrund der Modellkausalitäten.

Zur Nutzung von MODELICA und der in den Bibliotheken enthaltenen Objekte ist ein Übersetzer notwendig, der den Modellkausalitäten entsprechend aus dem Code ein differential-algebraisches Gleichungssystem (DAE, Differential-Algebraic-Equation) erstellt. Die Erstellung des DAE erfordert die Analyse der Modellkausalität und eine darauf basierende rein analytische Umformung. Die Umformung erfolgt durch symbolische Transformationsalgorithmen, aus denen sortierte DAE erzeugt werden, die effizient gelöst werden können [43]. Diese Algorithmen sind sehr leistungsfähig, wodurch eine DAE mit mehr als 10000 Gleichungen innerhalb weniger Sekunden umgeformt werden kann.

Syntax und Sprachelemente von MODELICA orientieren sich an anderen objektorientierten Programmiersprachen. Es stehen spezielle Sprachelemente zur Verfügung die Verbindungen modellieren, gerichtete Signalflüsse in Funktionen und Blöcken implementieren oder Unstetigkeiten behandeln. Damit werden Modelle als Textdateien erzeugt, die vom MODELICA-Compiler in einen Objektcode übersetzt werden.

Wie schon erläutert wurde, werden Objekte mit gleichen Attributen und Methoden in Klassen zusammengefasst. Die Klasse dient damit als Strukturierungselement und wird in MODELICA als Grundeinheit vom Typ `class` bezeichnet. Die Klassendefinition beginnt mit `class Name` und endet mit `end Name ;`. Im Deklarationsteil dazwischen erfolgt die Definition der Variablen und Parameter. Diese können direkt, oder durch Vererbung bzw. Aggregation aus anderen Klassen eingeführt werden. Im `equation` Teil sind die Modellgleichungen und Zuweisungen enthalten, die mit den zuvor definierten Variablen formuliert werden. Die graphischen Informationen des Objektdiagramms im MODELICA-Modell werden als `annotation` gespeichert.

Die Objekte enthalten Variablen, mit denen die Gleichungen definiert werden, die eine physikalische Bedeutung haben. Die wichtigsten Variablentypen werden als Klassentyp `type` in der Standardbibliothek von MODELICA vordefiniert zur Verfügung gestellt. Basis sind die ISO SI-Einheiten. Als `parameter` wird eine Variable definiert, deren Wert nur vor der Simulation geändert werden kann und während der Simulation konstant ist. Die Anweisung `constant` bezeichnet eine Größe, die nur durch die Änderung des Programmcodes veränderbar ist.

Schnittstellen eines Objektes definieren, wie das Objekt mit anderen Komponenten des Systems in Kontakt treten kann. Eine Schnittstelle enthält alle Variablen durch die über die Schnittstelle Informationen ausgetauscht werden. Als Schnittstellen-Definition wird die Klasse `connector` benutzt. Der Entwurf der Schnittstellen hat zentrale Bedeutung, da Komponentenmodelle durch die hierarchische Strukturierung unabhängig von einem speziellen Systemkontext entwickelt werden können. Nur die Wahl physikalisch sinnvoller Schnittstellen, die sich am realen Objekt orientieren, gewährleistet die Unabhängigkeit und Wiederverwertbarkeit der Modelle.

Bei den Schnittstellenvariablen wird zwischen *Potentialgrößen* und *Flussgrößen* unterschieden. Physikalische Zustände die an der Verknüpfung zweier Schnittstellen gleichgesetzt werden, sind dabei typische Potentialgrößen (z.B. elektrische Spannung, Druck). Flussgrößen addieren sich an den Schnittstellen zu Null (z.B. elektrischer Strom, Massenstrom) und werden durch den Vorsatz `flow` definiert. Sie sind vorzeichenbehaftet und beschreiben die Nullsummierung der Erhaltungssätze. Werden im Objektdiagramm die verschiedenen Objekte verknüpft, werden automatisch die entsprechenden Schnittstellen erzeugt. Die DAE eines Systems enthält daher die Gleichungen der Einzelmodelle und die Schnittstellengleichungen.

Unvollständige Klassen werden durch die Bezeichnung `partial` gekennzeichnet. Darin wird festgelegt, dass eine Instanziierung nicht möglich ist. Die unvollständige Klasse kann dann nur zum Aufbau weiterer Modellklassen verwendet werden. Dies ist besonders beim Aufbau komplexer Modelle wichtig, da gemeinsame Eigenschaften nur einmal definiert werden müssen und mit der `extends` Anweisung vererbt werden können.

Die Parametrisierung eines Modells beschreibt, dass in MODELICA von einer höheren Hierarchie aus nicht nur Parameterwerte, sondern auch komplette Klassen eines Submodells ausgetauscht werden können. Die Anweisung `redeclare` führt diesen Austausch durch, wobei neue Parameterwerte festgelegt werden. Dies ist allerdings nur möglich, wenn die neue Modellklasse alle Schnittstellen-Variablen und Parameter der zu ersetzenden Klasse enthält. Dabei müssen auch die Namen und Datentypen übereinstimmen. Mit dem Sprachelement `replaceable` wird definiert, dass die lokale Modellklasse austauschbar ist.

Die eingeführten Strukturierungselemente, wie `model`, `type` oder `connector` sind nicht voneinander unabhängig, da das einzige Strukturierungselement die Klasse `class` ist. Sie besitzen alle Eigenschaften der Klasse `class` (z.B. Syntax, Semantik, Definition, Vererbung und Parametrisierung), welche dort jedoch nur in eingeschränkter Form genutzt werden können. Die Tabelle 5.1 gibt eine Übersicht der zur Verfügung stehenden eingeschränkten Klassen in MODELICA.

Eingeschränkte Klasse	Nutzungseinschränkung gegenüber <code>class</code>
<code>connector</code>	Wird in Verbindungen benutzt und hat keine Gleichungen.
<code>model</code>	Darf nicht in Verbindungen benutzt werden.
<code>record</code>	<code>model</code> ohne Gleichungen. Strukturierte Sammlung von Variablen und Parametern
<code>type</code>	Nur durch Vererbung von einem <code>type</code> oder einem vordefinierten Typ wie <code>Real</code> ableitbar.
<code>block</code>	<code>model</code> bei dem alle Schnittstellenvariablen als <code>input</code> und <code>output</code> deklariert sind.
<code>function</code>	<code>block</code> mit <i>einer</i> Algorithmus-Sektion.
<code>package</code>	<code>model</code> das nur Klassendeklarationen enthält.

**Tabelle 5.1:** *Eingeschränkte Klassen in MODELICA [43]*

### 5.1.2 Simulationsumgebung DYMOLA

Die Nutzung der Modelle die mit dem MODELICA-Sprachstandard erstellt wurden, erfordert eine Simulationsumgebung, welche die akausale Programmierung, die Erstellung der DAE aus dem Objektdiagramm oder die Behandlung von Unstetigkeiten realisiert. DYMOLA ist die Simulationsumgebung für die in diesem Kapitel beschriebene Arbeit, die einen Übersetzer für MODELICA-Modelle bereitstellt [21]. Die Architektur des Programms DYMOLA ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Sie besteht aus drei Ebenen (*Modeling*, *Simulation* und *Visualization*). Auf der *Modeling*-Ebene können die Modelle mit einer graphischen Oberfläche erstellt werden. Weiterhin dient die Oberfläche zur Ergebnisdarstellung (*Visualization and Analysis*), Verwaltung und Erstellung von MODELICA-Bibliotheken sowie Steuerung der Simulation. Die Steuerung kann dabei mit Skripten erfolgen. Als Schnittstelle zwischen der *Modeling*- und der *Simulation*-Ebene fungiert ein Übersetzungsprogramm (*Symbolic Kernel*), das die MODELICA-Gleichungen in den für die Simulation benötigten C-Code umwandelt. Durch den generierten C-Code ist es möglich die Modelle mit DYMOLA/MODELICA direkt zu simulieren oder zu MATLAB/SIMULINK zu exportieren. Die Ergebnisdateien werden in DYMOLA standardmäßig im MATLAB-Format gespeichert. Neben DYMOLA können weitere Simulationsumgebungen für die MODELICA-Modellerstellung eingesetzt werden (zum Beispiel MATHMODELICA [38]).

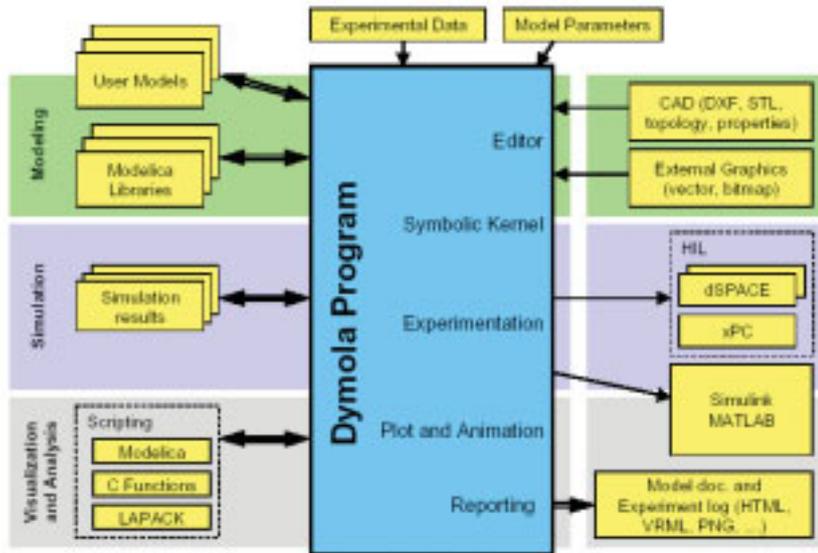


Abbildung 5.1: Programm Architektur von DYMOLA [21]

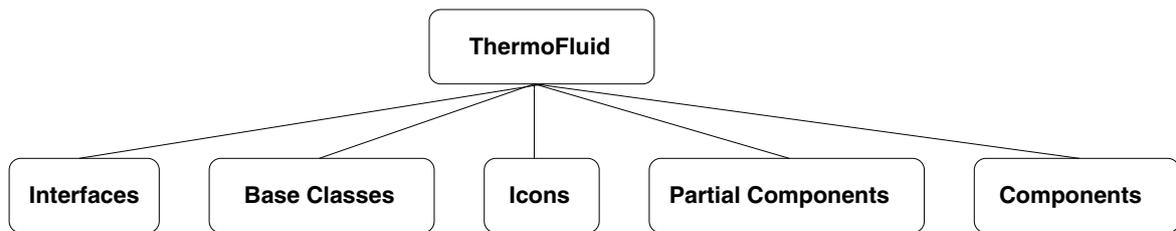
Die ausführliche Beschreibung der Algorithmen zur Transformation des objektorientierten Modells in eine effizient auswertbare Form finden sich in [43]. In diesem Abschnitt erfolgt die Zusammenfassung der wesentlichen Eigenschaften des eingesetzten numerischen Lösungsverfahrens. Wie bereits erläutert wurde, resultiert eine DAE aus der Zusammenfassung der lokalen Gleichungen aller Komponenten und der Gleichungen aller Verbindungen:

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{u}, \mathbf{p}, t), \quad (5.1)$$

mit den Zustandvariablen  $\mathbf{x}(t)$ , algebraischen Variablen  $\mathbf{y}(t)$ , Eingangswerten  $\mathbf{u}(t)$  und Parametern  $\mathbf{p}$ . Dabei wird davon ausgegangen, dass die Anzahl der unbekannt GröÙen mit der Anzahl der unabhängigen Gleichungen übereinstimmt, wodurch das System lösbar ist. Ist die Jacobimatrix des Systems regulär, d.h. die Zustandsvariablen sind voneinander unabhängig, kann die DAE in eine sortierte DAE umgewandelt werden. Diese besteht aus einem implizit und explizit zu lösenden Teil. Für die numerische Lösung mit Standard-Integrationsverfahren reduziert sich die Systemordnung, da sich alle expliziten algebraischen Variablen aus den anderen Variablen explizit berechnen lassen.

Für die Lösung dieser Gleichungen stehen Algorithmen, wie der *DASSL*-Algorithmus zur Verfügung [10]. Dies ist ein Mehrschritt-Verfahren mit variabler Schrittweite, wobei während der Rechnung der Fehler zur tatsächlichen Lösung anhand einer vom Anwender vorgegebenen Toleranz abgeschätzt wird. Die Schrittweite des nächsten Zeitschritts wird mit der Fehlerabschätzung und zusätzlichen Faktoren bestimmt.

Vor der eigentlichen Lösung des Systems in Gleichung 5.1 sind noch Anfangsbedingungen  $t_0$  für die Zustände  $\mathbf{x}$ , deren Ableitung  $\dot{\mathbf{x}}$  und die algebraischen Variablen  $\mathbf{y}$  vorzugeben. Die einfachsten Anfangsbedingungen ergeben sich aus der Annahme eines stationären Zustands, bei dem die Zeitableitungen aller Variablen gleich Null sind.



**Abbildung 5.2:** Übersicht über die ersten beiden Hierarchieebenen der THERMOFLUID-Bibliothek [58]

### 5.1.3 MODELICA-Modellbibliothek THERMOFLUID

Wie bereits beschrieben wurde, erfolgt die Organisation der Klassen in Klassenbibliotheken. Für thermo-hydraulische Anwendungen wurde die frei verfügbare THERMOFLUID-Bibliothek entwickelt [58], die in [45] für die Modellierung von CO<sub>2</sub>-Kältekreisläufen erfolgreich eingesetzt worden ist. Als Grundlage für die in ihr hinterlegten Modelle dienen die Massen-, Energie- und Impulserhaltungsgleichungen, die allgemeinen Wärme- und Stofftransportgleichungen sowie eine Koeffizientenbibliothek für die Berechnung von Zustandsgleichungen für eine Vielzahl von Stoffen. Das Hauptziel bei der Entwicklung der Bibliothek war die Bereitstellung einer Sammlung von erweiterbaren und wiederverwendbaren Basisklassen, die für alle thermo-hydraulischen Systeme identisch sind. Dies erscheint sinnvoll, da es eine Vielzahl thermo-hydraulischer Systeme gibt, die sich spezifisch unterscheiden. Je nach Anwendungsfall können daraus individuelle Komponenten und Systeme abgeleitet werden.

Die Bibliothek beinhaltet die Berücksichtigung von transienten Systemsimulationen von Strömungen, wobei die Strömungsrichtung in den Komponenten nicht festgelegt ist. Es können Ein- und Zweiphasenströmungen von Ein- und Mehrstoffsystemen homogen und kompressibel betrachtet werden. Komponenten, die durch partielle Differentialgleichungen beschrieben werden, wie zum Beispiel Rohrleitungen, werden eindimensional nach der FVM diskretisiert (siehe Abschnitt 4.7.1). Die FVM gilt gleichermaßen für konzentrierte wie für verteilte Systeme (siehe Abschnitt 5.2.1). Das Stoffwertmodell wurde unabhängig von den Erhaltungsgleichungen implementiert. Die Gleichungen zur Bestimmung des Wärmestromes und des Reibungsdruckverlustes in den Erhaltungsgleichungen sind als austauschbare Klassen (`replaceable`) definiert, die jedoch in den Erhaltungsgleichungen selbst nicht enthalten sind. Die ersten beiden Hierarchieebenen der THERMOFLUID-Bibliothek sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Sie zeigt fünf Teilbibliotheken auf der zweiten Ebene. Die **Interfaces** (Schnittstellen) spielen bei der Modellierung eine zentrale Rolle. In ihnen finden sich die Schnittstellenklassen für die Fluidströmungen und den Wärmetransport. Dies sind nach Abschnitt 5.1.1 Potential- oder Flussgrößen, also zum Beispiel Druck und Temperatur respektive Massen- und Wärmeströme. **Base Classes** (Basisklassen) enthalten Modelle mit den grundlegenden physikalischen Gleichungen, wie die Erhaltungsgleichungen, Zustandstransformationen, Stoffwertmodelle die auf Fundamentalgleichungen beruhen sowie spezifische Stoffwertmodelle für ideale Gase, Wasser, CO<sub>2</sub> und R134a. Diese Klassen bilden die Basis für alle weitere Klassen und sind

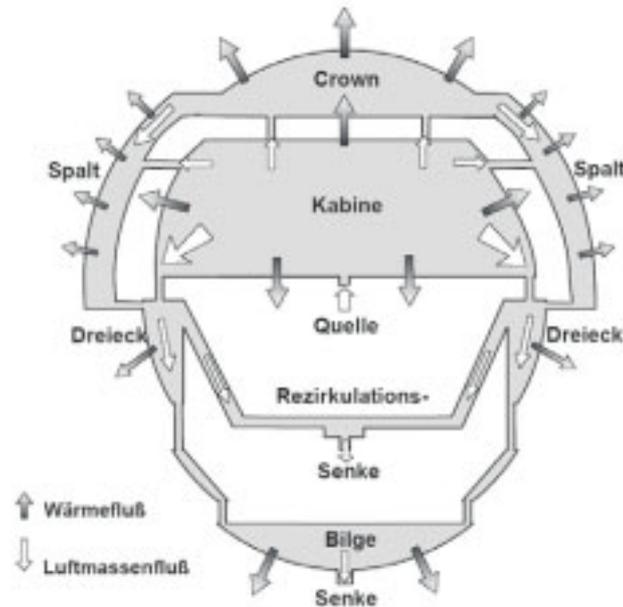
ohne Ergänzungen nicht simulierbar. Erst durch die sinnvolle Kombination von Basisklassen lassen sich lauffähige Modelle erzeugen. Diese Generalisierung vereinfacht die interdisziplinäre Anwendung, vergrößert aber gleichzeitig die Komplexität der Modelle. **Icons** (Symbole) beinhalten graphische Komponenten für die in den Partial Components oder Components hinterlegten Klassen. **Partial Components** (Partialmodelle) sind aus Basisklassen zusammengesetzte Modelle, die durch Ergänzungen (z.B. Stoffwertemodelle) in simulationsfähige Modelle überführt werden können. Sie können somit als Zwischenstufe in der Modellierungs- bzw. Abstraktionstiefe angesehen werden, da sie Klassen zusammenfügen, die gemeinsam eine verallgemeinerte Beschreibung einer Komponente sind. Lauffähige Objekte sind in den **Components** (Komponenten) zusammengefasst. In [58] wurden Komponentenmodelle für Luft, Wasser und Rauchgas erstellt, wobei zum Beispiel für Luft Teilmodelle für Volumina, Rohre, Quellen und Senken zur Verfügung stehen.

## 5.2 Modellerstellung mit DYMOLA/MODELICA

Die Erstellung des Strömungsmodells im Flugzeugrumpf, mit der im vorangegangenen Abschnitt 5.1 eingeführten Modellierungssprache MODELICA und der Simulationsumgebung DYMOLA, baut auf dem in Abschnitt 2.4 vorgestellten SIMULINK-Modell der trockenen Luft- und Enthalpieströme auf. Die komplexen Geometrien im Flugzeug (siehe Abschnitt 3.1) wurden in [51] auf ein einfaches Ersatzmodell des A340 reduziert (siehe Abschnitt 2.4 und Abbildung 2.6). Damit ergeben sich fünf Bereiche, die mit DYMOLA/MODELICA als ideal durchmischte Kontrollvolumina realisiert werden. Dies sind:

- Kabine,
- Crown Area,
- Spalt zwischen Kabine und Außenhaut,
- Dreiecksbereich und
- Bilge.

Es handelt sich dabei um ein zwei Spantfelder langes Querschnittselement. Der Abstand zwischen zwei Spanten im A340 beträgt 0.53 m, woraus ein Scheibenmodell von 1.06 m Länge entsteht. Die fünf Bereiche sind durch Strömungskanäle miteinander verbunden, in denen sich ein bestimmter Strömungswiderstand einstellt. Aufgrund der verschiedenen Widerstände zwischen den Bereichen (Widerstände: *Kabine-Crown*, *Kabine-Seitenteil*, *Dado-Panel*, *Kabine-Seitenwandspalt* und *Dreieck-Schubbleche-Bilge*) verteilt sich die Kabinenzuluft entsprechend auf einen Haupt- und einen Nebenstrom (siehe Abschnitt 3.3), wobei sich diese beiden Luftströme im Dreiecksbereich mischen. Dort wird die Hälfte des Luftmassenstroms für die Rezirkulation entnommen, während der Rest über die Bilge und die Ausflussventile aus dem Flugzeug abgeführt wird.



**Abbildung 5.3:** *Physikalisches Ersatzmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt für das DYMOLA/MODELICA-Modell*

Zur Vereinfachung des Simulationsmodells wird die Rezirkulation und die Mischkammer vernachlässigt. Dies ist zulässig, da es das Ziel ist die Kondensation bei fest definierten Luftfeuchtigkeiten und Temperaturen der Kabinenzuluft zu untersuchen. Die Erweiterung des Modells um die korrekte Darstellung der Rezirkulation ist in zukünftigen Modellen geplant. Eine Rezirkulation würde die Kabineneintrittszustände verändern, da ein gewisser Wasseranteil im Rumpf kondensiert und somit die Kabinenzuluft als Mischluft weniger Wasser enthalten würde. Statt der Rezirkulation wird eine virtuelle Massensenke in das Modell eingebaut, die den entsprechenden Massenstrom aus dem Dreiecksbereich absaugt. Das aus diesen Anforderungen resultierende neue Ersatzmodell ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Das erstellte Modell berücksichtigt dabei als Vereinfachungen, dass stationäre Randbedingungen vorliegen (zum Beispiel konstante Temperaturen der Struktur während des Fluges). Weiterhin werden die geodätische Höhen und die Wärmekapazitäten sämtlicher Wände und Einbauten im Flugzeug vernachlässigt.

### 5.2.1 Komponentenbibliothek *FlueGas*

Aus dem in Abbildung 5.3 dargestellten Ersatzmodell wird das DYMOLA/MODELICA-Modell erstellt, wobei die entsprechenden Komponenten aus der THERMOFLUID-Bibliothek entnommen werden. In der in Abbildung 5.2 dargestellten Teilbibliothek *Components* sind Komponenten für Rauchgas (*FlueGas*) hinterlegt. Volumina und Rohre die als Mediummodell die wichtigsten Komponenten trockener Luft und Wasserdampf enthalten ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$  und  $CO_2$ ; siehe Tabelle 4.1) sowie Massenquellen und -senken sind dort wiederum in Teilbibliotheken sortiert. Die Abbildung 5.4 zeigt das resultierende DYMOLA/MODELICA-Modell.

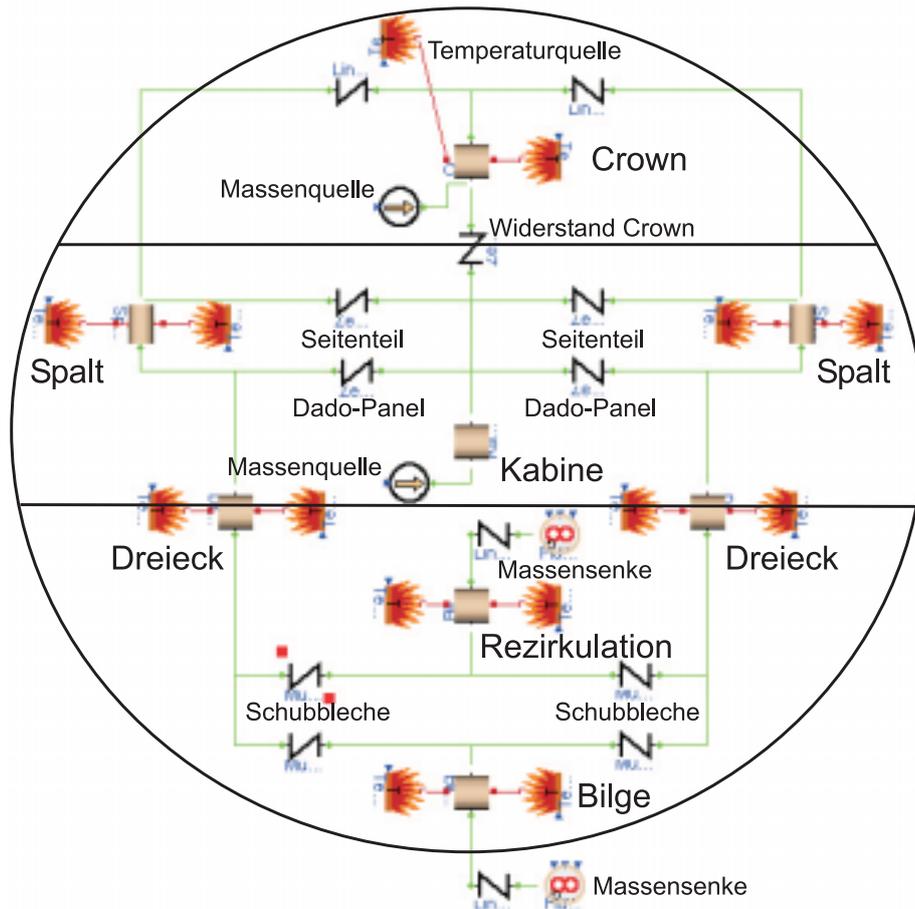
Die Modelle Kabine, Crown Area, Dreieck und Bilge sind als konzentrierte Volumina implementiert, während der Spalt mit verteilten Parametern modelliert wird [45]. Diese Unterteilung erfolgt nach der räumlichen Ausdehnung der Komponenten, d.h. ob eine Ortsdiskretisierung der Differentialgleichungen notwendig ist. Da besonders der Temperaturverlauf und damit die Kondensation im Spalt untersucht werden soll, muss dieser mit verteilten Parametern eindimensional diskretisiert werden. Für jedes Kontrollvolumen werden in dem dafür verwendeten Rohrmodell die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls mit der FVM gelöst. Dabei wird das thermodynamische und das strömungsmechanische Modell getrennt berechnet, wobei das Strömungsmodell um eine halbe Gitterlänge versetzt ist. Die Impulsbilanz wird im Strömungsmodell derart gelöst, dass der Massenstrom auf den Grenzen des thermodynamischen Bilanzraumes ermittelt wird. Statt der dynamischen Impulsbilanz kann auch ein stationäres Druckverlustmodell zur Bestimmung des Massenstromes im Strömungsmodell verwendet werden. Ist die Ermittlung der räumlichen Verteilung der Parameter unnötig, werden die konzentrierten Kontrollvolumen benutzt. Dabei muss das Kontrollvolumen für Masse und Energie in Reihe mit einem Strömungsmodell geschaltet werden, wobei die Zustände und Flussgrößen an die Grenzen des Kontrollvolumens weitergegeben werden. In Abbildung 5.4 ist diese Modellierung dargestellt, wobei die Kapazitäten der Kabine, Crown Area, Dreieck und Bilge durch Strömungswiderstände (Widerstände: Crown, Seitenteil, Dado-Panel und Schubleche) hydraulisch verbunden sind. Zusätzliche benötigte Komponenten sind Temperaturmodelle zur Vorgabe der Temperaturrandbedingungen in den Volumina sowie Massenquellen und -senken.

Das Medium-Modell beinhaltet alle mathematischen Gleichungen zur Berechnung der thermodynamischen Stoffeigenschaften aller vier Stoffkomponenten und ihrer Mischungen. Feuchte Luft kann nach [6] im betrachteten Temperaturbereich als ideales Gasgemisch betrachtet werden. Der thermodynamische Zustand eines Fluides wird durch die intensiven Variablen Druck  $p$ , Dichte  $\rho$ , spezifisches Volumen  $v = 1/\rho$ , Temperatur  $T$ , spezifische Enthalpie  $h$ , spezifische innere Energie  $u$  und spezifische Entropie  $s$  im Kontrollvolumen beschrieben. Nur zwei dieser Variablen sind unabhängig voneinander. Die anderen können aus einem thermodynamischen Modell der Stoffeigenschaften berechnet werden. Viele Stoffmodelle bauen auf zwei der Größen  $p$ ,  $v$  oder  $T$  auf, weshalb sie sich als Zustandsvariablen anbieten. Außerhalb des Zweiphasengebietes bilden  $p$  und  $T$  ein geeignetes Paar, innerhalb sind  $p$  und  $T$  voneinander abhängig. Deshalb wird in [45]  $T$  durch  $h$  ersetzt. Für die in der *FlueGas*-Bibliothek enthaltenen Modelle erfolgt die Berechnung der thermodynamischen Stoffdaten durch Gleichungen, die ihre Koeffizientenwerte aus einem NASA-Stoffwertmodell entnehmen [58]. Es wurde speziell für Hochtemperaturanwendungen, wie Verbrennungen entwickelt und berechnet  $h$ ,  $s$  und  $c_p$  für jede der einzelnen Komponenten  $c$  als Funktion der Temperatur:

$$h_c(T) = R_c T \left( -\frac{a_1}{T^2} + a_2 \frac{\log(T)}{T} + \sum_{i=3}^7 a_i \frac{T^{i-3}}{i-2} + \frac{b_1}{T} \right), \quad (5.2)$$

$$s_c(T) = R_c \left( -\frac{a_1}{2T^2} - \frac{a_2}{T} + a_3 \log(T) + \sum_{i=4}^7 a_i \frac{T^{i-3}}{i-3} + b_2 \right), \quad (5.3)$$

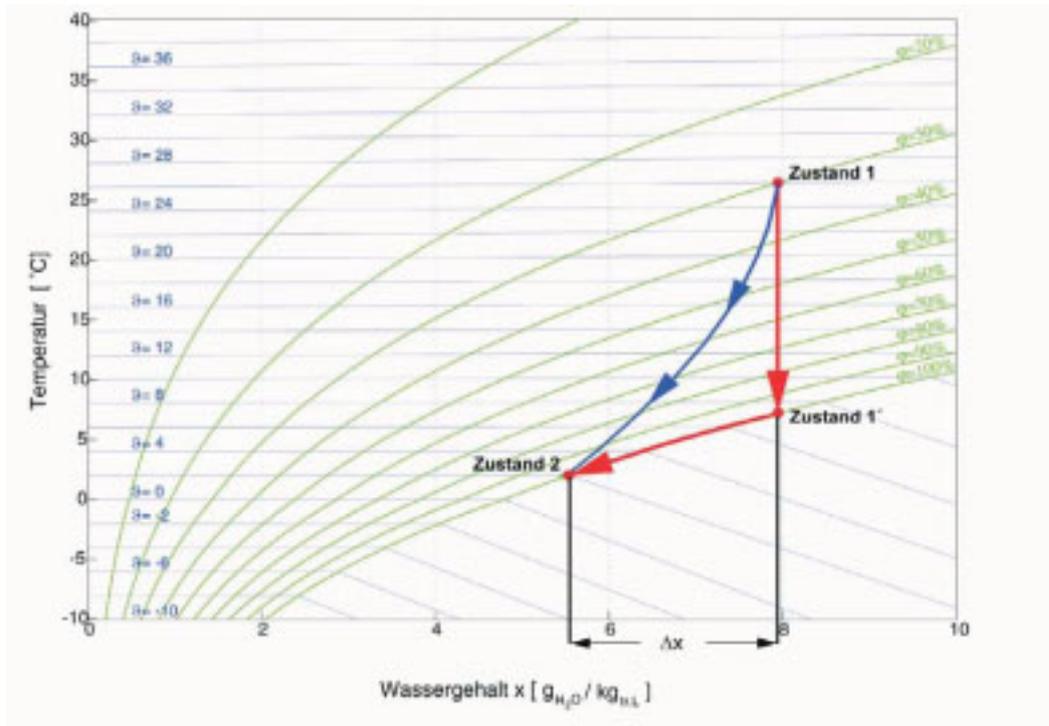
$$c_{p,c}(T) = R_c \left( \sum_{i=1}^7 a_i T^{i-3} \right). \quad (5.4)$$



**Abbildung 5.4:** DYMOLA/MODELICA-Gesamtmodell der Luftmassen- und Wärmeströme im Querschnitt eines A340

Die Koeffizienten  $a_i$  und  $b_i$  sind für zwei Temperaturintervalle hinterlegt (200-1000 K und 1000-6000 K). Für die Betrachtung der feuchten Luft ist das Temperaturintervall von 200 bis 1000 K ausreichend. Die Funktionen sind stetig differenzierbar.

Die Berechnung der Kondensation ist in dem *FlueGas*-Modell noch nicht enthalten und wurde im Rahmen dieser Arbeit implementiert. Dafür wurde die Klassenbibliothek FEUCHTELUFTFLUEGAS erstellt. Als Basis dienen die benötigten Klassen der THERMOFLUID-Bibliothek, die allerdings für die Berücksichtigung der Kondensation erweitert wurden. Dabei können für die Volumina Quellen und Senken für die Massen der einzelnen Komponenten sowie für den Wärmestrom definiert werden. In jedem Volumina wird dabei von einer homogenen Temperatur- und Stoffverteilung ausgegangen. Stofftransportwiderstände wurden nicht berücksichtigt. In dem Modell wird bei der Kondensation die Zusammensetzung des idealen Gasgemisches verändert. Für die Modellierung wurde davon ausgegangen, dass der Sättigungsdampfdruck keine Funktion des Druckes ist, sondern nur von der Temperatur abhängt (siehe Abschnitt 4.1). Der Vorgang der programmierten idealisierten Kondensation ist in Abbildung 5.5 dargestellt.



**Abbildung 5.5:** Darstellung des modellierten Kondensationsvorgangs im  $h_{1+x}, x$ -Diagramm

Gezeigt wird ein realer und ein idealisierter Abkühlvorgang mit Kondensation vom Zustand (1) auf den Zustand (2). Beim realen Abkühlen tritt aufgrund von lokalen kalten Flächen schon vor Erreichen der Tauline ( $\varphi = 1$ ) Kondensation auf. Die Kondensation verläuft dabei in Richtung des “ziehenden” Zustandes (2). Dabei fällt die Wassermenge  $\Delta x$  in kg Wasser pro kg trockener Luft als Kondensat an. Bei angenommener idealer Durchmischung im betrachteten Kontrollvolumen wird nur eine Temperatur berechnet. Sinkt die Temperatur, kondensiert kein Wasser bis sich der Zustand (1′) einstellt. Erst wenn die Taulinie erreicht ist, fällt bis zum Zustand (2) Wasser aus, wobei die Massenerhaltungsgleichung für Mehrkomponentenströme gilt [58]. Für den Fall der eindimensionalen Strömung und den Definitionen aus Abbildung 4.2 für ein Kontrollvolumen ergibt sich:

$$\frac{d\mathbf{m}}{dt} = \dot{\mathbf{m}}_w - \dot{\mathbf{m}}_e + \mathbf{r}\mathbf{M}. \quad (5.5)$$

Darin sind  $\mathbf{m}$  der Vektor der Komponentenmassen und  $\dot{\mathbf{m}}$  der Massenstromvektor der Komponenten. Der Massenstromquellterm  $\mathbf{r}\mathbf{M}$  wird dazu genutzt, die Massenquellen bzw. -senken in dem jeweiligen diskretisierten Element zu berechnen. Für ein konzentriertes Kontrollvolumen ist dies ein Spaltenvektor, mit der Spaltenanzahl der verwendeten Stoffe im Mediummodell. Für den Fall eines diskretisierten Kontrollvolumens erhält man für den Term  $\mathbf{r}\mathbf{M}$  eine Matrix mit der Anzahl der Diskretisierungsstufen als Zeilenanzahl und der Anzahl der Stoffe des Mediummodells als Spaltenanzahl. Da nur Wasserdampf kondensiert bzw. desublimiert, wird die Menge der anderen Stoffe konstant gehalten. Dabei wird davon ausgegangen, dass das kondensierte oder desublimierte Wasser in dem Kontrollvolumen verbleibt.

Die Verdampfungsenthalpie, die beim Kondensieren als Kondensationswärme frei wird, ist in der Energieerhaltungsgleichung in Form eines Quellterms  $\dot{Q}_S$  implementiert:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{H}_w - \dot{H}_e + P + \dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_S, \quad (5.6)$$

mit dem Enthalpiestrom  $\dot{H}$ , der Leistung  $P$  und  $\dot{Q}_{HT}$  als durch Wärmeübertragung ab- oder zugeführtem Wärmestrom.

In den folgenden Abschnitten werden die im DYMOLA/MODELICA-Gesamtmodell (siehe Abbildung 5.4) verwendeten Komponenten einzeln vorgestellt und ausführlich erläutert. Sie sind in den DYMOLA/MODELICA-Klassenbibliotheken THERMOFLUID, FEUCHTELUFTFLUEGAS oder STROMPT vorhanden und wurden per Drag & Drop aus den jeweiligen Bibliotheken zur Erstellung des Gesamtmodells entnommen. Die STROMPT-Bibliothek enthält Komponenten, die für die Transformation des SIMULINK-Modells der trockenen Luftströme in ein DYMOLA/MODELICA-Modell benutzt wurden. Diese Transformation wurde vor der hier vorgestellten Erstellung der Modelle mit Kondensation durchgeführt. Da sich die Modellkomplexität seitdem erhöht hat, werden die DYMOLA/MODELICA-Modelle der trockenen Luftströme in dieser Arbeit nicht weiter erläutert. Die STROMPT-Bibliothek baut ebenfalls auf der THERMOFLUID-Bibliothek auf. Bestimmte Modelle (z.B. Widerstände) können dabei sowohl für die Simulation trockener Luftströme als auch für die Bilanzierung der feuchten Luft verwendet werden.

## 5.2.2 Voluminamodelle

Zur Simulation der durchströmten Bereiche im Flugzeug werden die mit einem Kondensationsmodell ausgestatteten konzentrierten und diskretisierte Volumina-Basismodelle benutzt, die im Folgenden beschrieben werden. Eine ausführliche Erläuterung der Modellierung der Basisklassen findet sich in [45] und [58].

### 5.2.2.1 Adiabates Kontrollvolumen

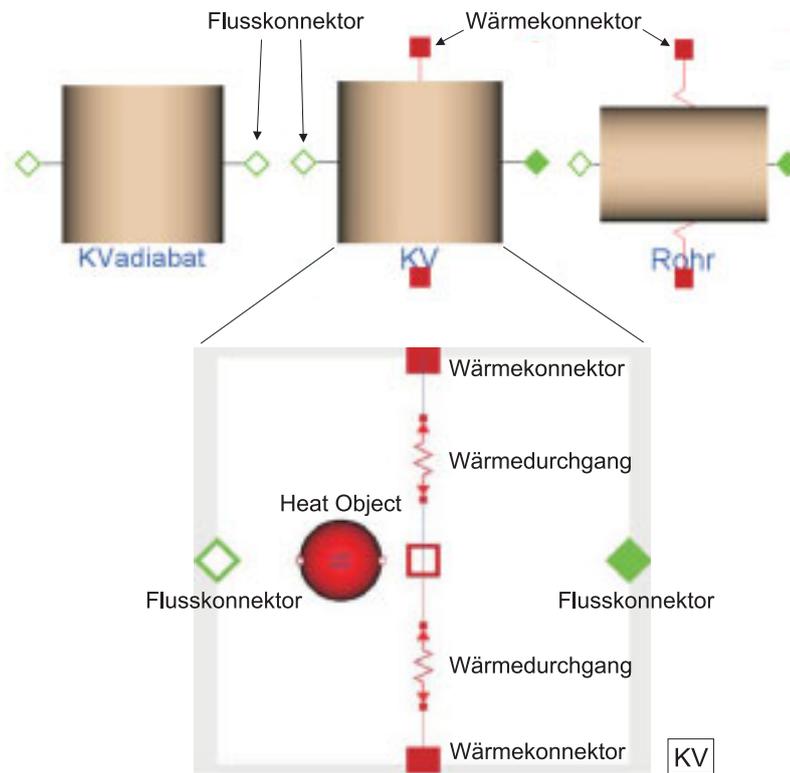
Das adiabate Kontrollvolumen `FeuchteLuftFlueGas.Volumes.SimpleVolumeS` entspricht dem Modell `ThermoFluid.Components.FlueGas.Volumes.SimpleVolumeS` aus der THERMOFLUID-Bibliothek. Die Bezeichnungen vor dem Klassennamen (z.B. `SimpleVolumeS`) geben den Pfad an, um auf Klassen in der Baumstruktur der Klassenbibliothek zu referenzieren. Dafür werden die jeweiligen Namen durch einen Punkt voneinander getrennt (*Dot-notation*) [45].

Es ist ein konzentriertes Kontrollvolumenmodell ohne Wärmeübertragung und Kondensation. Dies bedeutet, dass die Temperatur im adiabaten Modell nur durch die Enthalpie der an den Flusskonnektoren ein- und austretenden Massenströme und nicht durch den Wärmedurchgang durch die Wände bestimmt wird. Da die Kabinentemperatur normalerweise von dem ECS-System geregelt wird, lässt sich somit die Flugzeugkabine vereinfacht modellieren, wenn eine feste Zulufttemperatur eingestellt wird. Das Symbol für das adiabate Kontrollvolumen zeigt Abbildung 5.6.

### 5.2.2.2 Kontrollvolumen mit Wärmeübertragung

Bei dem konzentrierten Kontrollvolumen mit Wärmeübertragung (`FeuchteLuftFlueGas.Volumes.Volume2HTCond`) wurde ein Kondensationsmodell implementiert. Es baut dabei auf dem Modell `ThermoFluid.Components.FlueGas.Volumes.VolumeS` auf und wurde entsprechend erweitert.

Die Temperatur im Modell wird durch die Enthalpie der an den Flusskonnektoren ein- und ausströmenden Massenströme, den Wärmestrom durch die Wärmekonnektoren und die frei werdende Kondensationswärme ermittelt. Deshalb wird es für die Modellierung der Bereiche Crown, Dreieck und Bilge verwendet. Die Abbildung 5.6 zeigt das Symbol des Volumens mit Wärmeübertragung.



**Abbildung 5.6:** DYMOLA/MODELICA-Symbole für das adiabate Kontrollvolumen (*KVadiabat*), das Volumen mit Wärmeübertragung (*KV*) und das Rohrmodell; Detaillierte Darstellung des Modells *KV* mit Wärmeübertragung

Zusätzlich dargestellt ist die Modellierungsebene unterhalb der Symbolebene. Darin erkennt man zum Beispiel die Klassen, die zusammen das Volumen mit Wärmeübertragung bilden. Dies sind die Wärmedurchgänge (`FeuchteLuftFlueGas.HeatResN`), das konzentrierte Kontrollvolumen (`FeuchteLuftFlueGas.TF.PartialComponents.ControlVolumes.Volume2PortSCondTMx`) und das graphische Symbol (*Icon*) der Klasse. Innerhalb des konzentrierten Volumens befinden sich das Partialmodell (`ThermoFluid.BaseClasses.StateTransforms.ThermalModelTMx`), das Partialmodell des Kontrollvolumens `FeuchteLuftFlueGas.TF.BaseClasses.Balances.Static.TwoPortLumpedCond` sowie die Klasse `ThermoFlu-`

`id.BaseClasses.InitialConditions.InitialSandLTMx`, wo die Gleichungen für die Anfangswertberechnung implementiert sind.

Die Klasse `ThermalModelTMx` enthält eine austauschbare (`replacable`) Klasse `Medium`, die vom Typ `StateVariablesTMx` implementiert ist. Durch die Definition einer `replacable` ist der *typ-kompatible* Austausch von Klassen möglich [45]. Zusätzlich sind in der Klasse `ThermalModelTMx` die Zustandsgleichungen für die Temperatur  $T$  und Komponentenmassen  $m_c$  hinterlegt. Als `Mediummodell` wurde über den `redeclare`-Befehl die Klasse `ThermoFluid.Components.FlueGas.Volumes.ThisMedium` eingefügt, in der die Mischungszustände  $(h, s, c_p)$  durch die Gleichungen 5.2 bis 5.4 berechnet werden.

In `TwoPortLumpedCond` befindet sich die Berechnung der Massensenken und die Korrektur der Energiegleichung. Weiterhin erbt diese Klasse aus der THERMOFLUID-Bibliothek `TwoPortAB`, womit die beiden Schnittstellen der Strömung (Flusskonnectoren) definiert werden. Das `heat-Modell` (Heat Object in Abbildung 5.6) berücksichtigt alle Wechselwirkungen (Wärmeübertragung, Arbeit) des Kontrollvolumens. Zur Berücksichtigung der Kondensation wurden in der Klasse `TwoPortLumpedCond` alle benötigten Gleichungen eingefügt. Zum Beispiel ist wieder die Gleichung 5.2 hinterlegt, um die Enthalpie  $h$  des Wasserdampfes als Funktion der Temperatur zu berechnen. Über eine Senke in der Energiegleichung kann dann bei Kondensation die neue Enthalpie der Mischung berechnet werden, wobei die Enthalpie des kondensierten Wasserdampfes aus der Mischung abgezogen werden muss. Gleichzeitig wird die latent gespeicherte Kondensationswärme frei.

Zur Verdeutlichung der Modellierung mit MODELICA ist ein Teil des Quellcodes der Klasse `TwoPortLumpedCond` in Abbildung 5.7 dargestellt. Darin wird im `equation`-Teil der Senkenterm  $rM$  des Massenstromes berechnet, wobei sich nur die Wasserdampfkomponente  $rMv3$  durch die Kondensation reduziert. Die Taupunkttemperatur und der Sättigungsdruck werden mit Gleichung 4.10 bzw. 4.11 bestimmt. Die Berechnung des Senkenterms erfolgt durch einen Vergleich zwischen dem vorhandenen Wassergehalt  $x$  und dem Sättigungswassergehalt  $x_s$  (siehe Gleichungen 4.12 und 4.13). Die Differenz  $\Delta x = x - x_s$  kondensiert bei der vereinfachten Betrachtung als ideal durchmischtes Kontrollvolumen. Vor dem `equation`-Teil werden die Variablen, Parameter und Konstanten deklariert. Zusätzlich wird die Klasse `TwoPortLumpedCommonCond` durch Vererbung eingefügt, wo der Senkenterm in der Energiegleichung berücksichtigt wird.

### 5.2.2.3 Diskretisiertes Rohrmodell

Das Rohrmodell (`FeuchteLuftFlueGas.Pipes.PipeDS2HTCondPL`) entspricht einem mehrfach diskretisierten Kontrollvolumen mit hinterlegtem Wärmeübertragungs- und Kondensationsmodell. Vom Prinzip ist es ähnlich aufgebaut wie das Kontrollvolumen mit Wärmeübergang (siehe Abschnitt 5.2.2.2), wobei das dort verwendete konzentrierte Volumenmodell `FeuchteLuftFlueGas.TF.PartialComponents.ControlVolumes.Volume2PortSCondTMx` durch ein Verteiltes ersetzt wurde (`FeuchteLuftFlueGas.TF.PartialComponents.ControlVolumes.Volume2PortDSCondTMx`). Damit kann der Spaltbereich diskretisiert werden. In Abbildung 5.6 ist das Symbol für das Rohrmodell dargestellt.

```

partial model TwoPortLumpedCond
  "Balance class for 2Port volume, no reactions"
  import ThermoFluid;
  // Vererbung der Klasse ``TwoPortLumpedCommonCond`` für die Energieerhaltung
  extends
    FeuchteLuftFlueGas.TF.BaseClasses.Balances.Static.TwoPortLumpedCommonCond;
  // Deklaration der Variablen
  Modelica.SIunits.Temperature Tdew;
  ...
  // Deklaration von Parametern und Konstanten
  parameter Modelica.SIunits.Pressure pref=76712;
  constant Modelica.SIunits.Pressure ptr=611.657
  "tripel point pressure of water";

equation
  // Berechnung des Senkenterms der Masse durch Kondensation
  x_dew = mass_x[1, 3]/(1 - mass_x[1, 3]); // Wassergehalt
  pdew = (x_dew*pref)/(0.622 + x_dew); // Partialdruck

  Tdew = noEvent(if pdew > 650 then 4064.95/(19.016 - ln(pdew/100)) + 36.91
    else if pdew < 550 then 0.02147*pdew + 260.059 else 22.5090*273.16/(
      22.5090 - ln(pdew/611.657))); // Berechnung Taupunkttemperatur
  if noEvent(T[1] < Tdew) then
    psat = noEvent(if T[1] > 273.5 then 1e2*exp(19.0160 - 4064.95/(T[1] - 36.91))
      else if T[1] < 272.5 then 46.576*T[1] - 12112.28 else ptr*exp(22.5090*(1
        - 273.15/T[1]))); // Berechnung Sättigungsdruck
  else
    psat = pdew;
  end if;
  ...
  xs = 0.622*psat/(pref - psat); // Sättigungswassergehalt
  dx = x_dew - xs; // Überschüssiger Wassergehalt
  mass_dx = abs(dx/(1 + dx)); // Kondensierte Wassermenge
  ... // bezogen auf Gesamtmassenstrom
  rMv3[1] = noEvent(if mass_dx > 1e-15 then (-1)*mass_dx else 0.0);
  ...
  rMv1 = vector([fill(0, 1)]); // N2 (Senkenterm = 0)
  rMv2 = vector([fill(0, 1)]); // O2 (Senkenterm = 0)
  ...
  rMv4 = vector([fill(0, 1)]); // Co2 (Senkenterm = 0)
  mv = abs(sum(a.mdot_x)); // Gesamtmassenstrom
  ...
  rM = (matrix([rMv1, rMv2, rMv3, rMv4]))*mv; // Senkenmatrix in kg
end TwoPortLumpedCond;

```

**Abbildung 5.7:** Auszug aus dem MODELICA-Code zur Modellierung der Klasse TwoPortLumpedCond

Wie vergleichbar in Abschnitt 5.2.2.2 für das konzentrierte Volumen beschrieben, dient die Klasse `ThermoFluid.Components.FlueGas.Pipes.PipeDS` aus der THERMOFLUID als Basis für das um die Kondensation erweiterte Rohrmodell `PipeDS2HTCondPL`. Im Vergleich zum konzentrierten Volumen enthält das Modell vier Klassen. Dies sind wieder die Klassen `ThermalModel-TMx` und `InitialSandLTMx` sowie das diskretisierbare Kontrollvolumen `FeuchteLuftFlueGas.TF.BaseClasses.Balances.Static.TwoPortDistributedCond` mit dem zugehörigen Strömungsmodell `ThermoFluid.BaseClasses.FlowModels.Static.TwoPortDistributed`.

In `TwoPortDistributedCond` befinden sich die diskreten Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse mit der implementierten Kondensation und die Schnittstellenklasse `TwoPortAB`. Über die Klasse `Distributed`, die wiederum von `ThermoBaseVars` erbt, werden die benötigten Variablen und der Diskretisierungsparameter  $n$  eingeführt. Die Diskretisierung wird dabei durch `for`-Schleifen realisiert. Dies ist möglich, da alle Variablen der diskretisierten Strömung als Vektoren der Länge  $n$  definiert wurden.

Das Strömungsmodell `TwoPortDistributed` beinhaltet die Geometrieparameter in `BaseGeometryVars`, die Variablen in der Klasse `Distributed` und den Druckverlust als austauschbare Klasse `PressureLoss`. Die Variablen, Parameter und Schnittstellen werden dabei in der Klasse `PressureLossDistributed` festgelegt. In der obersten Modellierungsebene der Rohrmodellklasse `PipeDS2HTCondPL` wurde dabei der Druckverlust im Spalt (`FeuchteLuftFlueGas.TF.BaseClasses.PressureDrop.PressureLossSpalt`) mit dem `redeclare`-Befehl eingefügt. Darin wird der Druckverlust mit der in Abschnitt 5.3.3.3 eingeführten Regression (Gleichung 5.20) berechnet. Die Koeffizienten  $a_{reg}$  und  $b_{reg}$  wurden dabei durch Messungen an entsprechenden Bauteilen ermittelt und sind in der Tabelle 5.2 für die Spaltströmung (Seitenwand) aufgelistet.

### 5.2.3 Widerstandsmodelle

Die Strömungswiderstände dienen als Strömungsmodelle für die konzentrierten Kontrollvolumina (siehe Abschnitt 5.2.1). Alle Strömungswiderstände werden in DYMOLA/MODELICA durch das gleiche Symbol dargestellt (siehe Abbildung 5.10). Beim Aufbau des Gesamtmodells wurden drei verschiedene Widerstandsmodelle verwendet ( $\mu$ -, Regression- und Lineares-Widerstandsmodell), die im Folgenden beschrieben werden.

Das  $\mu$ - und das Regressions-Widerstandsmodell unterscheiden sich nur durch die eingefügte Druckverlustbeziehung. Den Aufbau bilden bei beiden Modellen drei Klassen der THERMOFLUID-Bibliothek: das graphische Symbol `ThermoFluid.Icons.Multistatic.FlowResistance`, das Basisströmungsmodell `ThermoFluid.BaseClasses.FlowModels.Static.FlowModelBase` und die Variablen `ThermoFluid.BaseClasses.CommonRecords.FlowVariablesStatic`.

### 5.2.3.1 $\mu$ -Widerstandsmodell

Das  $\mu$ -Widerstandsmodell `FeuchteLuftFlueGas.Widerstaende.Mue` basiert auf der Ausflussformel (siehe Gleichung 4.58). Darin wird ein Massenstrom berechnet, der sich aufgrund einer Druckdifferenz zwischen den Flusskonnektoren 1 und 2 einstellt. Dieser Widerstand entspricht der Modellierung in [51] und wird beim Übergang vom Dreieck in die Bilge (Schubbleche) eingesetzt. Die notwendigen Widerstandsparameter werden in Abschnitt 5.3.1 vorgestellt und erläutert.

Zur 50:50 Aufteilung des Massentroms auf Bilgestrom und Rezirkulation werden die Schubbleche des Bilgestromes auch im Rezirkulationsstrang eingesetzt. Durch die gleichen Druckverluste ergibt sich die geforderte Aufteilung.

Der MODELICA-Quellcode des  $\mu$ -Widerstandsmodells ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Nach der Deklaration der Parameter folgt im `equation`-Teil die Ausflussformel, in der die Beziehung zwischen Massenstrom und Druckverlust beschrieben wird.

### 5.2.3.2 Regressions-Widerstandsmodell

Die Widerstände zur Crown, des Seitenteils und des Dado-Panels basieren auf einer Variante der allgemeinen Druckverlustgleichung für die Durchströmung von rechteckigen Öffnungen. Im Regressionswiderstandsmodell `StromPT.Widerstaende.TurbulentLossZetasingle` gilt wie beim Druckverlust im diskretisierten Rohrmodell die Regressionsgleichung 5.20. Die Koeffizienten  $a_{reg}$  und  $b_{reg}$  befinden sich wieder in Tabelle 5.2.

Die Abbildung 5.9 zeigt den MODELICA-Quellcode der Komponente für den Regressionswiderstand. Im `equation`-Teil wird dabei der von der Durchströmungsrichtung unabhängige Massenstrom als Funktion des Druckverlustes bestimmt. Vorher erfolgt die Deklaration der Parameter und Variablen.

### 5.2.3.3 Lineares Widerstandsmodell

Da auf ein konzentriertes Kontrollvolumen immer ein Strömungsmodell folgen muss, sind im Gesamtmodell zusätzliche Dummywiderstände enthalten. Dies sind einfache lineare Widerstände der Klasse `ThermoFluid.Components.Valves.MultiStatic.LinearLossM`. Sie wurden aus der THERMOFLUID-Bibliothek entnommen. Die Widerstandsparameter wurden willkürlich so eingestellt, dass der sich einstellende Druckverlust minimal ist ( $\Delta p \approx 0.02$  Pa). Dabei muss darauf geachtet werden, dass der Widerstand nicht zu klein ist, da sich sonst ein numerisch steifes System ergeben kann, was zu keiner Lösung führt. Die Widerstände finden sich beim Übergang Crown-Spalt und Bilge-Senke bzw. Rezirkulation-Senke.

```

model Mue
  // Vererbung der benötigten THERMOFLUID-Partialmodelle
  extends ThermoFluid.Icons.MultiStatic.FlowResistance(final nspecies=4);
  extends ThermoFluid.BaseClasses.FlowModels.Static.FlowModelBase(final
    nspecies=4);
  extends ThermoFluid.BaseClasses.CommonRecords.FlowVariablesStatic(final
    nspecies=4);
  // Deklaration der Parameter
  parameter Modelica.SIunits.Area Ac "Cross section area";
  parameter Real kapA=100;
  parameter Real mueC=1;
  ...
equation
  // Ausflussformel für die richtungsunabhängige Durchströmung des Widerstandes
  mdot = noEvent(if dir > 0.0 then Ac*mueC*sqrt(abs(2*p1*d*(kapA/(kapA - 1))*((
    p2/p1)^(2/kapA) - (p2/p1)^((kapA + 1)/kapA)))) else (-1)*Ac*mueC*sqrt(abs(
    2*p1*d*(kapA/(kapA - 1))*((p2/p1)^(2/kapA) - (p2/p1)^((kapA + 1)/kapA)))));
  dp = p1 - p2;
end Mue;

```

**Abbildung 5.8:** Auszug aus dem MODELICA-Code zur Modellierung des  $\mu$ -Widerstands

```

model TurbulentLossZetasingle
  // Vererbung der benötigten THERMOFLUID-Partialmodelle
  extends ThermoFluid.Icons.MultiStatic.FlowResistance(final nspecies=nspec);
  extends ThermoFluid.BaseClasses.FlowModels.Static.FlowModelBase(final
    nspecies=nspec);
  extends ThermoFluid.BaseClasses.CommonRecords.FlowVariablesStatic(final
    nspecies=nspec);
  // Deklaration der Variablen
  Modelica.SIunits.Density d "Density";
  Modelica.SIunits.Area A=bi*ti "Cross section area";
  Real areg=zetaA/(2*A^2);
  Real breg=8*KorrF*kinVis*li*((ti + A/ti)^2)/(A^3);
  // Regression des Massenstromes f(dp)
  Real mdotval=- (breg/(2*areg/d)) + sqrt((breg/(2*areg/d))^2 + abs(dp*d/areg));
  // Deklaration der Parameter
  parameter Integer nspec=2 "Number of Species";
  parameter Real zetaA=1 "Friction Coefficient";
  parameter Real ti=1 "Length of Aperture";
  parameter Real bi=1 "Width of Aperture";
  parameter Real li=1 "Depth of Aperture";
  parameter Real KorrF=1.5 "Aperture Correction Factor";
  parameter Real kinVis=203e-7 "Average Kinematic Viscosity";
  ...
equation
  // Berechnung des richtungsunabhängigen Massenstromes f(dp)
  mdot = noEvent(if dir > 0.0 then mdotval else -mdotval);
  //mdot = noEvent(if dir > 0.0 then A*sqrt(abs(2*dp*d/zetaA))
  //else (-1)*A*sqrt(abs(2*dp*d/zetaA)));
  dp = p1 - p2;
end TurbulentLossZetasingle;

```

**Abbildung 5.9:** Auszug aus dem MODELICA-Code zur Modellierung des Regressions-Widerstands

## 5.2.4 Quellen und Senken

### 5.2.4.1 Temperaturmodell

Das Temperaturmodell `ThermoFluid.Components.HeatFlow.Sources.Temp` wird zur Simulation konstanter Wandtemperaturen verwendet. Es enthält einen Wärmekonnektor sowie einen Signalkonnektor über den die Temperatur gesteuert werden kann (siehe Abbildung 5.10). Der Wärmekonnektor ist dabei mit dem Wärmeübertragungsmodell des angeschlossenen konzentrierten oder verteilten Kontrollvolumens verbunden. Das Modell ist eine Standardkomponente der THERMOFLUID-Bibliothek.

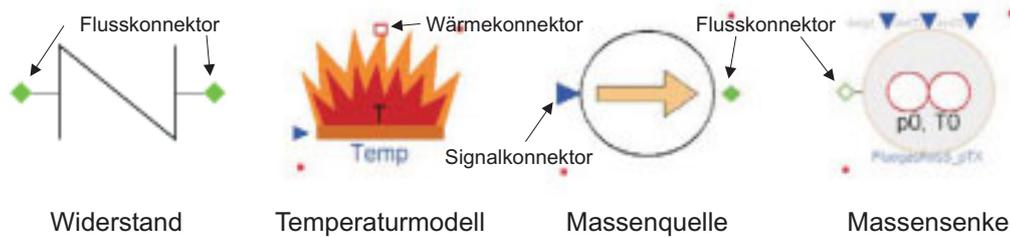
### 5.2.4.2 Massenquelle und -senke

Mit einer Massenquelle kann dem Modell ein definierter Massenstrom feuchter Luft zugeführt werden. Die Massenquelle stellt damit den Luftauslass zum Beispiel in der Kabine eines Flugzeuges dar. Die in der `FeuchteLuftFlueGas.Reservoirs`-Klasse hinterlegten Massenquellen `MassFlowMSCond` und `MassFlowMSCondwophi` basieren auf dem Modell aus der THERMOFLUID-Bibliothek `ThermoFluid.Components.FlowSources.MassFlowMS`. Die Modifikation der ursprünglichen Massenquelle erleichtert die Handhabung von Mehrkomponentenströmungen feuchter Luft. Darin wird die Zusammensetzung des Gemisches und die Mischungsenthalpie der feuchten Luft anhand der relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  (`MassFlowMSCond`) oder mit dem Wassergehalt  $x$  (`MassFlowMSCondwophi`) berechnet.

Beide Massenstromquellen sind mit zwei verschiedenen Konnektoren versehen. Der Flusskonnektor verbindet das Modell mit anderen Klassen und übergibt die relevanten Zustände. Am Signalkonnektor können externe Signale angeschlossen werden, die zum Beispiel den Massenstrom, die Temperatur oder die Zusammensetzung der Luft steuern (siehe Abbildung 5.10).

Die Massensenke `ThermoFluid.Components.FlueGas.Reservoirs.FluegasResSpTX` dient zur Modellierung des Outflow Valves (siehe Abbildung 5.10). Sie wurde der THERMOFLUID-Bibliothek entnommen und nicht modifiziert. Zusätzlich zum Outflow Valve befindet sich eine zweite Senke im Modell, mit der die Rezirkulation vereinfacht simuliert wird. Die Einstellungen entsprechen denen des Outflow Valves, wodurch eine 50:50 Aufteilung des Massenstromes nach dem Dreieck erreicht wird.

Über den Flusskonnektor können dabei sowohl ein stationärer Druck (Flug in einer bestimmten Höhe) als auch Druckverläufe (Start oder Landung) vorgegeben werden. Die Steuerung des Druckverlaufs muss dabei über die Signalkonnektoren erfolgen.



**Abbildung 5.10:** DYMOLA/MODELICA-Symbol für den Widerstand, das Temperaturmodell sowie die Massenquelle und -senke

### 5.3 Identifikation und Ermittlung der Simulationsparameter

Für die in Abschnitt 5.2 beschriebenen Komponenten des DYMOLA/MODELICA-Modells ist die Ermittlung der strömungsmechanischen und thermodynamischen Parameter erforderlich. Es sollen die Impuls- und Wärmeströme zwischen verschiedenen Bereichen im Flugzeug berechnet werden. Als strömungsmechanische Parameter müssen daher die Widerstandszahlen für die entsprechenden Einbauten (z.B. Seitenlining, Dado-Panel) bekannt sein, bzw. müssen abgeschätzt oder analytisch berechnet werden. Für geometrisch undefinierte Geometrien, wie den Seitenwandbereich oder das Dado-Panel, kann der Strömungswiderstand nur experimentell ermittelt werden. Aus dem in Abbildung 5.3 dargestellten physikalischen Ersatzmodell und dem DYMOLA/MODELICA-Modell in Abbildung 5.4 lassen sich mit den Ausführungen in Kapitel 3 folgende Strömungswiderstände identifizieren:

- Kabine-Crown,
- Spaltströmung von der Crown in den Dreiecksbereich (zwischen Seitenlining und Struktur),
- Strömung aus der Kabine direkt in den Spalt zwischen Seitenlining und Struktur durch undefinierte Spalte in Seitenlining,
- Kabine-Dreieck (Dado-Panel) und
- Dreieck-Bilge (Schubbleche).

### 5.3.1 Bisherige Arbeiten zur Parameterermittlung

Für die SIMULINK-Simulationen (siehe Abschnitt 2.4) wurden in [51] bereits Abschätzungen und ergänzende experimentelle Arbeiten durchgeführt.

Der Massenstrom beim Übergang Kabine-Crown und Dreieck-Bilge wird zum Beispiel mit Hilfe der Ausflussfunktion (siehe Gleichung 4.58) berechnet. Dafür muss die Druckdifferenz, der durchströmte Querschnitt und die Ausflusszahl bekannt sein. Durch das Begehen von Flugzeugen der Baureihe A320 wurde die durchströmte Fläche abgeschätzt (Kabine-Crown:  $A_{kc} = 0.01 \text{ m}^2$ , Dreieck-Bilge:  $A_{db} = 0.05 \text{ m}^2$ ). Die Ausflusszahl wurde theoretisch ermittelt. Nach [9] beträgt der Wert für eine scharfkantige Öffnung, wie sie am Deckenlining beobachtet werden konnte,  $\mu = 0.6111$ . Für den Übergang von der Kabine in den Spalt durch Öffnungen zwischen zwei Seitenlinienelementen erfolgt die Berechnung des Massenstroms in [51] nach der allgemeinen Druckverlustgleichung (siehe Gleichung 4.50). Da der Abstand zwischen zwei Linienelementen sehr klein ist und eine zusätzliche Dichtung den Widerstand erhöht, wurde  $\zeta_{ks} = 15$  und  $A_{ks} = 0.0003 \text{ m}^2$  angenommen.

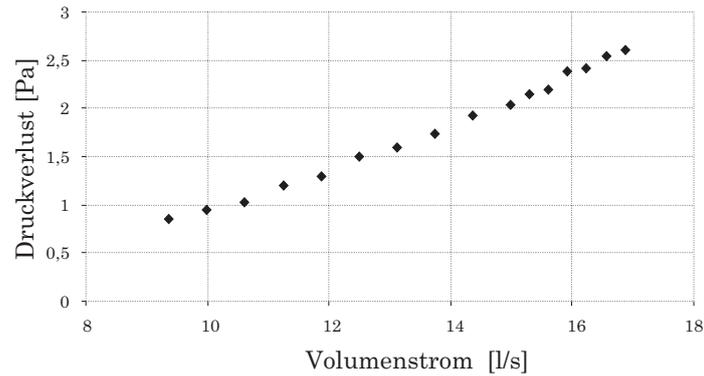
Zur Ermittlung der Widerstände des Dado-Panels (Kabine-Dreieck) und der Seitenwand (Spaltströmung) wurden Messungen an einem Dado-Panel eines A340 und an einem A310-Seitenteil (siehe Abschnitt 5.5.2, [51]) durchgeführt. Für diese Versuche wurde das A310-Seitenteil mit dem Lining und der Isolierung eines A340 ausgerüstet.

Prinzipiell wird bei diesen Messungen die Druckdifferenz über dem jeweiligen Element als Funktion des Volumenstromes gemessen. Der Versuchsstand wird dabei über eine Volumenstrommessstrecke und ein Gebläse mit einem bestimmten Volumenstrom versorgt. Das Gebläse fördert angesaugte Luft in ein Rohr, in das eine Blende mit bekanntem Druckverlustverhalten eingebaut ist. Über den gemessenen Druckabfall an der Blende kann mittels der Blendenkennlinie der zugehörige Volumenstrom ermittelt werden. Aus den gemessenen Druckdifferenzen über dem Dado-Panel und der Seitenwand konnten durch Regressionen algebraische Funktionen erstellt werden, die der SIMULINK-Simulation als Randbedingung für den Widerstand der Strömung durch das jeweilige Element dienen. Für das Dado-Panel erhält man damit die in Abbildung 5.11 gezeigte Abhängigkeit des Druckverlustes vom Volumenstrom. Die resultierende Widerstandszahl ( $\zeta_{Dadopanel} = 1.13$ ) ist unabhängig vom durchgesetzten Volumenstrom (siehe Abbildung 5.12). Für den A310-Seitenwandbereich erhält man folgende modifizierte Regressionsgleichung:

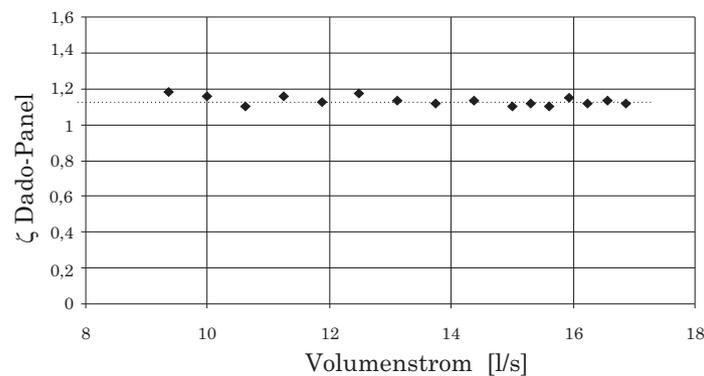
$$\dot{V} = -2.45 + \sqrt{6.0025 + 14.3 \cdot \Delta p}, \quad (5.7)$$

wobei sich der Massenstrom aus dem Volumenstrom und der Dichte der aus dem Gebläse austretenden Luft berechnen lässt. Die Gleichung 5.7 entspricht nicht exakt der in [51] ermittelten Gleichung, da aus numerischen Gründen der Volumenstrom bei  $\Delta p = 0$  ebenfalls gleich Null gesetzt werden muss. Der in [51] berücksichtigte Einfluss einer durch Dichteunterschiede hervorgerufenen Konvektion bei  $\Delta p = 0$  und gekühlter Außenhaut wird dabei vernachlässigt.

Die Parameter für den Wärmedurchgang durch Wände, Decken oder sonstige Einbauten wurden ebenfalls abgeschätzt, oder konnten durch Erfahrungswerte der Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVAT, ergänzt werden. Der Wärmedurchgang wird durch den Wärmedurchgangskoeffizienten



**Abbildung 5.11:** Druckverlust über Volumenstrom beim Dado-Panel [51]



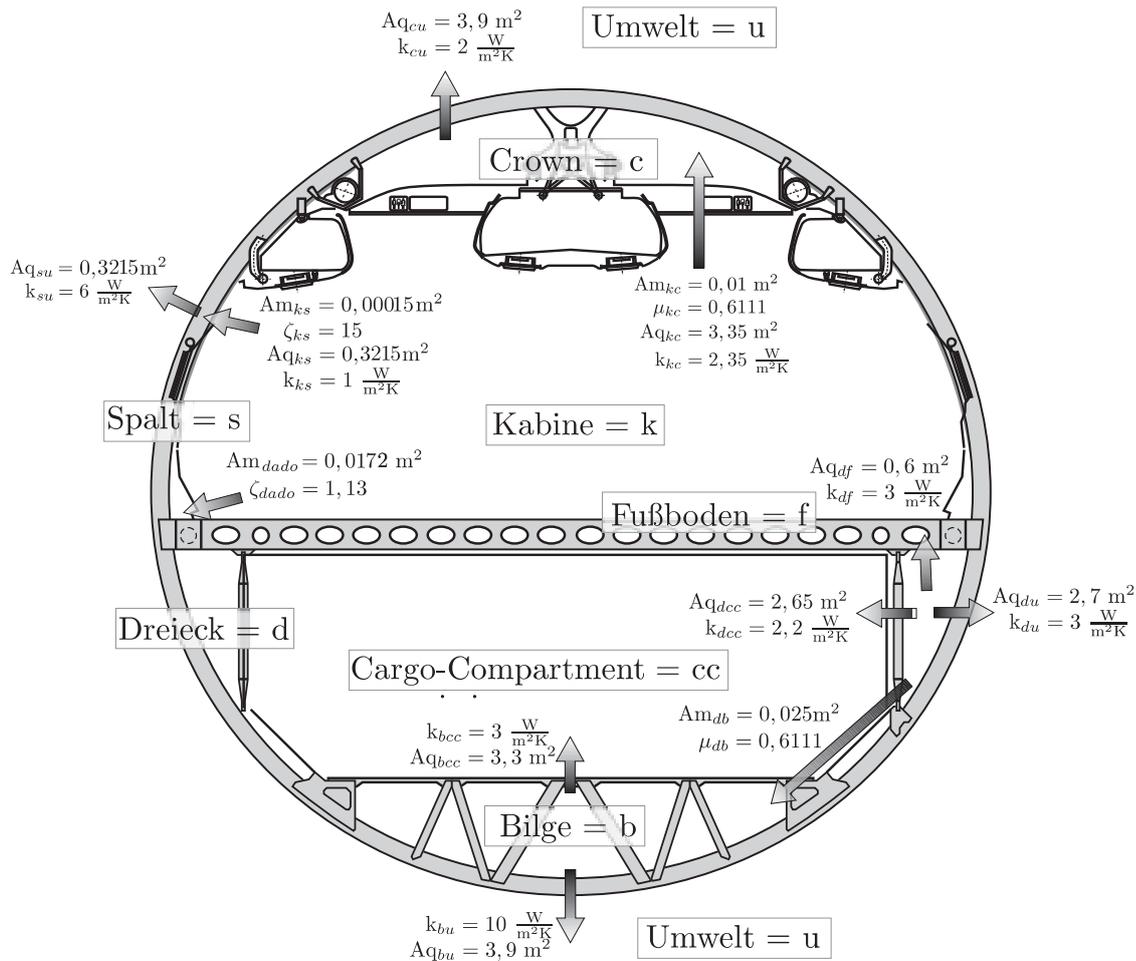
**Abbildung 5.12:** Widerstandszahl  $\zeta$  beim Dado-Panel als Funktion des Volumenstroms [51]

$k$  und die dazugehörige Querschnittsfläche  $A$  beschrieben (siehe Gleichung 4.34). Es ist dabei sinnvoll den Wärmedurchgang nur an den Stellen zu betrachten, wo die Fläche entsprechend groß ist. So erhält man zum Beispiel zwischen Kabine und Crown einen Wert für  $k_{kC}$ , während der Wärmedurchgang zwischen Dreieck und Bilge vernachlässigt werden kann. Dies lässt sich damit begründen, dass der Wärmedurchgang klein ist, im Verhältnis zur konvektiv mit der Strömung transportierten Wärmemenge. Die Abbildung 5.13 zeigt eine Übersicht aller verwendeten Simulationsparameter.

### 5.3.2 Sensitivitätsanalyse

Durch eine Sensitivitätsanalyse soll die Qualität der in [51] verwendeten und in Abschnitt 5.3.1 eingeführten Parameter beurteilt werden. Dabei wird beobachtet, wie sich zum Beispiel die Änderung eines abgeschätzten Parameters auf das SIMULINK-Simulationsergebnis auswirkt.

Da sämtliche Wärmeübergangskoeffizienten aus dem Datenbestand der Airbus Deutschland GmbH stammen, wird eine kritische Überprüfung der entsprechenden Werte nicht durchgeführt. Die Sensitivitätsanalyse beschränkt sich auf die in Tabelle A.1 im Anhang A zusammengefassten strömungsmechanischen Parameter:



**Abbildung 5.13:** Übersicht der in [51] verwendeten Strömungs- und Wärmedurchgangskoeffizienten ( $A_m$ : Durchströmte Fläche,  $A_q$ : Wärmeübertragungsfläche)

1. Strömungswiderstand  $\zeta_{ks}$  zwischen Kabine und Spalt,
2. Strömungsquerschnitt  $A_{kc}$  zwischen Kabine und Crown,
3. Strömungsquerschnitt  $A_{ks}$  durch den Spalt zwischen zwei Seitenlinienteilen,
4. Strömungsquerschnitt  $A_{db}$  zwischen Dreieck und Bilge,
5. Ausflusszahl  $\mu_{kc}$  für die Strömung aus der Kabine in die Crown.

Es sind SIMULINK-Simulationsreihen durchgeführt worden, wo bis auf den zu betrachteten Parameter alle Werte konstant gehalten wurden. Die Variation des Initialwertes betrug dabei  $\pm 25 \%$  und  $\pm 50 \%$ . Bei der Ausflusszahl  $\mu$  ist diese Variation nicht angebracht, da der Wert generell nur zwischen  $0 < \mu < 1$  liegen kann. Dieser Parameter wurde deshalb nur um  $\pm 10 \%$  und  $\pm 20 \%$  verändert.

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse finden sich in den Tabellen A.2 bis A.6 im Anhang A, wobei die Auswirkung der Variation des jeweiligen Parameters auf die Massenströme zwischen den

untersuchten Bereichen betrachtet wird. Bei den Simulationen sind teilweise Konvergenzprobleme aufgetreten, weshalb in diesem Fall keine Simulationsergebnisse vorliegen. Da bei der Analyse nur die qualitativen Auswirkungen der Veränderungen der Eingangsparameter von Interesse sind, wurde auf eine Untersuchung der teilweise schlechten Konvergenz verzichtet.

Aus den Simulationsergebnissen ist erkennbar, dass die Wahl der Querschnittsfläche  $A_{kc}$  sichtbare Auswirkungen auf die Massenstromverteilung hat. Eine Verringerung der Fläche um 50 % resultiert in einer Verringerung des Massenstroms durch das Deckenlining  $\dot{m}_{kc}$  um 24.5 %. Damit wird auch der Strom durch den Spalt  $\dot{m}_s$  um 24 % reduziert. Die Fläche  $A_{ks}$  beeinflusst zwar den Strom von der Kabine in den Spalt (maximale Abweichung +51 %), jedoch ist der Einfluss auf den Spaltstrom durch den geringen Massenstrom  $\dot{m}_{ks}$  begrenzt ( $\dot{m}_s$ : +1.3 %). Der Widerstand  $\zeta_{ks}$  und die Fläche zwischen Dreieck und Bilge  $A_{db}$  haben kaum Auswirkungen auf die Massenstromverteilung. Der Einfluss der Ausflusszahl  $\mu_{kc}$  allein führt nur zu geringen Änderungen des Massenstroms von der Crown ins Dreieck (maximale Abweichung -7 %). Allerdings hat die Querschnittsfläche  $A_{kc}$  zusammen mit der Ausflusszahl  $\mu_{kc}$  entscheidenden Einfluss auf die gesamte Nebenströmung im Spalt. Deshalb war es erforderlich die nachfolgend beschriebenen weiterführenden Messungen durchzuführen, um die aus der Abschätzung von Parametern resultierenden Unsicherheiten zu beseitigen.

### 5.3.3 Experimentelle Ermittlung der strömungsmechanischen Parameter

In diesem Abschnitt werden der Messaufbau und die Versuchsdurchführung zur Bestimmung der strömungsmechanischen Parameter beschrieben. Dabei dient ein Liningaufbau eines A340-600 in einem Mock-up bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg als Versuchsstand. Dieser hat den Vorteil, dass die Widerstände von der Kabine zur Crown, zwischen zwei Liningteilen und im Dado-Panel an nur einem Messaufbau untersucht werden können. Bei den in [51] beschriebenen Versuchen wurden die Parameter an getrennten Versuchsständen bestimmt bzw. abgeschätzt, wobei Bauteile aus teilweise unterschiedlichen Flugzeugtypen (zum Beispiel A310, A320 und A340) benutzt wurden.

Je nach Widerstand der einzelnen Strömungsquerschnitte teilt sich die Strömung im Rumpf auf, wobei die Hauptströmung über die Dado-Panel in den Dreiecksbereich strömt und sich eine Nebenströmung durch zahlreiche Spalte im Seiten- und Deckenlining einstellt. Wie schon in Abschnitt 5.3.1 beschrieben wurde, resultieren die strömungsmechanischen Parameter aus der Beziehung zwischen dem Druckverlust eines Strömungskanals und dem zugehörigen Volumenstrom. Um die in [51] ermittelten Parameter zu überprüfen, wurde eine genauere Untersuchung aller möglichen Strömungswege aus der Kabine durchgeführt. Im Inneren des Mock-up's wurde ein Druckraum installiert, in dem variable Überdrücke von bis zu 20 Pa gegenüber dem Umgebungsdruck eingestellt werden konnten. Der dabei durch die Spalte im Lining fließende Volumenstrom wurde messtechnisch erfasst. Der Volumenstrom wird wieder mittels einer geeigneten Messstrecke bestimmt (siehe Abschnitt 5.3.1). Diese besteht aus einem Rohr, in das eine Blende bekannten Durchmessers eingebaut ist. Über die Blendenkennlinie kann aus dem über der Blende abfallenden Druck auf den durchströmen-

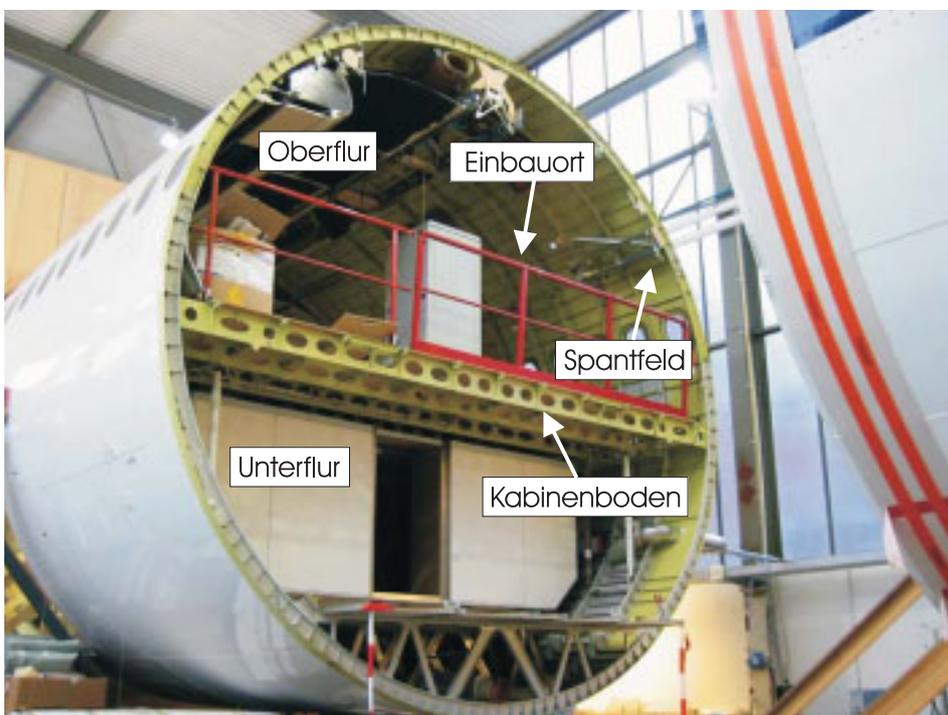
den Volumenstrom geschlossen werden. Die Rohrlänge vor der Blende sorgt für eine vollständig ausgebildete Strömung durch die Blende.

Die Druckdifferenz zwischen der Kabine und dem Bereich hinter dem Lining wurde im stationären Zustand gemessen. Da nur der Widerstand des eingebauten Linings ermittelt werden sollte, wurde auf den Einbau der Primärisolierung und der Fenster, mit der zugehörigen Befestigung, verzichtet.

Es wurden jeweils mehrere Messreihen für den Zusammenhang zwischen Kabineninnendruck und Volumenstrom aufgenommen, wobei ein bestimmter Volumenstrom vorgegeben wurde. Die aus den einzelnen Messwerten resultierenden Kurven beschreiben das gesamte Widerstandsverhalten der vermessenen Strömungsöffnung. Neben der Vermessung der Einzelspalte wurde zusätzlich der Zusammenhang für komplette Bereiche aufgenommen, die sich aus mehreren Einzelspalten zusammensetzen. Für die Abschätzung der Undichtigkeit des gesamten Versuchsaufbaus und den damit verbundenen Fehlern wurde der Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckverlust ebenfalls für den Fall bestimmt, bei dem alle Spalte verschlossen sind.

### 5.3.3.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsstand wurde im Oberflurbereich eines A340 Mock-up's aufgebaut. Der Mock-up besteht aus der hinteren Sektion des Rumpfes. In der Abbildung 5.14 sind die Ober- und Unterflurbereiche zu erkennen, die durch den Kabinenboden getrennt sind.



**Abbildung 5.14:** A340 Mock-up, hintere Rumpfsktion

Der Versuchsstand ist vier Spantfelder lang und beinhaltet die komplette Innenausstattung in einer Kabinenhälfte eines A340-600. Der betrachtete Kabinenausschnitt beginnt am Fußwinkel am unteren Ende der Seitenverkleidung und endet am mittleren Hatrack. Auf die Bestuhlung konnte verzichtet werden, da sie keinen messbaren Einfluss auf den Strömungswiderstand der Einzelspalte oder der Bereiche besitzt.

Die Abbildung 5.15 zeigt den Versuchsstand im Kabinenbereich (Oberflur) des Mock-up's. Er besteht aus einem vier Spantfelder breiten Raum, der durch abgedichtete Holzwände von der Umgebung abgetrennt ist. Unterhalb des mittleren Hatracks befindet sich eine Tür, durch die der Versuchsstand betreten werden kann. Die Luftzufuhr zum Einstellen des Überdrucks gegenüber der Umgebung befindet sich oberhalb des Kabinenbodens. In der Kammer wird der Differenzdruck über den entsprechenden Spalten gemessen. Der dafür notwendige Messaufbau ist nicht dargestellt.

Die Montage der Liningteile wurde von Mitarbeitern der Airbus Deutschland GmbH durchgeführt. Dadurch konnte der seriennahe Einbau und die spezifizierte Ausführung der Übergänge zwischen den Komponenten gewährleistet werden. Um ein möglichst ungehindertes Durchströmen der jeweiligen Spalte zu erreichen, wurde auf die Ausrüstung mit Primärisolierung komplett verzichtet. Die an den Rückseite des Linings fixierte Sekundärisolierung hat keine Auswirkung auf den Strömungsverlauf, weshalb diese nicht ausgebaut wurde. Alle nicht zu untersuchenden Spalte wurden mit Gewebeklebeband abgedichtet.

In der Abbildung 5.16 ist schematisch der Querschnitt des Versuchsaufbaus am Beispiel der Messung des Bereichs *Crown* dargestellt. Für die Ermittlung des Widerstands beim Übergang in die *Crown Area* wurden bis auf das Deckenlining alle Spalte abgeklebt. Durch die Vorgabe eines Volumenstroms in die Messkammer kann der Druckverlust als Funktion des Volumenstromes bestimmt werden. Zusätzlich wird die Temperatur und relative Feuchtigkeit der Luft in dem Messstand ermittelt, um die Dichte der Luft zu berechnen.

Die verschiedenen auftretenden Einzelspalte werden für die Messungen in Bereichen zusammengefasst. Dies sind *Crown*, *Seitenteil* und *PSU* und *Dado-Panel*. Als *PSU* wird dabei die "Passenger Service Unit" bezeichnet, in der die individuelle Licht-, Luft- und Notfallsauerstoffversorgung sowie der Rufschalter für die Service-Crew zusammengefasst sind. Die *PSU* befindet sich direkt über den Passagiersitzen. Für die Messungen wurde auf eine original *PSU*-Einheit verzichtet. Es wurde an einer Attrappe mit gleicher Geometrie gemessen. Die Abbildung 5.17 zeigt eine Übersicht der vermessenen Bereiche. In dem Bild ist die Holzabtrennung der Kammer noch nicht eingebaut.

Wie schon erwähnt wurde, fasst jeder Bereich verschiedene Einzelspalte zusammen. Für die *Crown* ist dies beispielhaft in Abbildung 5.18 dargestellt. Bei den Messungen werden alle Spalte berücksichtigt, die eine Verbindung zwischen Kabine und *Crown Area* herstellen. Aus dem Aufbau des Deckenlinings ergeben sich mögliche Spalte zum Beispiel zwischen:

1. dem mittlerem Hatrack und dem mittlerem Deckenlining,
2. zwei Teilen des mittleren Deckenlinings,

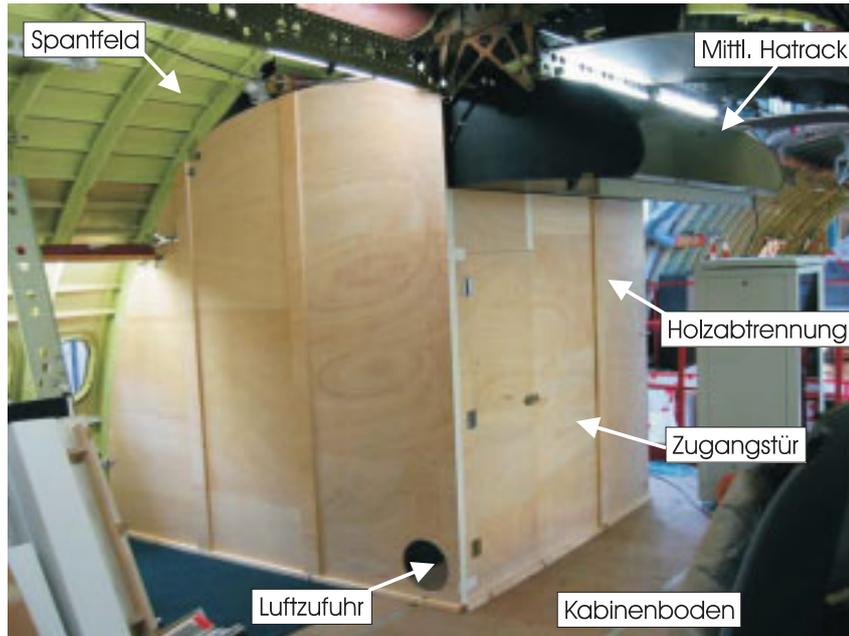


Abbildung 5.15: Versuchsstand im Oberflurbereich des A340 Mock-up

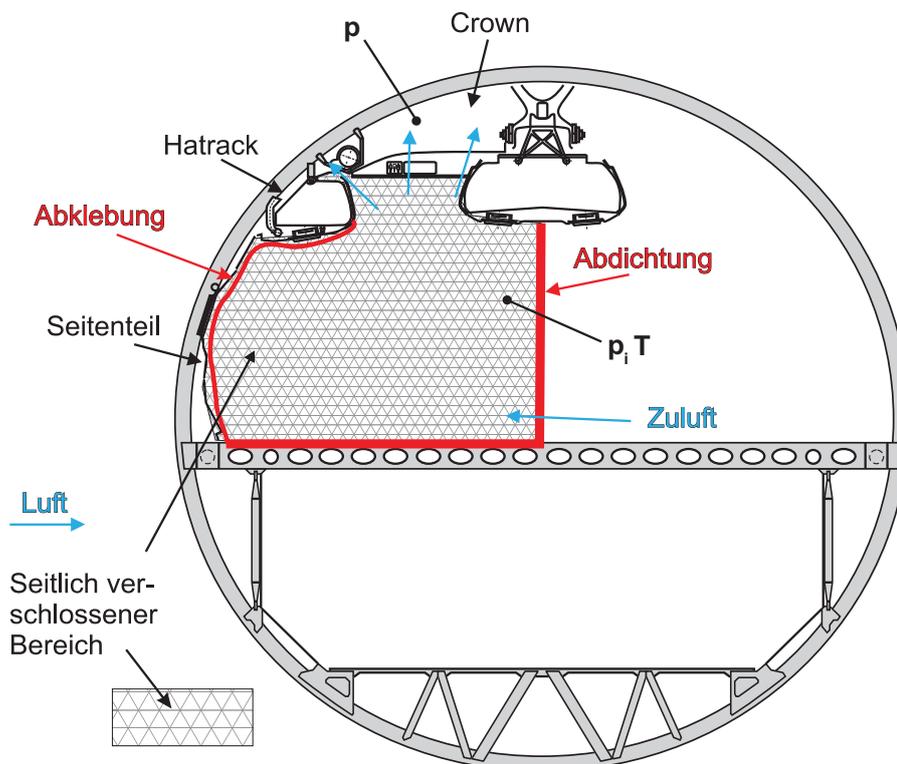
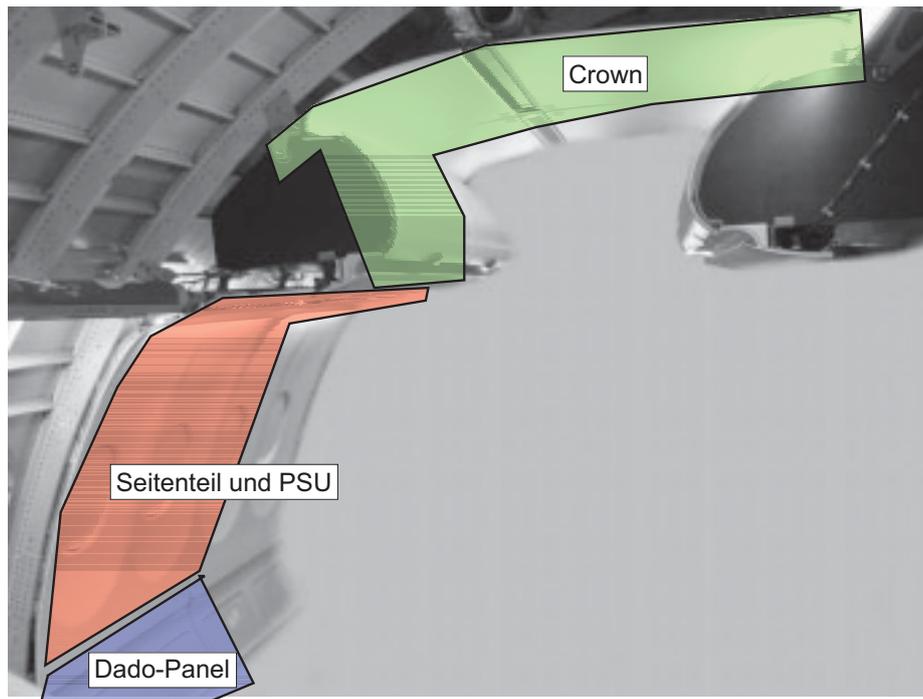


Abbildung 5.16: Querschnitt des Versuchsaufbaus mit exemplarischer Abtrennung für die Messung des Bereichs Crown



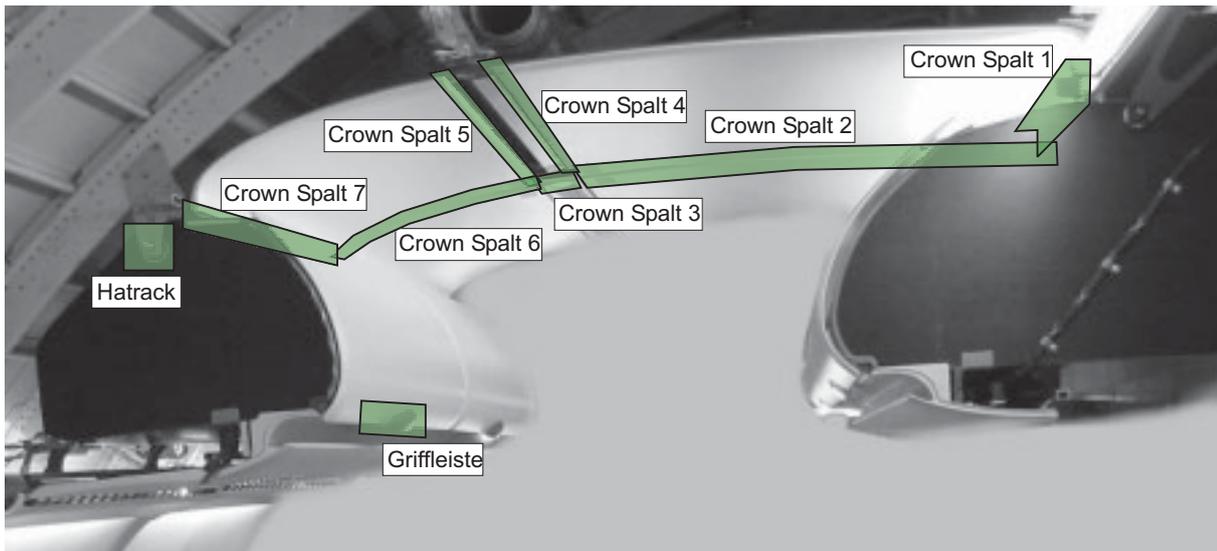
**Abbildung 5.17:** Übersicht der vermessenen Bereiche *Crown*, *Seitenteil und PSU* und *Dado-Panel*

3. zwei Lüftungsgittern (Airgrills),
4. dem mittlerem Deckenlining und dem Lüftungsgitter,
5. dem Lüftungsgitter und dem seitlichem Deckenlining,
6. zwei seitlichen Deckenliningteilen,
7. dem seitlichem Deckenlining und dem seitlichem Hatrack.

Zusätzlich könnte Luft durch Öffnungen an den Aufhängungen der seitlichen und mittleren Hatracks sowie durch Spalte hinter der Verriegelung der Hatrackdeckel (Griffleiste) in die Crown strömen.

Zur Einstellung des Überdrucks in der Kammer wurde ein Lüfter mit variabler Leistung verwendet. Dieser fördert Luft in die Kabine, wobei der Betrag des eintretenden Volumenstromes mit einer Messstrecke ermittelt wurde. Durch die Regelung der Lüfterleistung können verschiedene Volumenströme eingestellt werden.

Insgesamt standen fünf Messstrecken zur Verfügung. Davon bestanden vier Messstrecken aus einem Rohr, das jeweils mit einer Blende eines bestimmten Durchmessers versehen war. Mit Hilfe der Einlaufstrecke vor der Blende konnte eine ausgebildete Strömung sichergestellt werden. Die Blenden waren nicht nach DIN-Norm ausgeführt [19]. Allerdings konnten die Ergebnisse von Kalibrierversuchen mit diesen Blenden bei der Airbus Deutschland GmbH, Abteilung ECTC, verwendet werden.



**Abbildung 5.18:** Mögliche Einzelspalte im Bereich Crown

Aus diesen Kalibrierversuchen wurde jeweils ein Gültigkeitsbereich abgeleitet, in dem der Volumenstrom aus dem Druckverlust und einem spezifischen Blendenkoeffizient berechnet werden kann. In Tabelle A.7 im Anhang A sind die zur Verfügung stehenden Messstrecken sowie die entsprechenden Koeffizienten aufgeführt. Für die Messungen wurden die Messstrecken jeweils so gewählt, dass der eingestellte Volumenstrom im kalibrierten Bereich lag. Die Berechnung des Volumenstromes mit den Messstrecken 1 bis 4 folgt mit:

$$\dot{V} = c \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4000} \cdot \sqrt{\frac{200 \cdot \Delta p}{\rho}}, \text{ mit } \Delta p \text{ in hPa.} \quad (5.8)$$

Die fünfte Messstrecke wird aus einem kleinen Rohr gebildet, in das ein Drahtgeflecht eingebaut ist. Damit erhält man eine laminare hydrodynamisch ausgebildete Strömung, die ebenfalls einen entsprechenden Druckverlust erzeugt. Dafür gilt die folgende Beziehung:

$$\dot{V} = c \cdot \Delta p = 0.0342 \cdot \Delta p, \text{ mit } \Delta p \text{ in Pa.} \quad (5.9)$$

Die Stützstellen der Messstrecke 5 sind in die Tabelle A.8 eingetragen.

### 5.3.3.2 Versuchsdurchführung

Vor dem eigentlichen Start der Messungen war noch eine Kalibrierung der Differenzdruckmessung durchzuführen. Die durch einen Spalt strömende Luft wird hinter diesem in axiale Richtung umgelenkt. Ein daraus resultierender zusätzlicher Druckverlust konnte messtechnisch nicht nachgewiesen werden. Auch ist die Versuchskammer nicht komplett dicht. Deshalb wird sich bei einem bestimmten Innendruck ein Leakagestrom einstellen, obwohl alle Spalte des Linings abgeklebt sind. Dieser systematische Fehler wurde erfasst und bei der Auswertung der Messergebnisse korrigiert.

Die eigentliche Messung umfasste die Ermittlung des Druckverlustes über der Blende (Volumenstrombestimmung), des Innen- und des Absolutdrucks sowie der Temperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit in der Kammer. Dabei wurde die Druckdifferenz über dem Spalt erst bei stationären Zuständen der Strömung abgelesen. Eine Messreihe besteht aus einer Reihe von Messpunkten für einen unveränderten Versuchsaufbau. Die Umgebungsbedingungen wurden dabei jeweils nur einmal pro Messreihe bestimmt, da die zwischenzeitlichen Änderungen zu vernachlässigen sind.

### 5.3.3.3 Messdatenauswertung

Der Strömungswiderstand eines Spaltes wird hauptsächlich durch die Geometrie, also Höhe  $h$ , Breite  $b$  und durchströmte Länge  $l$  sowie von der Form des Ein- und Auslaufes bestimmt. Bei den aufstehenden Spalten und beim Gesamtwiderstand der sich aus mehreren Einzelspalten zusammensetzt, ist eine genaue Bestimmung der Geometrie schwierig. Daher wird versucht, den gemessenen Zusammenhang zwischen Volumenstrom  $\dot{V}$  und sich einstellendem Druckverlust  $\Delta p$  durch einen äquivalenten Strömungswiderstand zu beschreiben.

Dieser Strömungswiderstand lässt sich durch eine Durchströmung eines rechteckförmigen Kanals darstellen, welcher das gleiche Druckverlustverhalten aufweist, wie der vermessene Spalt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Strömungsverhältnisse der Messung nicht denen einer Kanalströmung entsprechen, sondern es sich um Spalt- und Labyrinthströmungen handelt.

Für die Messdatenauswertung wurden die geometrischen Größen für alle Einzelspalte durch Messungen bestimmt. Konnten die Abmessungen nicht direkt ermittelt werden (zum Beispiel Hatrack und Griffleiste) wurde die Öffnung durch ein Rechteck gleicher Fläche vereinfacht. Da die Bereiche die Einzelspalte zusammenfassen, ist es sinnvoll die gesuchten Größen aus den Werten der Einzelspalte abzuleiten. Die Breite  $b$  des Ersatzspaltes für einen Bereich kann aus der Summe aller Breiten der Einzelspalte berechnet werden. Da es sich dabei nicht um einen langen Spalt, sondern um die Summe mehrerer Einzelspalte handelt, wird vernachlässigt. Für die durchströmte Gesamtlänge  $l$  wurde ein auf die Breite der Einzelspalte gewichteter Mittelwert eingeführt. Dafür gilt:

$$l = \frac{\sum (l_i \cdot b_i)}{\sum b_i} \quad (5.10)$$

Wenn dies nicht möglich war, musste die durchströmte Länge abgeschätzt werden (zum Beispiel Hauptströmung im Dado-Panel).

Ziel ist die Bestimmung einer Regressionsgleichung für das DYMOLA/MODELICA-Modell, die den Zusammenhang zwischen Druckverlust und Massenstrom berechnet. Ausgehend von der allgemeinen Druckverlustgleichung in Gleichung 4.50:

$$\Delta p = \left( \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2},$$

erfolgt die Herleitung unter der Annahme, dass die Strömung stationär, inkompressibel und laminar ist. Für den laminaren Strömungszustand gilt für die Rohrreibungszahl  $\lambda_{lam}$  die Gleichung 4.55:

$$\lambda_{lam} = \frac{64}{Re} \cdot \varphi,$$

mit  $\varphi$  als Korrekturfaktor der Öffnungsform. Dieser Beiwert beschreibt den Einfluss der Abweichung von der Kreisform des Querschnitts. Nach [61] kann  $\varphi \approx 1.5$  angenommen werden, da sich bei rechteckförmigen Strömungskanälen, im Verhältnis zur Höhe, hier sehr breite Spalte ergeben. Ersetzt man die Reynoldszahl  $Re$  mit Gleichung 4.24:

$$Re = \frac{w \cdot d_{hyd}}{\nu},$$

wobei  $d_{hyd}$  den für unrunde Kanalströmungen gleichwertigen hydraulischen Durchmesser beschreibt, ergibt sich für  $\lambda_{lam}$ :

$$\lambda_{lam} = \frac{64 \cdot \varphi \cdot \nu}{w \cdot d_{hyd}}. \quad (5.11)$$

Durch Einsetzen in die allgemeine Druckverlustgleichung 4.50 erhält man damit:

$$\Delta p = \left( \zeta + \frac{64 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l}{w \cdot d_{hyd}^2} \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}. \quad (5.12)$$

In Gleichung 5.12 kann die Geschwindigkeit  $w$  durch

$$w = \frac{\dot{V}}{A}, \quad (5.13)$$

ersetzt werden. Daraus folgt:

$$\Delta p = \left( \zeta + \frac{64 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l \cdot A}{\dot{V} \cdot d_{hyd}^2} \right) \cdot \rho \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^2 \cdot 2}. \quad (5.14)$$

Für den hydraulischen Durchmesser  $d_{hyd}$  gilt Gleichung 4.54:

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot A}{U}.$$

Für den Druckverlust in Gleichung 5.14 ergibt sich damit:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left( \zeta + \frac{4 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l \cdot U^2}{\dot{V} \cdot A} \right) \cdot \rho \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^2 \cdot 2} \\ &= \frac{\zeta \cdot \rho}{2 \cdot A^2} \cdot \dot{V}^2 + \frac{2 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l \cdot U^2 \cdot \rho}{A^3} \cdot \dot{V}. \end{aligned} \quad (5.15)$$

Der Volumenstrom  $\dot{V}$  lässt sich in Gleichung 5.15 ersetzen durch:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}. \quad (5.16)$$

Für rechteckförmige Kanäle gilt für den Umfang:

$$U = 2 \cdot b + 2 \cdot h, \quad (5.17)$$

und die Kanalhöhe:

$$h = \frac{A}{b}. \quad (5.18)$$

Daraus folgt:

$$\Delta p = \underbrace{\frac{\zeta}{2 \cdot A^2}}_{a_{reg}} \cdot \frac{\dot{m}^2}{\varrho} + \underbrace{\frac{8 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l \cdot \left(b + \frac{A}{b}\right)^2}{A^3}}_{b_{reg}} \cdot \dot{m}. \quad (5.19)$$

Daraus lässt sich die gesuchte Regressionsgleichung

$$\boxed{\Delta p = a_{reg} \cdot \frac{\dot{m}^2}{\varrho} + b_{reg} \cdot \dot{m}}, \quad (5.20)$$

ableiten, deren Koeffizienten

$$a_{reg} = \frac{\zeta}{2 \cdot A^2}, \quad (5.21)$$

und

$$b_{reg} = \frac{8 \cdot \varphi \cdot \nu \cdot l \cdot \left(b + \frac{A}{b}\right)^2}{A^3}, \quad (5.22)$$

bestimmt werden können. Die Werte für  $\zeta$  und  $A$  sind für einen vermessenen Spalt konstant. Die Koeffizienten  $a_{reg}$  und  $b_{reg}$  sind so gewählt, dass sie von den gemessenen Größen  $\Delta p$ ,  $\dot{V}$  und  $\varrho$  unabhängig sind und folglich für unterschiedliche Messungen eines Spalts gleich sein müssen.

Die Fläche  $A$  kann aus  $b_{reg}$  berechnet werden. Die Gleichung 5.22 lässt sich nicht nach  $A$  auflösen. Deshalb wird zur Bestimmung von  $A$  ein numerisches Verfahren (Solver-Modul in MICROSOFT-EXCEL [39]) benutzt. Mit Gleichung 5.21 kann anschließend aus  $a_{reg}$  und  $A$  der Wert für  $\zeta$  berechnet werden.

Bei der Berechnung der geometrischen und hydrodynamischen Parameter handelt es sich um Größen zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Volumenstrom und Druckverlust. Es ist wichtig zu beachten, dass diese Werte nicht die realen Spaltgeometrien beschreiben.

Bei der Auswertung der Messergebnisse wurde beobachtet, dass negative Koeffizienten für  $a_{reg}$  auftreten können. Dies ist allerdings physikalisch nicht sinnvoll, da alle Koeffizienten in den Gleichungen 5.21 und 5.22 positiv sind. Es kann angenommen werden, dass zum Beispiel durch nicht berücksichtigte Messfehler in diesen Fällen die Messdaten nicht durch das mathematische Modell dargestellt werden können. Folglich wird willkürlich festgelegt:

$$a_{reg}, b_{reg} > 0.01. \quad (5.23)$$

Zum Vergleich verschiedener Messungen ist die Auswahl geeigneter Vergleichsmethoden entscheidend. Da sich bei wechselnden Umgebungsbedingungen ( $p$ ,  $T$ ) die Dichte der Luft ändert, variiert

auch der daraus berechnete Massenstrom. Zur Darstellung der Versuchsergebnisse ist daher eine Anpassung an einen Referenzzustand durchzuführen, da sich die Messdaten mehrerer Messungen sonst nicht in einem Diagramm darstellen und vergleichen lassen. Aus jeder Messung von  $\Delta p$  und dem zugehörigen berechneten Massenstrom  $\dot{m}$  lassen sich die Koeffizienten  $a_{reg,i}$  und  $b_{reg,i}$  ermitteln. Durch die Berücksichtigung einer Referenzdichte  $\rho_{ref}$ , bei  $p_{ref} = 1013$  mbar und  $T_{ref} = 293.15$  K, kann damit aus Gleichung 5.20 ein Referenzmassenstrom bestimmt werden:

$$\dot{m} = -\frac{b_{reg,i}}{2 \cdot \frac{a_{reg,i}}{\rho_{ref}}} + \sqrt{\left(\frac{b_{reg,i}}{2 \cdot \frac{a_{reg,i}}{\rho_{ref}}}\right)^2 + \frac{\Delta p}{\frac{a_{reg,i}}{\rho_{ref}}}} \quad (5.24)$$

Zum Vergleich zwischen der gemessenen und durch die Funktion berechneten Druckdifferenz wird das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  ermittelt [8]. Es liegt im Bereich  $0 < R^2 < 1$  und ergibt sich aus der Formel:

$$R^2 = \frac{\left[ n \cdot \sum_1^n (\Delta p_{gemessen} \cdot \Delta p_{reg}) - \left( \sum_1^n \Delta p_{gemessen} \right) \cdot \left( \sum_1^n \Delta p_{reg} \right) \right]^2}{\left[ n \cdot \left( \sum_1^n \Delta p_{gemessen}^2 \right) - \left( \sum_1^n \Delta p_{gemessen} \right)^2 \right] \cdot \left[ n \cdot \left( \sum_1^n \Delta p_{reg}^2 \right) - \left( \sum_1^n \Delta p_{reg} \right)^2 \right]} \quad (5.25)$$

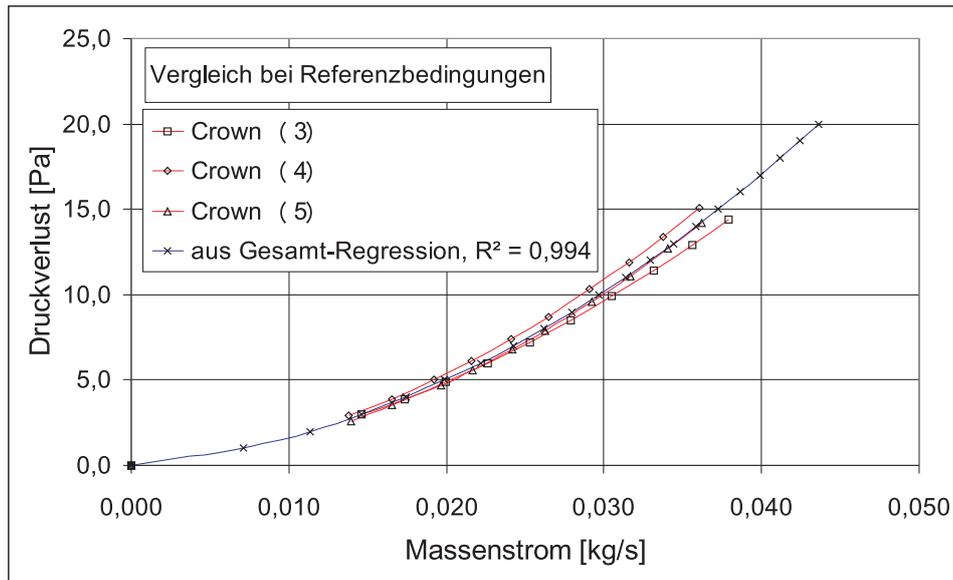
Je dichter  $R^2$  an 1 liegt, desto besser wird die Reihe der Messpunkte durch den funktionalen Zusammenhang nach Gleichung 5.20 wiedergegeben.

#### 5.3.3.4 Messergebnisse

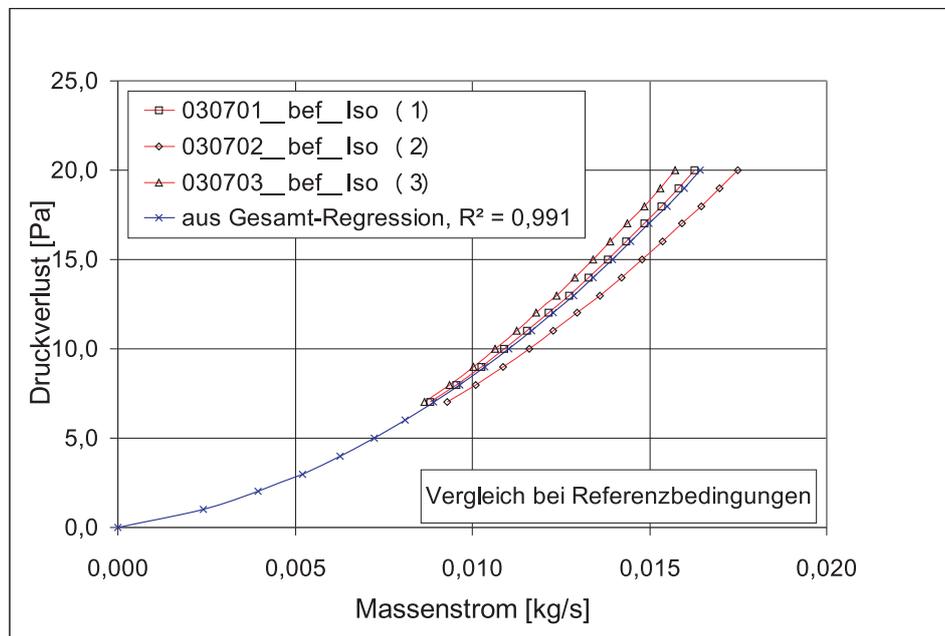
Wie in Abschnitt 5.3.3.1 erläutert, faßt jeder gemessene Bereich verschiedene Einzelspalte zusammen. Dabei wurden die Übergangsbereiche *Crown*, *Seitenteil* und *PSU* und *Dado-Panel* identifiziert. Aus den einzelnen Messreihen für einen Bereich wurde eine Gesamt-Regression der Messwerte bei Referenzbedingungen durchgeführt. In Abbildung 5.19 ist zum Beispiel die Regression von drei Messreihen (Crown 3 bis 5) zusammen mit der sich daraus ergebenden Gesamt-Regression für den Bereich *Crown* dargestellt. Es ist zu erkennen, dass ein Bestimmtheitsmaß  $R^2 = 0.994$  (siehe Gleichung 5.25) erreicht wird, woraus auf eine gute Übereinstimmung der Gesamt-Regression mit den auf Referenzwerte bezogenen Einzelregressionen geschlossen werden kann.

Die Ergebnisse für die Bereiche *Seitenteil* und *PSU* und *Dado-Panel* sind in den Abbildungen A.1 und A.2 im Anhang A eingetragen.

Entsprechend der Ermittlung der Regression der Widerstände der verschiedenen Bereiche in der Kabine wurde die aus Gleichung 5.7 bekannte Regression des A310-Seitenwandbereiches (Spaltströmung zwischen Crown und Dreieck) wiederholt [3]. Dafür wurde ein Lining des A340-600 mit den entsprechenden Halterungen und der zugehörigen Primär- und Sekundärisolierung an der Aluminiumstruktur des A310-Seitenteils befestigt. Die Ermittlung der Abhängigkeit des Druckverlustes vom Massenstrom im Seitenwandbereich wurde analog den Messungen der Bereiche durchgeführt und ist in Abbildung 5.20 dargestellt.



**Abbildung 5.19:** Regression der Messreihen 3 bis 5 und Gesamt-Regression für den Bereich Crown



**Abbildung 5.20:** Regression von drei Messreihen und Gesamt-Regression für den Seitenwandbereich; Lining A340-600 mit befestigter Isolierung [3]

Bereiche	$a_{reg}$	$b_{reg}$
Crown	10500.08	77.50
Seitenteil und PSU	131441.13	520.73
Dado-Panel	726.74	1.98
Seitenwand (Spaltströmung)	68663.10	278.42

**Tabelle 5.2:** Koeffizienten  $a_{reg}$ ,  $b_{reg}$  der Gleichung 5.20 für die Regression der Abhängigkeit des Druckverlustes vom Massenstrom

Bereiche	durchströmte Länge $l$ [cm]	Breite $b$ [m]	Höhe $h$ [mm]	Fläche $A$ [cm <sup>2</sup> ]	Strömungs- widerstand $\zeta$ [-]	Bestimmt- heitsmaß $R^2$
Crown	<b>0.528</b>	<b>6.09</b>	1.27	77.51	1.21	0.994
Seitenteil und PSU	<b>1.842</b>	<b>8.50</b>	0.915	77.76	13.16	0.987
Dado-Panel	<b>11.076</b>	<b>4.78</b>	12.94	618.48	5.57	1
Seitenwand	<b>140.0</b>	0.353	14.16	<b>50.0</b>	1.83	0.991

**Tabelle 5.3:** Berechnete und aus Messdaten abgeleitete geometrische Parameter der Bereiche und der Seitenwand sowie Bestimmtheitsmaß  $R^2$

Zusammenfassend lassen sich aus den vorgestellten Messungen die für die Gleichung 5.20 notwendigen Koeffizienten  $a_{reg}$  und  $b_{reg}$  ableiten. Die Tabelle 5.2 gibt eine Übersicht über die resultierenden Koeffizienten in den entsprechenden Bereichen.

Aus den aufgelisteten Koeffizienten können die gesuchten geometrischen Parameter für die Simulationen bestimmt werden. Dafür werden für die Bereiche alle Geometrien der Einzelspalte zusammengefasst. Wie in Abschnitt 5.3.3.3 beschrieben, wird aus der Breite  $b_i$  jedes Einzelspaltes die Gesamtbreite  $b$  für einen Bereich durch Summation ermittelt. Die Gesamtlänge berechnet sich mit Gleichung 5.10 als ein auf die Breite der Einzelspalte gewichteter Mittelwert.

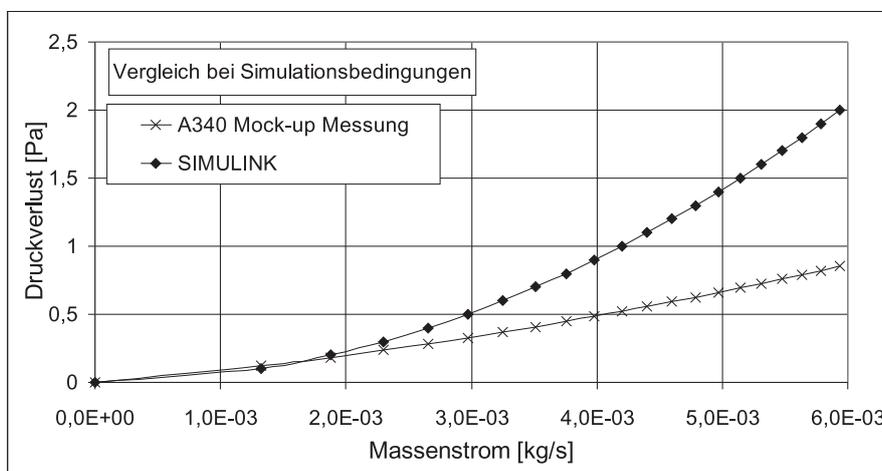
Die Höhe  $h$ , die Fläche  $A$  und der Strömungswiderstand  $\zeta$  lassen sich dann aus den Gleichungen 5.21 und 5.22 mit Hilfe des Solver-Moduls in EXCEL berechnen. In Tabelle 5.3 finden sich die resultierenden geometrischen Simulationsparameter für die Bereiche sowie das Bestimmtheitsmaß der Gesamt-Regression.

Die Messungen in [3] liefern die Werte für die durchströmte Fläche  $A$  und die Länge  $l$ , welche als Grundlage für die Berechnungen dienen.

Für die im Abschnitt 5.4 beschriebenen Simulationen mussten deshalb die in Abbildung 5.13 aufgeführten Parameter für die Bereiche Crown, Seitenteil und PSU, Dado-Panel sowie für den Seitenwandbereich (Spaltströmung) durch die in diesem Abschnitt beschriebenen Gesamt-Regressionen ersetzt werden.

### 5.3.3.5 Vergleich der Messergebnisse mit Literaturwerten

Die am Mock-up durch Messungen ermittelten Regressionen werden mit den im SIMULINK-Modell verwendeten Regressionen verglichen [51]. Dafür wurden die mit dem SIMULINK-Modell berechneten Massenströme und die dort benutzten Randbedingungen herangezogen. Die Ergebnisse der SIMULINK-Simulationen finden sich im Abschnitt 5.5.1 in Tabelle 5.4. Dabei wurden die folgenden Randbedingungen in der Kabine verwendet:  $T = 295.15$  K,  $p = 80000$  Pa,  $\rho = 0.944$  kg/m<sup>3</sup>. Um eine gute Vergleichbarkeit der Werte zu erreichen, müssen die gemessenen Bereiche so zusammengefasst werden, damit sie mit denen aus den SIMULINK-Simulationen in [51] übereinstimmen. Dabei wurde bei den Messungen im Mock-up nur eine Kabinenhälfte vermessen. Der Massenstrom  $\dot{m}_{kc}$  aus Tabelle 5.4 (Kabine-Crown) ergibt sich somit zu  $5.47/2 = 2.735$  g/s. Der Vergleich der Regressionen für die Crown findet sich in Abbildung 5.21. Es ist zu erkennen, dass sich der resultierende Druckverlust bei dem Massenstrom  $\dot{m}_{kc} = 2.735$  g/s für beide Regressionen nur geringfügig unterscheidet ( $\Delta p_{kcSIMULINK} - \Delta p_{kcMessung} \approx 0.12$  Pa). Für höhere Massenströme steigt der Unterschied zwischen den Ergebnissen der Regressionen.



**Abbildung 5.21:** Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich Crown)

Für die Strömung durch das Seitenlining ( $\dot{m}_{ks} = 0.0746$  g/s) und das Dado-Panel ( $\dot{m}_{kd} = 31.18$  g/s) können die berechneten Werte für den Massenstrom direkt aus der Tabelle 5.4 entnommen werden, da sie bereits auf eine Kabinenhälfte und ein zwei Spantfelder breites Lining bezogen sind. Die entsprechenden Regressionen finden sich in den Abbildungen A.3 und A.4 im Anhang A. Wie zu sehen ist, unterscheiden sich die Regressionen. Im Bereich der jeweiligen Massenströme  $\dot{m}_{ks}$  und  $\dot{m}_{kd}$

treten folgende Differenzen zwischen den Regressionskurven auf:  $\Delta p_{ksSIMULINK} - \Delta p_{ksMessung} \approx 0.04$  Pa,  $\Delta p_{kdSIMULINK} - \Delta p_{kdMessung} \approx 0.65$  Pa. Obwohl sich gerade für das *Seitenteil und PSU* ein unterschiedlicher Kurvenverlauf zwischen der Abschätzung in [51] und den Messungen ergibt, ist die absolute Differenz, aufgrund des niedrigen Massenstromes, zu vernachlässigen. Für das Dado-Panel kann der Unterschied zwischen den Kurven nicht vernachlässigt werden.

Die Messungen für den Bereich *Seitenwand* resultieren in einem ähnlichen Verlauf der Regressionen (siehe Abbildung A.5). Im relevanten Bereich des Massenstromes der Spaltströmung ( $\dot{m}_s + \dot{m}_{ks} \approx 2.8$  g/s) ergibt sich ein Unterschied zwischen den Regressionen von ca. 0.28 Pa.

In diesem Abschnitt wurden die durch die Messungen am A340 Mock-up erstellten Regressionen mit denen aus [51] verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass die *Seitenwand*-Regressionen einen ähnlichen Verlauf aufweisen. Im Gegensatz zeigen zum Beispiel die Kurvenverläufe des Bereiches *Seitenteil und PSU* unterschiedliches Verhalten, wobei der Unterschied durch die geringen Massenströme vernachlässigt werden kann.

Für das DYMOLA/MODELICA-Modell wurden die Widerstände der A340 Mock-up Messungen verwendet, da alle Messungen an den original Liningteilen durchgeführt werden konnten. In [51] stand kein entsprechender einheitlicher Versuchsstand zur Verfügung, weshalb sich die Regressionen aus Messungen an verschiedenen Teilen und Abschätzungen ergaben. Die Genauigkeit dieser Regressionen ist deshalb kritisch zu bewerten.

## 5.4 Simulationsergebnisse

Mit dem in Abschnitt 5.2 beschriebenen DYMOLA/MODELICA-Modell wurden verschiedene Parameterstudien zur Verteilung der feuchten Luftmassenströme und zur Kondensation im Querschnitt des A340 durchgeführt. Die Ermittlung der Simulationsparameter wird in Abschnitt 5.3 beschrieben. Dabei sind alle relevanten Strömungs- und Wärmedurchgangparameter in Abbildung 5.13 eingetragen. Für die Strömung durch die Spalte zur *Crown* und durch das *Seitenteil*, das *Dado-Panel* und im *Spalt* wurden zusätzliche Messungen an einem A340 Mock-up durchgeführt. Damit ergeben sich neue Strömungswiderstandsparameter in diesen Bereichen, die in Tabelle 5.3 zu finden sind.

Die Randbedingungen für die Simulation der Strömungen und der Kondensation im Querschnitt sind in Tabelle A.10 im Anhang A zusammengefasst. Es handelt sich hierbei um Vorgaben der Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVAT. Für die ersten Parameterstudien wurde der Massenstrom aus dem sorptiven Trockner in die *Crown* gleich Null gesetzt. Damit erhält man den regulären Fall, dass die Zuluft zur Kabine über die Dado-Panel sowie die Spalte in der *Crown* und im Seitenlining in das Dreieck strömt. Die Kabinentemperatur wird über die Zulufttemperatur eingestellt, da die Kabine als adiabates Kontrollvolumen modelliert wird. Vereinfachend wird angenommen, dass auch der Frachtraum (Cargo) die Kabinentemperatur annimmt, da primär die Luftverteilung und Kondensation im Oberflurbereich untersucht werden soll.

Zusätzlich wurde der Betrieb eines sorptiven Trocknungssystems in der Crown Area modelliert (siehe Abschnitt 2.3). Vereinfacht fördert dabei die zweite Massenquelle kontinuierlich einen definierten Massenstrom relativ trockener Luft in die Crown. Ziel ist die Trocknung der Luft im Crownbereich, wodurch die Kondensation von Wasser im Spalt reduziert werden soll.

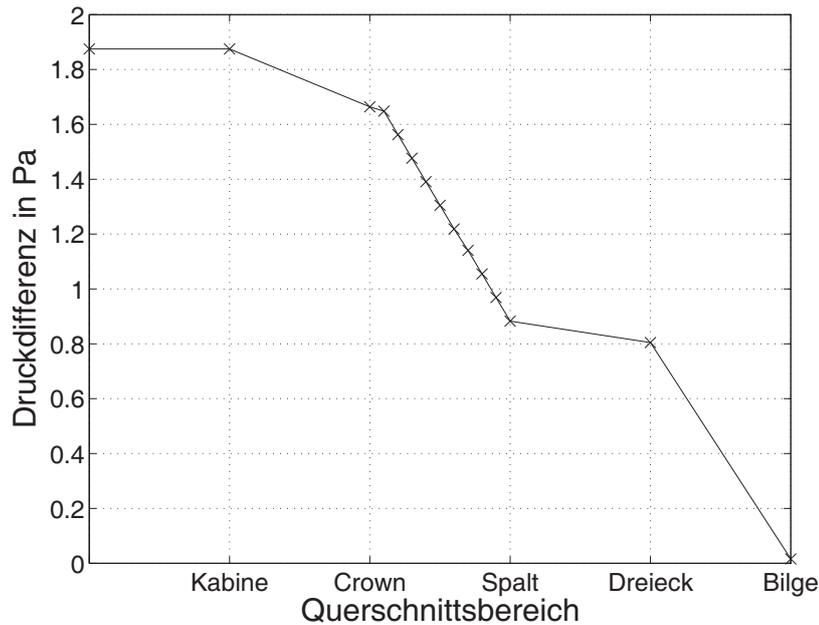
Der sorptive Trockner reduziert den Wassergehalt der Luft mittels eines Absorptionsrades, wo dem Hauptteil der zugeführten feuchten Luft mit einem Absorbens (Silicat Gel) das Wasser entzogen wird. Der Rest wird erhitzt und zur Regeneration des Absorbens genutzt. Die getrocknete Luft wird der Crown zugeführt, während die Regenerationsluft aus dem System entfernt wird. Die Vorgabe der Randbedingungen in Tabelle A.11 erfolgte durch die Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVAT.

### 5.4.1 Simulationen ohne sorptive Trocknung

Beispielhaft sind ausgewählte Simulationsergebnisse für die Simulationen ohne sorptive Trocknung in den folgenden Abbildungen 5.22 bis 5.26 dargestellt.

Abbildung 5.22 zeigt die Druckdifferenz der einzelnen Bereiche zum Outflow Valve bei einer Temperatur von  $\vartheta = 20\text{ °C}$  und einer relativen Feuchte  $\varphi = 15\%$  in der Kabine. Für die konzentrierten Volumina und die diskreten Teilvolumen im Spalt liegt dabei jeweils ein Wert vor. Die Druckdifferenz wird auf den Basiswert von 76712 Pa am Outflow Valve bezogen (siehe Tabelle A.10 im Anhang A). Am Druckverlauf ist zu erkennen, dass sich die Richtung der Massenströme aufgrund der Druckdifferenzen so einstellt, wie es in der Abbildung 5.3 skizziert ist. Nach dem Einströmen in die Kabine teilt sich der Massenstrom auf, und verlässt die Kabine über Spalte zur Crown und im Seitenlining sowie über das Dado-Panel. Im Dreieck mischt sich der Strom aus dem Dado-Panel und dem Spalt. Nach dem Dreieck folgt eine Aufteilung auf den Strom zur Bilge und für die Rezirkulation. Insgesamt ist ein sehr niedriger Druckverlust von  $\Delta p = 1.875\text{ Pa}$  zwischen Kabine und Outflow Valve zu beobachten.

Die Aufteilung der Massenströme lässt sich in Abbildung 5.23 erkennen. Dargestellt sind die Massenströme feuchter Luft beim Einströmen (*\_In*) in Crown, Lining, Spalt, Dado-Panel und Dreieck sowie beim Ausströmen aus der Bilge (*Bilge\_Out*). Es ist zu sehen, dass der Hauptteil der Kabinenzuluft über das Dado-Panel aus der Kabine ausströmt (*Dado\_In*). Der Rest teilt sich, wie schon erwähnt wurde, auf den Strom zur Crown (*Crown\_In*) und durch das Seitenlining (*Lining\_In*) auf. Zusammen ergeben die beiden Leckageströme den Strom im Spalt (*Spalt\_In*). Beim Durchgang durch den Spalt kondensiert Wasser, weshalb der Strom ins Dreieck (*Dreieck\_In*) nicht der Summe der Dado- und Spalteintrittsströmung entspricht. In der Bilge kondensiert ebenfalls Wasser, weshalb sich die aus der Bilge strömende Masse reduziert. Werden andere Randbedingungen gewählt, kann es zum Beispiel auch zur Kondensation in der Crown kommen. Dadurch erhält man eine qualitativ andere Verteilung der Massen.



**Abbildung 5.22:** Verlauf der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Bereichen und dem Outflow Valve bei 20 °C Kabinentemperatur und 15 % relativer Feuchte

Der Verlauf der Temperaturen im Querschnitt ist beispielhaft für zwei Fälle in Abbildung 5.24 eingetragen. Dabei wurden Kabinenzustände von  $\vartheta = 20\text{ °C}$  und  $\varphi = 15\%$  sowie  $\vartheta = 26\text{ °C}$  und  $\varphi = 30\%$  simuliert. Um deutlich zu machen, wo Kondensation auftritt, ist zusätzlich der Verlauf der jeweiligen Taupunkttemperatur aufgeführt. Wie zu erkennen ist, bleibt die Temperatur nach dem Eintritt in die adiabate Kabine konstant. In der Crown kühlt sich die Luft ab. Vor dem Eintritt in den Spalt mischt sich die Luft aus der Crown mit dem warmen Leckagestrom durch das Lining. Da der Massenstrom durch das Lining wesentlich niedriger ist als der Strom aus der Crown (siehe Abbildung 5.23), kommt es nur zu einer geringen Erwärmung der Luft. Im diskretisierten Spalt kühlt sich die Luft weiterhin ab, wobei für den Fall mit  $\vartheta = 20\text{ °C}$  und  $\varphi = 15\%$  erst beim vierten diskreten Spaltvolumen der Taupunkt unterschritten wird. Durch die frei werdende Kondensationswärme verringert sich beim Unterschreiten des Taupunktes der Temperaturgradient zum nächsten Spaltelement, wodurch die Abkühlung reduziert wird. Der kalte Spaltstrom mischt sich im Dreieck mit dem warmen Strom durch das Dado-Panel. Da der Betrag des Dado-Stroms wesentlich höher ist als der Spaltstrom, steigt die Temperatur im Dreieck und die Taupunkttemperatur liegt unterhalb der lokalen Temperatur. In der Bilge erfolgt wiederum eine Abkühlung und Taupunktunterschreitung. Für den Fall mit  $\vartheta = 26\text{ °C}$  und  $\varphi = 30\%$  ist qualitativ ein ähnlicher Verlauf der Temperaturen zu beobachten. Der Taupunkt wird jedoch schon in der Crown und am Eintritt in den Spalt unterschritten. Folglich tritt auch dort Kondensation auf.

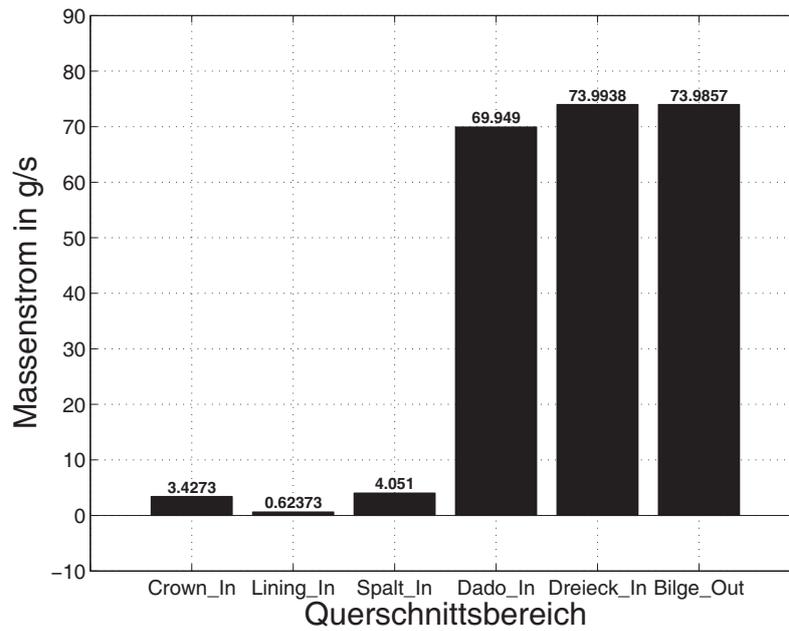


Abbildung 5.23: Aufteilung der Massenströme auf die einzelnen Bereiche bei 20 °C Kabinentemperatur und 15 % relativer Feuchte

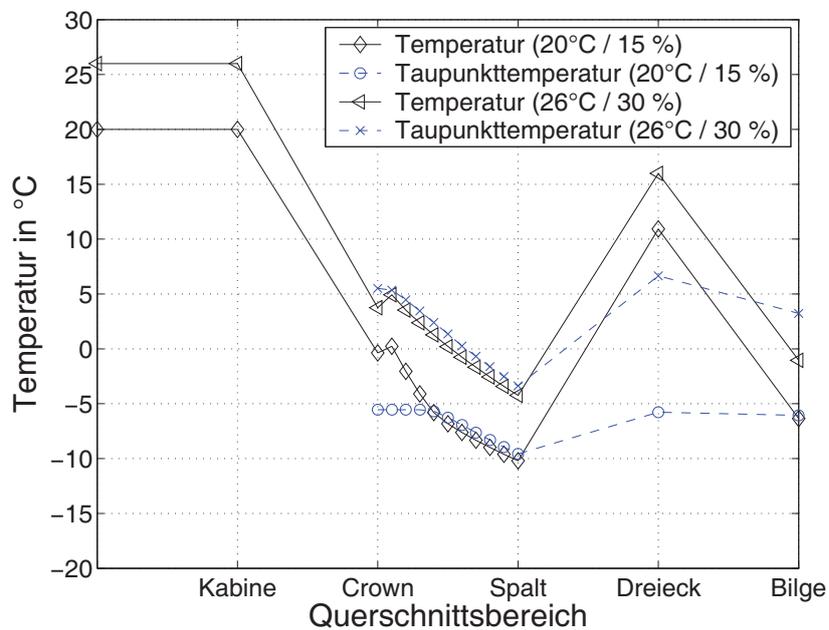
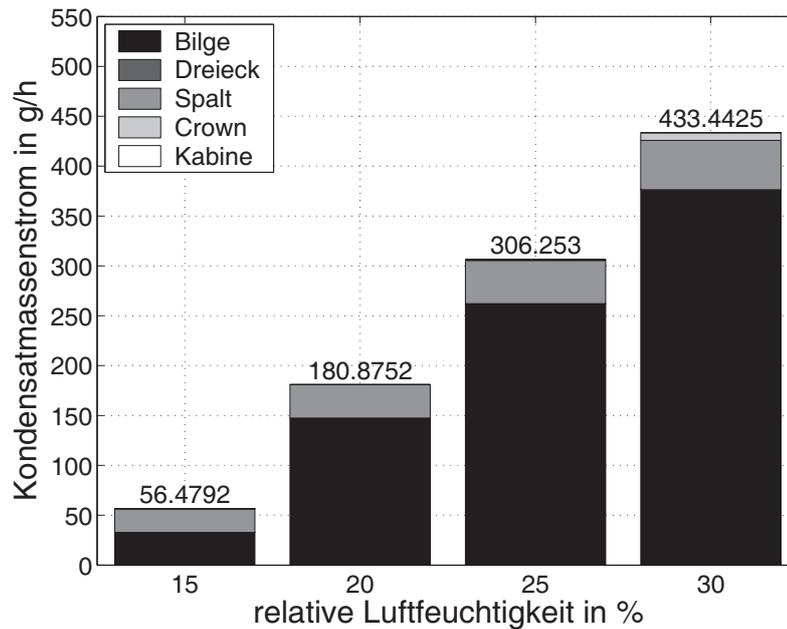
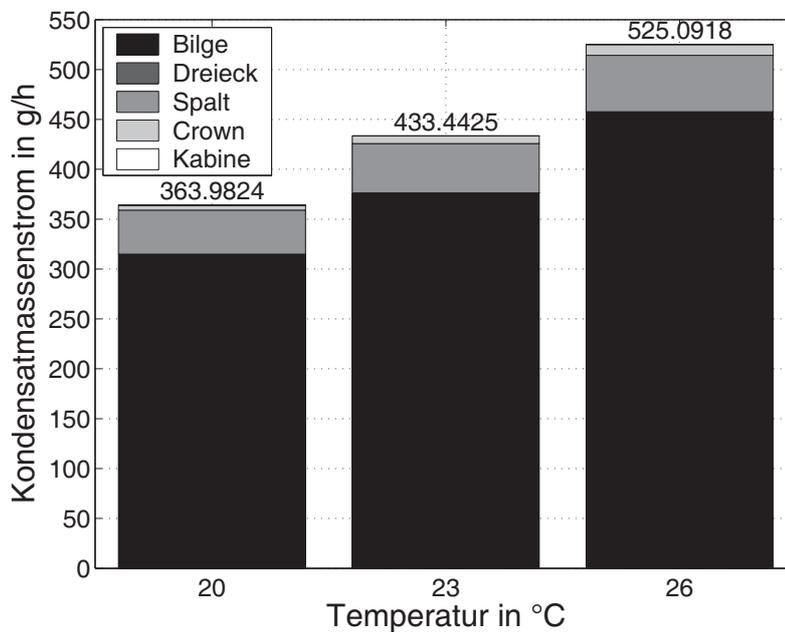


Abbildung 5.24: Verlauf der Temperatur- und der Taupunkttemperatur für die Kabinenzustände 20 °C / 15 % und 26 °C / 30 %



**Abbildung 5.25:** Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion der relativen Kabinenfeuchte bei einer konstanten Kabinentemperatur von 23 °C



**Abbildung 5.26:** Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion der Kabinentemperatur bei einer konstanten relativen Kabinenfeuchte von 30 %

Die berechneten Kondensatmengen finden sich in den Abbildungen 5.25 und 5.26, wobei die Kondensatmenge als Funktion der relativen Luftfeuchtigkeit respektive der Temperatur dargestellt wird. Betrachtet man den Kondensatmassenstrom bei einer konstanten Kabinentemperatur von  $\vartheta = 23 \text{ }^\circ\text{C}$  als Funktion der relativen Feuchte (siehe Abbildung 5.25) ist zu erkennen, dass die Kondensatmenge mit zunehmender Feuchte steigt. Dabei fällt für Feuchten  $\varphi$  von 15 und 20 % nur Wasser im Spalt und in der Bilge an. Wie anhand der Temperaturen schon erläutert wurde (siehe Abbildung 5.24), kann auch in der Crown der Taupunkt unterschritten werden. Dies ist zum Beispiel bei  $\varphi = 30 \text{ }%$  zu sehen, da dort zusätzlich zum Spalt und zur Bilge auch Kondensat in der Crown zu finden ist. Wird bei konstanter Feuchte  $\varphi = 30 \text{ }%$  die Temperatur erhöht (siehe Abbildung 5.26), steigt der Kondensatmassenstrom ebenfalls. Dies liegt darin begründet, dass der Wassergehalt, und somit die Taupunkttemperatur der einzelnen Bereiche steigt. Durch das frühere Unterschreiten des Taupunktes kann insgesamt mehr Wasser kondensieren. Für die betrachteten Fälle sammelt sich das Kondensat in Crown, Spalt und Bilge.

### 5.4.2 Simulationen mit sorptiver Trocknung

Zur Verdeutlichung des Einflusses eines aktiven Trocknungssystems wurden Simulationen mit einer zweiten Massenquelle in der Crown durchgeführt. Die Abbildung 5.27 zeigt den Verlauf der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Bereichen und dem Outflow Valve bei  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  Kabinentemperatur und  $30 \text{ }%$  relativer Feuchte. Die Druckdifferenz wird wieder auf den Basiswert von  $76712 \text{ Pa}$  am Outflow Valve bezogen. Die sorptive Trocknung wurde mit zwei verschiedenen Austrittsmassenströmen ( $1$  und  $3 \text{ g/s}$ ) der Massenquelle in der Crown (siehe Abbildung 5.4) simuliert. Der Wassergehalt  $x$  wurde dabei mit jeweils  $1 \text{ g/kg}$  angenommen. Qualitativ zeigt sich mit der zusätzlichen Massenquelle ein ähnlicher Verlauf des Druckes im Vergleich zum Betrieb ohne sorptive Trocknung. Mit zunehmendem Massenstrom aus dem aktiven Trocknungssystem steigt der Druck in der Crown, wodurch der Leckagestrom durch Spalte im Deckenlining reduziert wird. Bei verringerter Druckdifferenz strömt weniger feuchte Luft aus der Kabine in die Crown und die Kondensatmenge nimmt daraufhin ab.

Der Vergleich der Kondensatmengen als Funktion des Massenstroms und des Wassergehaltes aus dem Trocknungssystem, bei einer konstanten Kabinentemperatur von  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $30 \text{ }%$  relativer Feuchte, ist in Abbildung 5.28 dargestellt. Durch das Trocknungssystem fällt im Vergleich zur Anlage ohne sorptive Trocknung in der Crown kein Kondensat mehr an. Auch sinkt die Kondensatmenge im Spalt. Dies ist bei einem Massenstrom von  $1 \text{ g/s}$  für einen Wassergehalt von  $2.6 \text{ g/kg}$  zu beobachten. Wird der Massentrom auf  $3 \text{ g/s}$  erhöht, und/oder sinkt der Wassergehalt auf  $1 \text{ g/kg}$ , kann eine weitere Reduktion der Wassermenge erreicht werden.

Durch die Parametervariation ist gezeigt worden, dass sich das Trocknungssystem hauptsächlich auf die Kondensation in der Crown und im Spalt auswirkt. In der Bilge ist keine wesentliche Reduzierung der Wassermenge sichtbar. Dies stellt kein Problem dar, da das Wasser aus der Bilge während der Bodenphase abgepumpt werden kann. Kritischer sind die unzugänglichen Bereiche hinter der

Verkleidung und in der Crown, wo sich mit aktiven Trocknungssystemen die Kondensatmengen reduzieren lassen.

Ob ein solches System wirtschaftlich zu betreiben ist, kann mit den hier beschriebenen Simulationen nicht gezeigt werden, da dann weitere Faktoren, wie zum Beispiel Systemgewicht, Energieverbrauch, Anschaffungskosten oder Wartungsaufwand, berücksichtigt werden müssen.

Das in dieser Arbeit beschriebene DYMOLA/MODELICA-Modell ist zu grob, um die detaillierten, quantitativ genauen Strömungsverhältnisse im Flugzeug abzubilden. Es lassen sich Tendenzen zeigen, wie sich zum Beispiel die Ansammlung von Kondensat mit Hilfe von sorptiven Trocknungssystemen reduzieren lässt. Zukünftig sollte die Auflösung des Modells erhöht werden. Dafür müssen auch die dann gültigen Simulationsparameter ermittelt werden, was teilweise zusätzliche Messungen erfordert.

## 5.5 Verifikation und Validation

Nach der Modellgenerierung und Simulation (siehe Abschnitt 5.1 bis 5.4) muss die Güte der erstellten Modelle überprüft werden. Wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, erfolgt dies durch die Verifikation und Validation.

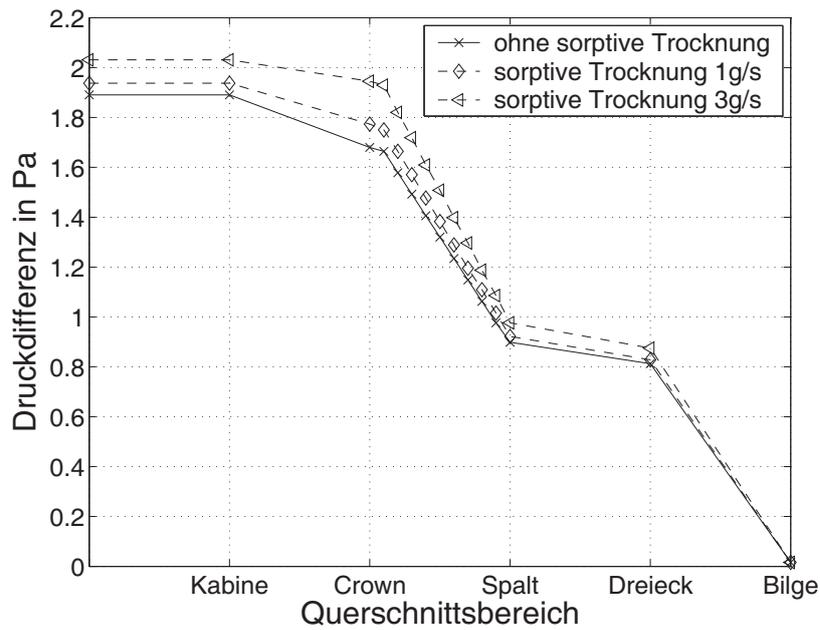
Bei der Verifikation wird eine schrittweise Prüfung von Teilmodellen und deren Zusammenwirken im Gesamtmodell getestet. Die Validation folgt normalerweise auf die Verifikation. Mittels analytischer oder experimenteller Vergleiche wird dabei untersucht, ob das Modell das typische Verhalten des Originalsystems wiedergibt.

Bei den in diesem Abschnitt beschriebenen Arbeiten wird als Erstes eine Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells mit den Ergebnissen des in [51] entwickelten SIMULINK-Modells durchgeführt. Danach folgt die Validation der DYMOLA/MODELICA-Modelle durch Messungen.

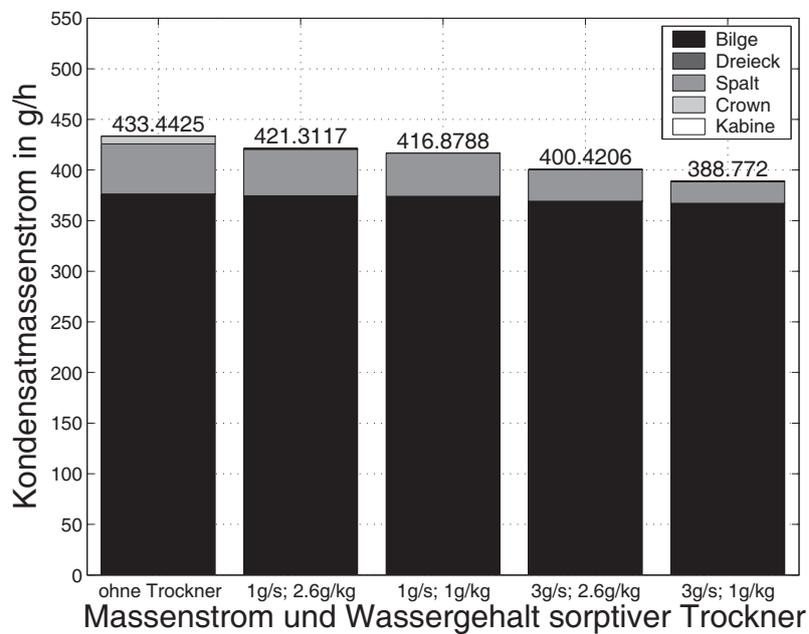
### 5.5.1 Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells

Zur Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells wird ein Modell erstellt, dessen Aufbau und Parametereinstellungen mit dem SIMULINK-Modell in [51] vergleichbar sind. Da in den SIMULINK-Simulationen nur trockene Luft als Medium berechnet werden kann, wird der Wassergehalt des DYMOLA/MODELICA-Modells gleich Null gesetzt. Wie in Abschnitt 5.2 beschrieben, wurden für die zu modellierenden Bereiche (Kabine, Crown, Spalt, Dreieck, Bilge) Volumina aus der *FlueGas*-Bibliothek entnommen. Die Beschreibung der einzelnen Komponenten findet sich in den Abschnitten 5.2.1 bis 5.2.4.

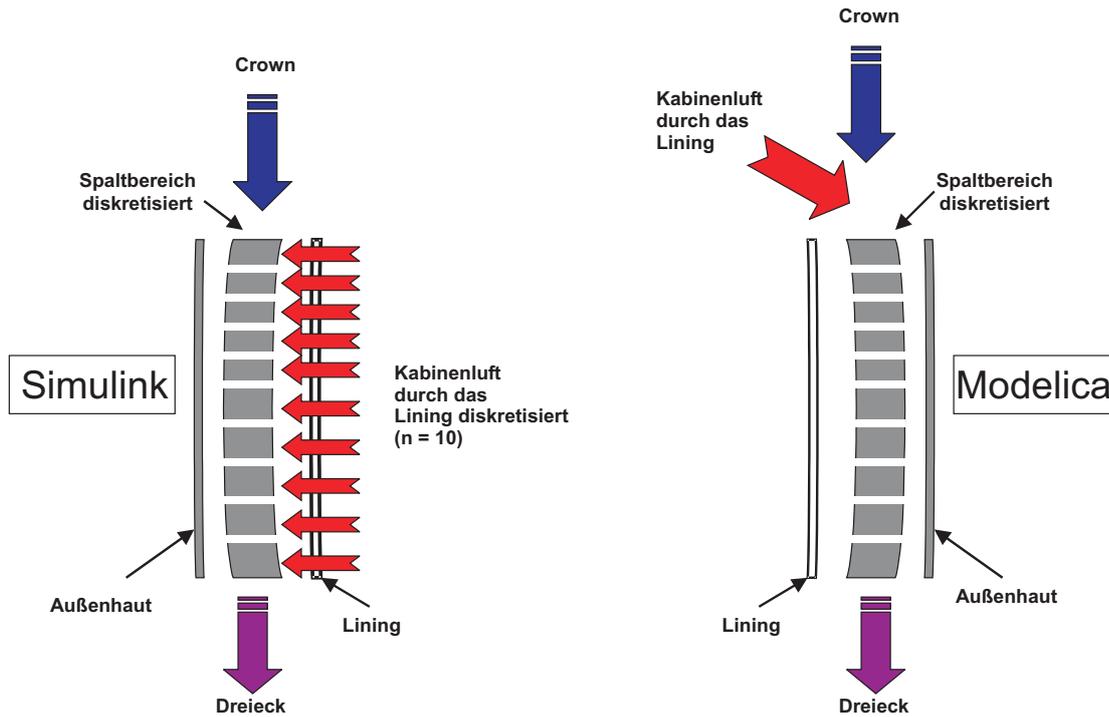
Das DYMOLA/MODELICA-Modell entspricht im Wesentlichen dem Aufbau der in Abbildung 5.4 gezeigt ist. Dabei entfällt die zusätzliche Massenstromquelle (sorptiver Trockner) im Crownbereich. Die Abbildung A.7 im Anhang A zeigt das resultierende Modell. Die Temperaturen der Temperaturmodelle wurden über Rampenfunktionen, ausgehend vom Initialisierungszustand  $\vartheta = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ , gesteu-



**Abbildung 5.27:** Verlauf der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Bereichen und dem Outflow Valve bei 23 °C Kabinentemperatur und 30 % relativer Feuchte, Betrieb des sorptiven Trocknungssystems mit 1 g/s und 3 g/s sowie einem Wassergehalt von jeweils 1 g/kg



**Abbildung 5.28:** Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion des sorptiv getrockneten Massenstroms und des Wassergehaltes bei einer Kabinentemperatur von 23 °C und 30 % relativer Feuchte



**Abbildung 5.29:** Modellierter Aufbau des Spaltbereichs mit SIMULINK (nur Temperaturberechnung) und DYMOLA/MODELICA

ert, wobei die Zieltemperatur nach 1000 Sekunden Simulationszeit erreicht wurde. Dies beschleunigt die Konvergenz der Lösung, da die numerischen Löser für dynamische Modelle entwickelt wurden, und es bei rein stationären Randbedingungen zu numerischen Problemen kommen kann.

Der Hauptunterschied zwischen dem in Abschnitt 2.4 beschriebenen SIMULINK-MODELL und der Modellierung mit DYMOLA/MODELICA besteht darin, dass bei dem SIMULINK-Modell die Berechnung der Massen- und Enthalpieströme getrennt erfolgt, während MODELICA die Erhaltungsgleichungen simultan löst. In SIMULINK werden deshalb zuerst die Strömungen zwischen den Bereichen und anschließend die Temperaturen berechnet (siehe Abbildung 2.7). Die Massenströme zwischen Crown-Spalt-Dreieck (Spaltbereich), Kabine-Dreieck (Dado-Panel), Kabine-Spaltbereich (Seitenlining) und Dreieck-Bilge (Schubbleche) sind dabei für den gesamten Rumpfqerschnitt zusammengefasst. In dem DYMOLA/MODELICA-Modell werden diese für die linke und rechte Rumpfsseite jeweils getrennt berechnet. Der Rezirkulationsstrom von 50 % der Kabinenzuluft wird durch zwei identische Massensenken sowie zugehörige Widerstände und Volumina (Bilge) vereinfacht modelliert. Wie bei dem SIMULINK-Modell wird bei dem DYMOLA/MODELICA-Modell ein zehnfach diskretisierter Spaltbereich verwendet, um die Temperaturverteilung im Spalt zu bestimmen. Der Zuluftstrom zur Kabine verlässt diese über das Dado-Panel (Hauptströmung) und durch Spalte im Seiten- oder Deckenlining (Nebenströmung). Der Übergang von der Kabine in den Spalt durch das Seitenlining wird mit SIMULINK und DYMOLA/MODELICA unterschiedlich modelliert. Mit SIMULINK wird die Luft, die durch die Spalte im Seitenlining strömt für die Temperaturberechnung ebenfalls diskretisiert und jedem diskreten Spaltelement einzeln zugeführt. In dem

DYMOLA/MODELICA-Modell mischt sich der durch das Seitenlining tretende Luftstrom bereits vor dem Eintritt in den Spaltbereich mit der Luft aus der Crown (siehe Abbildung 5.29). Für die Strömungswiderstände wurden die Parameter des SIMULINK-Modells benutzt, wobei der Widerstand der Regression des Spaltbereiches Teil des diskretisierten Rohres ist, welches das Spaltvolumen modelliert. Die Wärmedurchgänge sind in beiden Modellen identisch. Für die Enthalpiebilanz im Dreieck wurde in dem DYMOLA/MODELICA-Modell der Wärmestrom durch den Fußboden in das Dreieck vernachlässigt. Zusätzlich mussten Dummywiderstände zwischen der Crown und dem Spalt sowie zwischen den beiden Bilgevolumina und den Massensenken installiert werden, da die Konvention erfüllt sein muss, dass auf ein konzentriertes Volumen ein Widerstand folgt [58]. Durch die Wahl der zugehörigen Widerstandsparameter wurden die entsprechenden Dummywiderstände minimiert ( $\Delta p \approx 0.01$  Pa) und können deshalb vernachlässigt werden.

Für die SIMULINK- und DYMOLA/MODELICA-Simulationen wurden gleiche Parameter für die Zustände der Kabine ( $p = 80000$  Pa,  $\vartheta = 22$  °C) und den Massenstrom der Kabinenzuluft ( $\dot{m} = 67.97$  g/s) eingestellt. Der Massenstrom ergibt sich nach [51] aus dem Ventilationsstrom von 72 l/s, der im Normalfall einem zwei Spantfelder breiten Teil der Kabine zugeführt wird. Des Weiteren wurde die Temperatur der Crown auf 17 °C festgelegt. Alle weiteren Parameter für die Volumina und Widerstände finden sich in den Tabellen A.12 bis A.14 im Anhang A.

Die Simulationsergebnisse sind in den Tabellen 5.4 und 5.5 dargestellt. Wie in [51] gezeigt wurde, weist dabei die SIMULINK-Lösung Schwingungsverhalten auf, die sich durch die allgemeine numerische Instabilität der Druck- und Massenstromberechnung ergibt. Für die SIMULINK-Rechnungen sind deshalb die Mittelwerte im eingeschwungenen Zustand eingetragen.

Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse für die Drücke in den einzelnen Bereichen für SIMULINK und DYMOLA/MODELICA identisch sind und die Massenbilanzen erfüllt werden. Folglich sind auch die Ergebnisse für die Massenströme zwischen den Bereichen sehr ähnlich. Allerdings unterscheiden sich die Ergebnisse für den Massenstrom durch das Lining und durch den Spalt.

In SIMULINK erfolgt die Massenstrom- und Temperaturberechnung getrennt. Der Massenstrom in jedem der zwei Spalte ergibt sich damit nur aus der Regression des Volumenstromes in Gleichung 5.7, während in DYMOLA/MODELICA der gesamte Massenstrom (Crown-Dreieck und Kabine-Spalt, siehe Abbildung 5.29) berücksichtigt wird. Der Massenstrom Kabine-Spalt resultiert in SIMULINK aus der Druckdifferenz zwischen der Kabine und dem Dreiecksbereich, während in DYMOLA/MODELICA die Druckdifferenz zwischen dem Spalteintritt und der Kabine berücksichtigt wird. Da der Druckverlust im Spalt in DYMOLA/MODELICA ebenfalls auf Basis der Regressionsgleichung 5.7 berechnet wird, ist die Druckdifferenz Kabine-Spalteintritt kleiner als die Druckdifferenz Kabine-Dreieck. Deshalb erhält man mit DYMOLA/MODELICA einen kleineren Massenstrom durch das Seitenlining als in SIMULINK.

Bei der Berechnung der Temperaturen im Spalt (siehe Tabelle 5.5) erhält man mit DYMOLA/MODELICA eine höhere Spalteintrittstemperatur  $\vartheta$  [1], da der gesamte warme Liningsstrom bereits vor dem Spalteintritt mit dem Strom aus der Crown gemischt wird. Im Folgenden kühlt sich der Spaltstrom beim Durchströmen des Spaltes ab. In SIMULINK wird jedem diskreten Spaltelement

Größe	Bemerkung	SIMULINK	MODELICA	Einheit
$\dot{m}$ Zuluft Kabine	gesamter Bereich	67.97	67.97	[g/s]
$\dot{m}$ Crown	gesamter Bereich	5.47	5.58	[g/s]
$\dot{m}$ Lining	je Kabinenseite	0.0746	0.0356	[g/s]
$\dot{m}$ Spalt	je Kabinenseite	2.73	2.83	[g/s]
$\dot{m}$ Dado	je Kabinenseite	31.18	31.16	[g/s]
$\dot{m}$ Schubleche	je Kabinenseite	16.99	16.99	[g/s]
$p$ Kabine	gesamter Bereich	80000	80000	[Pa]
$p$ Crown	gesamter Bereich	79999.58	79999.6	[Pa]
$p$ Dreieck	gesamter Bereich	79998.04	79998	[Pa]
$p$ Bilge	gesamter Bereich	79997.4	79997.4	[Pa]
$\vartheta$ Kabine	gesamter Bereich	22.00	22.00	[°C]
$\vartheta$ Crown	gesamter Bereich	17.00	17.00	[°C]
$\vartheta$ Dreieck	gesamter Bereich	14.25	10.14	[°C]
$\vartheta$ Bilge	gesamter Bereich	-7.67	-9.74	[°C]

**Tabelle 5.4:** Vergleich der Ergebnisse der Gesamtsimulation SIMULINK-DYMOLA/MODELICA

der diskrete Liningstrom zugemischt, weshalb sich eine etwas geringere Abkühlung im Spalt ergibt ( $\Delta T_{Spalt-SIMULINK} = 18.86$  K,  $\Delta T_{Spalt-MODELICA} = 18.97$  K). Dieser Unterschied ist vernachlässigbar, da der Betrag des Liningstroms in DYMOLA/MODELICA nur ca. 1.28 % sowie mit SIMULINK 2.73 % des Massenstroms aus der Crown ist. Die Temperaturen im Dreieck und in der Bilge (siehe Tabelle 5.4) unterscheiden sich, da bei der Simulation mit DYMOLA/MODELICA der zusätzliche Wärmeübergang über den Fußboden vernachlässigt wurde. Daher ist die mit DYMOLA/MODELICA berechnete Temperatur im Dreieck und der darauf folgenden Bilge niedriger als in SIMULINK.

Insgesamt konnte gezeigt werden, dass die Simulationen mit DYMOLA/MODELICA und SIMULINK ähnliche Ergebnisse liefern. Im Detail unterscheiden sie sich leicht, da auch die Modelle nicht vollkommen identisch sind, was durch den unterschiedlichen Modellierungsansatz begründet ist.

Temperatur	SIMULINK	MODELICA
	[°C]	[°C]
$\vartheta$ [1]	13.89	14.04
$\vartheta$ [2]	11.04	11.24
$\vartheta$ [3]	8.41	8.64
$\vartheta$ [4]	5.99	6.24
$\vartheta$ [5]	3.77	4.01
$\vartheta$ [6]	1.72	1.94
$\vartheta$ [7]	-0.17	0.02
$\vartheta$ [8]	-1.90	-1.76
$\vartheta$ [9]	-3.50	-3.40
$\vartheta$ [10]	-4.97	-4.93

**Tabelle 5.5:** Vergleich der Temperaturen im diskretisierten Spalt mit SIMULINK und DYMOLA/MODELICA

### 5.5.2 Validation des DYMOLA/MODELICA-Modells

Die Validation der DYMOLA/MODELICA-Simulationen der Impuls- und Wärmeströme im gesamten Rumpfquerschnitt setzt Messungen an realen Geometrien voraus. Dies können Flugversuche, Messungen am Boden oder Untersuchungen in einem Mock-up sein. Aufgrund des hohen Aufwandes und der damit verbundenen Kosten war es nicht möglich Messungen an einem Flugzeug oder an dem in Abbildung 5.14 dargestellten Mock-up zu realisieren.

Einzig das bereits in Abschnitt 5.3.1 beschriebene A310-Seitenteil konnte zur Validation der Simulationen herangezogen werden. An dem Seitenteil wurden die Messungen zur Ermittlung der Regressionsgleichung im Seitenwandbereich durchgeführt, durch die der Druckverlust als Funktion des Volumenstromes beschrieben wird [51]. Das Seitenteil besteht aus zwei Hauptbauteilen:

- der zwei Spantfelder breiten A310-Struktur mit Spanten, Stringern und zwei Fenstern (Spant C32 bis C34 sowie Stringer St16 bis St26, Abmessungen: ca. 1240 x 1700 mm). Zusätzlich wurde auf der Außenseite ein Kaltluftkanal angebracht.
- einer inneren Vorsatzschale eines A310-Seitenpanels mit Innenfenstern und Sekundärisolierung (Abmessungen: ca. 1160 x 1240 mm).

Der in Abbildung 5.30 dargestellte Seitenteil-Versuchsstand soll unter möglichst realitätsnahen Randbedingungen betrieben werden. Dafür kann die Struktur bei Bedarf gekühlt werden, um Flugtemperaturen von ca.  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , einstellen zu können. Der Einbau des Seitenteils erfolgte deshalb für Versuche in [51] neben einem Kühlraum bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg. Die Temperatur im Kühlraum lässt sich auf bis zu  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  abkühlen. Das Seitenteil wird komplett mit Originalteilen ausgerüstet und beinhaltet damit Primär-, Spant- und Sekundärisolierung sowie das Kabinenlining. Kalte Luft aus dem Kühlraum wird über ein angeschlossenes Gebläse aus diesem abgesaugt und außen in einem Kaltluftkanal an der Struktur vorbeigeführt. Die Aluminiumstruktur kühlt sich daraufhin ab. Das Gebläse fördert die erwärmte Kühlluft zurück in den Kühlraum. Eine schematische Darstellung der Anlage findet sich in Abbildung 5.31. Zur Simulation der Kabinenbelüftung steht ein zweites Gebläse zur Verfügung. Über die Regelung der Drehzahl kann damit der Volumenstrom (Messung an einer Messblende) im Seitenteil variiert werden. Das zweite Gebläse saugt dabei Luft aus dem Inneren des Seitenteils ab (Abluft).

Mit dem Seitenteil ist es möglich zum Beispiel den Volumenstrom in diesem Bereich zu ermitteln. Dabei ist die Wahl der Randbedingungen entscheidend. Zur Quantifizierung des Volumenstromes im Seitenteil eignet sich die *Spurengasmethode*. Dabei wird ein Luftmassenstrom mit einem Gas, das in der Umgebung natürlicherweise nicht vorkommt, markiert und die Konzentration dieses Spurengases an anderer Stelle gemessen. Das Spurengas wird auch als *Indikatorgas* oder *Tracergas* bezeichnet. Mit diesem Verfahren lassen sich zum Beispiel Strömungen detektieren oder auch die Verteilung der Luft in geschlossenen Räumen erfassen.

Der Nachweis des Spurengases erfolgt mit der photoakustischen Spektroskopie. Dabei wird ein physikalischer Effekt ausgenutzt, bei dem viele Gase die Infrarotbestrahlung bestimmter Wellenlängen absorbieren und mit einer Temperaturerhöhung reagieren. Für jedes Gas ergibt sich damit ein eigenes Wellenlängenspektrum, auf das es mehr oder weniger stark reagiert. Die Temperaturerhöhung ist nur messbar, wenn das Gasgemisch ein Gas enthält, welches auf die entsprechende Wellenlänge reagiert, die von der Infrarotquelle ausgesendet wird. Der Betrag der Erwärmung ist von der Konzentration des Gases abhängig. Bei einer pulsierenden Bestrahlung reagiert das Gas mit einer pulsierenden Erwärmung bzw. Abkühlung, die wiederum eine Druckschwankung hervorruft. Die Druckschwankungen können mit einem Mikrofon gemessen werden. Mit der Stärke des Ausgangssignal des Mikrofons kann die Gaskonzentration berechnet werden.

Nach [26] hat sich Schwefelhexafluorid ( $\text{SF}_6$ ) als Tracergas sehr gut bewährt. Zur Ermittlung der Luftströmungen im Seitenteil und im Dado-Panel wird ein definierter Luftvolumenstrom durch das Seitenteil geleitet und mit  $\text{SF}_6$  gekennzeichnet. Die Tracergaskonzentration wird an verschiedenen Stellen gemessen. Aus der Konzentrationsverteilung des Tracergases sowie der Temperaturverteilung im Versuchsaufbau wurde mit verschiedenen Methoden, die im Folgenden näher beschrieben werden, die Volumenstromverteilung berechnet. Da sich die Struktur im Reiseflug auf ca.  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  abkühlt, wurden die Versuche sowohl mit gekühlter als auch mit ungekühlter Außenhaut durchgeführt.

### 5.5.2.1 Versuchsaufbau

Für die Tracergasmessungen musste der Aufbau des A310-Seitenteils durch zwei Kästen ergänzt werden, die als Beruhigungskammern für die Luftströmung dienen. Einer dieser Kästen ist oben und einer unten am Seitenteil befestigt (siehe Abbildung 5.30). Ein Gebläse saugt einen definierten Volumenstrom aus dem unteren Kasten ab. Der Volumenstrom wurde wieder über kalibrierte Messblenden und Differenzdruckmessgeräte bestimmt (siehe Abbildung A.6 und Abschnitt 5.3.3).

Im oberen Kasten befindet sich ein Schlitz, der so mit Klebeband abgeklebt wurde, dass sein Strömungswiderstand dem der Schlitz in der Kabinendecke entspricht (siehe Abschnitt 5.3.1, Kabine-Crown). Im Flugzeug würde durch diesen Spalt Luft in die Crown-Area strömen. Im unteren Kasten befinden sich oberhalb der Gebläseöffnungen Bohrungen. Diese wurden so abgeklebt, dass der Druckverlust dem eines Dado-Panels über zwei Spantfelder entspricht. Wird der pro Kabinenseite im Flugzeug zugeführte Luftmassenstrom aus dem unteren Kasten abgesaugt, strömt Luft aus der Umgebung durch die Bohrungen („Dado-Panel“) nach. Gleichzeitig strömt Luft aus der Umgebung durch den oberen Kasten und das Seitenteil in den unteren Kasten. Durch die jeweiligen definierten Strömungswiderstände der Kästen kann damit die Situation in der Flugzeugkabine simuliert werden. Für die Aufnahme und Auswertung der Messwerte wurden die nachfolgend aufgelisteten Messgeräte und Hilfsmittel eingesetzt:

- Ein Gasmonitor (*Innova 1302*) mit Probennehmer und Dosierer (*Innova 1303*) sowie Steuer- software [11], [12], [13].
- Zwei Thermoelemente [55].
- Sieben kombinierte Temperatur- und Feuchtefühler [60].
- Vier Differenzdruckmessgeräte [25].
- Eine Messblende und ein Laminar Flow Element zur Volumenstrombestimmung (siehe Abschnitt 5.3.3.1). Der Volumenstrom der Messblende berechnet sich nach Gleichung 5.8 mit den Koeffizienten in Tabelle A.9. Für das Laminar Flow Element gilt Gleichung 5.9 sowie die Zusammenhänge in den Tabellen A.7 und A.8 für die dort aufgeführte Messstrecke 5.
- Ein Datenlogger zur Aufzeichnung der Messwerte der Thermoelemente, der kombinierten Temperatur- und Feuchtefühler sowie der Differenzdruckmessgeräte [23].
- Ein Gebläse mit regelbarer Drehzahl.

Die Anordnung der Sensoren ist in Abbildung 5.31 schematisch dargestellt. Die beiden Thermoelemente messen die Wandtemperatur jeweils im oberen und unteren Bereich eines Spantfeldes (siehe  $T_{Wo}$  und  $T_{Wu}$  für „Wandtemperatur oben“ und „Wandtemperatur unten“).

Die sieben kombinierten Temperatur- und Feuchtefühler sind mit  $RH/T$  und einem zugehörigen Index für den jeweiligen Einbauort gekennzeichnet. Vier der Sensoren wurden im Bereich zwischen



Abbildung 5.30: Versuchsaufbau Spurengasuntersuchung

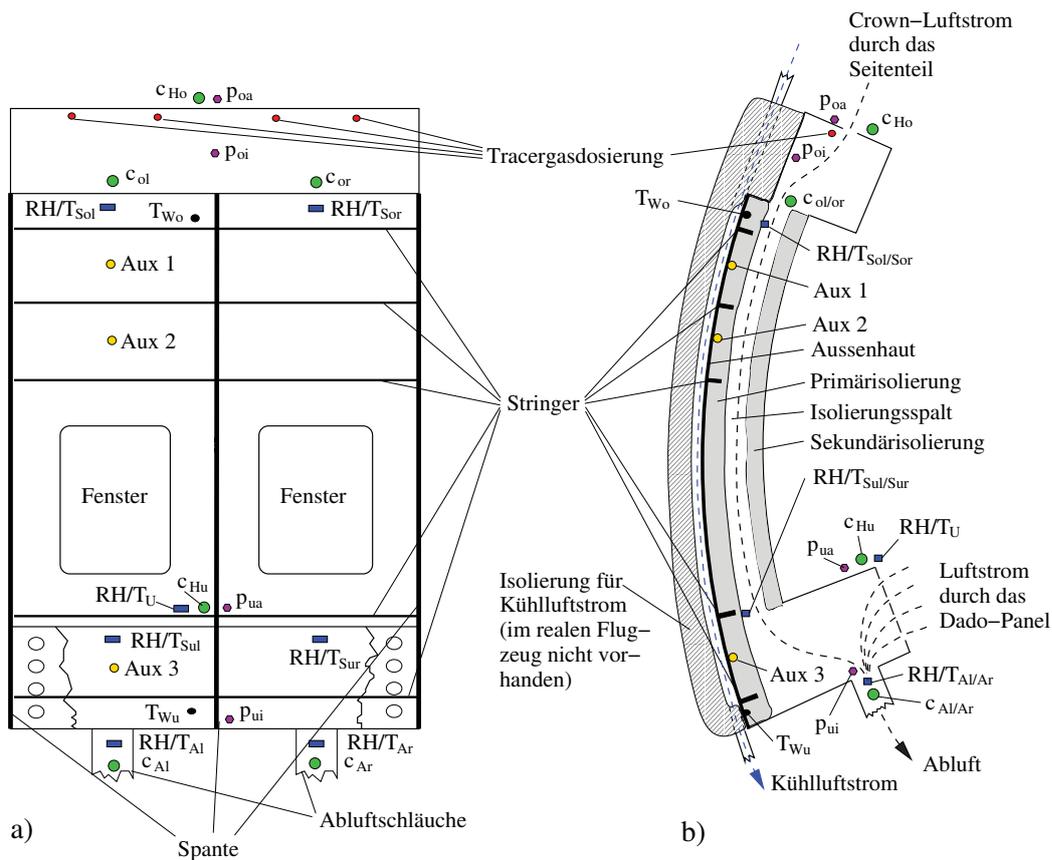


Abbildung 5.31: Schematische Darstellung der Sensorpositionen am Spurengas-Versuchsaufbau: (a) Vorderansicht, (b) Seitenansicht

Primär- und Sekundärisolierung angeordnet ( $S$ ), davon zwei im oberen ( $o$ ) und zwei im unteren Bereich ( $u$ ), jeweils links ( $l$ ) und rechts ( $r$ ). Damit kann festgestellt werden, wie sich die Luft beim Durchströmen des Seitenteils abkühlt. Eventuelle Unterschiede zwischen dem linken und rechten Spantfeld können zusätzlich gemessen werden. Zwei Sensoren sind in den Abluftkanälen ( $Al/Ar$ ) positioniert, womit die Temperatur und Feuchte nach dem Mischen der beiden Teilströme erfasst wird. Der letzte verfügbare Sensor wurde außen am unteren Kasten fixiert. Damit kann der Umgebungszustand ( $U$  oder  $a$ ) ermittelt werden, mit dem die Luft in den unteren Kasten strömt.

Von den vier Differenzdruckmessgeräten wurde eines zur Ermittlung des Druckverlustes über der Messblende  $\Delta p_B$  verwendet (Messbereich: 0 bis 1000 Pa). Die anderen Geräte (Messbereich: 0 bis 100 Pa) ermittelten die folgenden Differenzdrücke:

- Druckverlust über dem Seitenteil innen ( $i$ ):  $\Delta p_S = p_{oi} - p_{ui}$ ,
- Druckdifferenz Umgebung - oberer Kasten:  $\Delta p_o = p_{oa} - p_{oi}$ ,
- Druckdifferenz Umgebung - unterer Kasten:  $\Delta p_u = p_{ua} - p_{ui}$ .

Die Messgeräte wurden dafür über Schläuche mit den jeweiligen Messpunkten verbunden.

Die Spurengaskonzentration wurde an insgesamt sechs Positionen ermittelt. Zwei Messstellen finden sich am oberen Ende des Seitenteils ( $c_{ol}$ ,  $c_{or}$ ) und zwei in den beiden Abluftschläuchen ( $c_{Al}$ ,  $c_{Ar}$ ). Damit ist es wieder möglich, Unterschiede zwischen dem linken und rechten Spantfeld sowie in der Messhöhe zu detektieren. Die beiden restlichen Probenentnahmeschläuche dienen der Bestimmung der Hintergrundkonzentration des Tracergases in der Umgebung ( $c_{Ho}$ ,  $c_{Hu}$ ), jeweils oben und unten. Zusätzlich wurden drei weitere Tracergasschläuche im Bereich zwischen der Außenhaut und der Primärisolierung verlegt, um sie später an das Messsystem anschließen zu können. Diese wurden mit Aux 1 bis Aux 3 bezeichnet.

Für die Berechnung des Volumenstromes im Seitenteil können drei unterschiedliche Methoden verwendet werden (*Doser-*, *Misch-* und *Temperaturmethode*). Der Volumenstrom durch das ‘‘Dado-Panel’’ resultiert aus der Differenz zwischen dem vorgegebenen Volumenstrom der abgesaugt wird und dem ermittelten Volumenstrom im Seitenteil. Nachfolgend werden die drei Berechnungsmethoden erläutert:

1. *Dosermethode*, Index  $Dos$ : Der Volumenstrom des Tracergases durch das Seitenteil setzt sich aus dem der Hintergrundkonzentration der Umgebung und dem Zudosierten zusammen. Somit gilt:

$$c_S = \frac{\dot{V}_{SF,Dos} + c_{Ho} \cdot \dot{V}_S}{\dot{V}_S}. \quad (5.26)$$

Nach dem gesuchten Volumenstrom aufgelöst, erhält man:

$$\dot{V}_S = \frac{\dot{V}_{SF,Dos}}{c_S - c_{Ho}}. \quad (5.27)$$

Die Tracergaskonzentration im Seitenteil  $c_S$  ist der Mittelwert der Messwerte für  $c_{ol}$  und  $c_{or}$ .

2. *Mischmethode*, Index *Misch*: Ist der zudosierte Volumenstrom unbekannt, lässt sich der Volumenstrom durch das Seitenteil über das Konzentrationsverhältnis vor und nach dem Mischen der Teilströme im unteren Kasten ermitteln. Im Seitenteil wird der Tracergasvolumenstrom als Produkt der gemessenen Konzentration und des Volumenstromes im Seitenteil berechnet:

$$\dot{V}_{SF,S} = c_S \cdot \dot{V}_S. \quad (5.28)$$

Dabei ist  $c_S$  wieder der Mittelwert aus  $c_{ol}$  und  $c_{or}$ . Für den Tracergasvolumenstrom durch das Dado-Panel gilt entsprechend:

$$\dot{V}_{SF,D} = c_{Hu} \cdot \dot{V}_D, \quad (5.29)$$

mit der Hintergrundkonzentration im Bereich des unteren Kastens und dem Volumenstrom durch das "Dado-Panel". Nach dem Mischen der beiden Teilvolumenströme ergibt sich die Konzentration aus dem Quotienten der Summe der beiden Tracergasvolumenströme und dem Gesamtvolumenstrom nach der Durchmischung,  $\dot{V}_M$ :

$$c_M = \frac{c_S \cdot \dot{V}_S + c_{Hu} \cdot (\dot{V}_M - \dot{V}_S)}{\dot{V}_M}. \quad (5.30)$$

Daraus folgt für den Volumenstrom im Seitenteil:

$$\dot{V}_S = \frac{c_M - c_{Hu}}{c_S - c_{Hu}} \cdot \dot{V}_M. \quad (5.31)$$

3. *Temperaturmethode*, Index *Temp*: Bestehen signifikante Temperaturunterschiede zwischen den zu mischenden Teilströmen, lassen sich die Teilvolumenströme über die Mischtemperatur berechnen. Die Mischtemperatur ist der gewichtete Mittelwert der Teilvolumenströme. Daher gilt analog zu Gleichung 5.31:

$$\dot{V}_S = \frac{T_M - T_U}{T_{Su} - T_U} \cdot \dot{V}_M, \quad (5.32)$$

mit  $T_M$  als Lufttemperatur nach der Durchmischung der beiden Teilströme in den Abluftkanälen (Mittelwert aus  $T_{Al}$  und  $T_{Ar}$ ) und  $T_U$  als Umgebungstemperatur, mit der die Luft in das Dado-Panel einströmt. Die Lufttemperatur am unteren Ende des Seitenteils  $T_{Su}$  ist der Mittelwert aus  $T_{Sul}$  und  $T_{Sur}$ .

### 5.5.2.2 Versuchsdurchführung

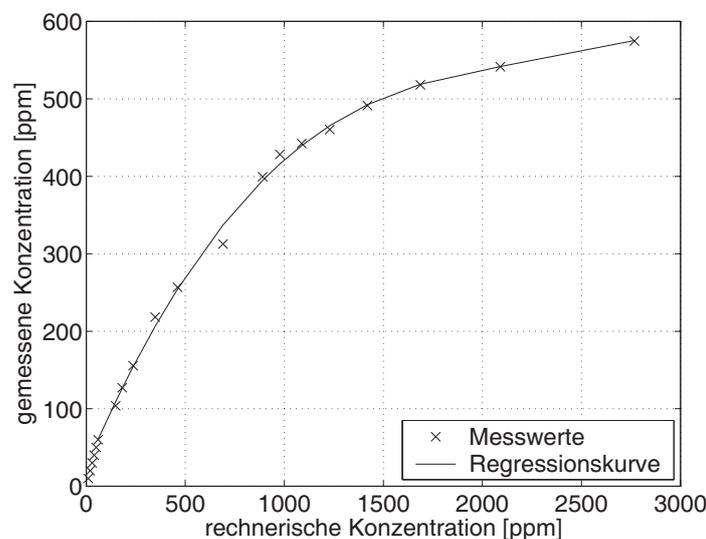
Vor der eigentlichen Messung der Volumenströme im Seitenteil wurde eine Kalibrierung der Thermoelemente durchgeführt. Diese wurden benötigt, um die Teilmassenströme mit der Temperaturmethode ermitteln zu können.

Der Gasmonitor ist beim Hersteller einer Einpunktkalibrierung, mit einer bekannten  $\text{SF}_6$ -Konzentration, unterzogen worden (linearer Messbereich von 0.006 bis 60 ppm). Außerhalb des Messbereichs werden Messwerte angezeigt, die keinen linearen Zusammenhang zwischen tatsächlicher und

angezeigter Konzentration aufweisen. Bei den Validationsversuchen waren höhere Konzentrationen zu erwarten, weshalb eine Korrekturkurve erstellt werden musste. Dafür wurde ein bekannter Luftvolumenstrom mit einem definierten Tracergasvolumenstrom gemischt. Der Vergleich zwischen der gemessenen und der rechnerisch ermittelten Konzentration ergab eine Regression für den Bereich zwischen 60 und 2800 ppm:

$$c_{rech} = 2.5968 \cdot 10^{-12} \cdot c_{mess}^4 + 2.1456 \cdot 10^{-8} \cdot c_{mess}^3 - 2.218 \cdot 10^{-4} \cdot c_{mess}^2 + 0.5927 \cdot 10^{-12} \cdot c_{mess} + 25.9514 \quad (5.33)$$

Der zugehörige Verlauf der Regression ist in Abbildung 5.32 dargestellt. Für Messwerte kleiner 60 ppm konnten die Werte direkt und ohne Regression benutzt werden.



**Abbildung 5.32:** Regression der Messwerte im Bereich 60 bis 2800 ppm

Mit dem im vorangegangenen Abschnitt 5.5.2.1 beschriebenen Aufbau wurden Messungen zum Volumenstrom im Seitenteil zwischen Primär- und Sekundärisolierung (*Spaltströmung*) sowie zwischen Primärisolierung und Struktur (*Wandströmung*) durchgeführt.

Für die eigentlichen Messungen der Spaltströmung wurde der in den DYMOLA/MODELICA-Simulationen der gesamten Kabine über zwei Spante zugeführte Volumenstrom von 72 l/s zugrundegelegt (siehe Abschnitt 5.5.1). Am Gebläse wurde deshalb ein Luftvolumenstrom von 36 l/s aus dem unteren Kasten abgesaugt (siehe Gleichung 5.8 und Tabelle A.9), da der Seitenteil-Versuchsstand nur die Hälfte eines Rumpfteils modelliert. Im oberen Kasten wurde an vier Stellen SF<sub>6</sub> eingespeist, damit eine gleichmäßige Verteilung des Tracergases im Luftstrom sichergestellt ist.

Die Messwerte der Tracergaskonzentration ( $c_{ol}$ ,  $c_{or}$ ,  $c_{Al}$ ,  $c_{Ar}$ ,  $c_{Ho}$ ,  $c_{Hu}$ ), der relativen Feuchte und Temperatur ( $RH/T_{Sol}$ ,  $RH/T_{Sul}$ ,  $RH/T_{Sor}$ ,  $RH/T_{Sur}$ ,  $RH/T_{Al}$ ,  $RH/T_{Ar}$ ,  $RH/T_U$ ), der Temperatur der Struktur ( $T_{Wo}$ ,  $T_{Wu}$ ) und der Druckdifferenz ( $\Delta p_B$ ,  $\Delta p_S$ ,  $\Delta p_o$ ,  $\Delta p_u$ ) wurden jeweils mit Gebläse sowie mit und ohne Kühlung aufgenommen (Position der Sensoren: siehe Abbildung 5.31).

Die Messdauer der Konzentrationsmessung beträgt ca. 1 Minute pro Messstelle, woraus ein Messzyklus von ca. 6 Minuten für alle sechs Messpositionen resultiert. Zusätzlich zu den Versuchen mit Gebläse wurden Tests ohne Gebläse mit Kühlung durchgeführt. Damit wurde untersucht, wie sich der Dichteunterschied auf die natürliche Konvektion im Spalt auswirkt.

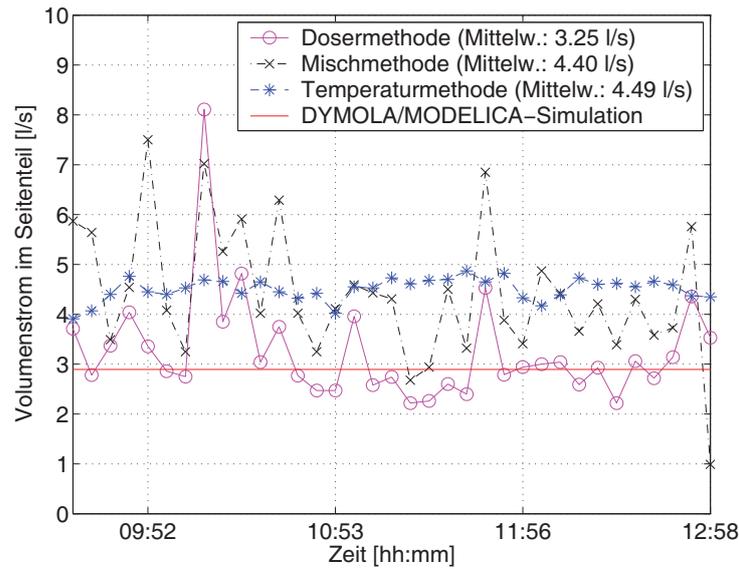
Um die Wandströmung zwischen der Primärisolierung und der Außenhaut zu untersuchen, wurde bei Betrieb des Gebläses das Tracergas einmal an der Stelle Aux 1 (siehe Abbildung 5.31) und einmal an der Stelle Aux 2 zudosiert. Die Ermittlung der Tracergaskonzentration erfolgte dann jeweils an den beiden übrigen "Aux-Positionen" sowie an beiden Messpunkten im Seitenteil oben und in den beiden Abluftkanälen. Da die sechs Messkanäle des Gasmonitors belegt waren, konnte die Hintergrundkonzentrationen bei den "Aux-Versuchen" nicht gemessen werden. Das Messintervall pro Messposition musste dabei auf 2 Minuten erhöht werden, da hinter der Primärisolierung nur sehr kleine Volumenströme vorliegen. Zu kurze Messintervalle können bei sehr kleinen Volumenströmen das Ergebnis verfälschen, da der Gasmonitor beim Ansaugen der Proben einen eigenen Volumenstrom erzeugt. Nach [11] beträgt dieser ca. 15 ml/s.

Wird an der Position Aux 1 zudosiert, heißen die Versuche "Aux1-Versuche", bei Aux 2 entsprechend "Aux 2-Versuche".

### 5.5.2.3 Versuchsergebnisse

Die Validation der DYMOLA/MODELICA-Simulationsergebnisse beinhaltet Messungen mit Spurengas am A310-Seitenteilelement (Versuchsbeschreibung: siehe Abschnitt 5.5.2.1 und 5.5.2.2), um den Volumenstrom im Spalt zwischen Primär- und Sekundärisolierung (Spaltströmung) sowie zwischen Primärisolierung und Struktur (Wandströmung) zu bestimmen. Die Validation der Temperaturen oder der Massenströme der anderen Bereiche kann aufgrund fehlender Messmöglichkeiten nicht realisiert werden. Die Bestimmung der Simulationsparameter (Strömungswiderstände und Wärmedurchgangskoeffizienten, siehe Abschnitt 5.3) wurde für die Modellierung des Seitenteils ebenfalls an dem Seitenteilversuchsstand durchgeführt. Deshalb kann theoretisch davon ausgegangen werden, dass der berechnete Volumenstrom durch das Seitenteil, dem tatsächlichen messbaren Volumenstrom entspricht. Ist es möglich dies durch Messergebnisse zu bestätigen, wäre eine Teilvalidierung des Simulationsmodells erfolgt.

Bei der Volumenstromuntersuchung wurden die in Abschnitt 5.5.2.1 beschriebenen Methoden zur Ermittlung des Volumenstromes eingesetzt (Doser- und Mischmethode, Temperaturmethode). Die Abbildung 5.33 zeigt den Vergleich zwischen der Simulation einer stationären Strömung und der Messung im Spalt, wobei der Versuch mit Gebläse und Kühlung (Flugzustand) als Basis der Modellierung dient. Die DYMOLA/MODELICA-Simulationsparameter entsprechen denen der SIMULINK-Simulationen [51] (siehe Abschnitt 5.5.1), die für den Spaltbereich an dem Seitenteilversuchsstand ermittelt wurden. Der Kabinenzustand wurde an die Versuchsrandbedingungen angepasst ( $p = 101000 \text{ Pa}$ ,  $\vartheta = 23.63 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 0.4$ ). Es ist zu erkennen, dass die Mittelwerte der gemessenen Volumenströme im Bereich des berechneten Volumenstromes von 2.9 l/s liegen. Somit können mit dem Gesamtmodell die Volumenströme im Seitenteil gut simuliert werden.



**Abbildung 5.33:** Vergleich des simulierten- und des experimentell mit der Tracergasmethode ermittelten Volumenstroms der Spaltströmung im Seitenteil, mit Gebläse und Kühlung

Die Messergebnisse unterliegen zeitlichen Schwankungen. Die Schwankungen sind deutlich höher als die Messgenauigkeit der verwendeten Geräte. Somit wurde eine Fehlerabschätzung durchgeführt [63], bei der die Standardabweichung  $s$  einer Messreihe berechnet wird (siehe Gleichung 4.61). Aus der Standardabweichung wird durch:

$$\Delta x_{Streu} = \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (5.34)$$

der mittlere quadratische Fehler berechnet. Ist  $\Delta x_{Streu}$  deutlich größer als die systematischen Fehler der verwendeten Messgeräte, liegt der wahre Wert von  $x$  mit einer Wahrscheinlichkeit von 68 % innerhalb des Vertrauensintervalls  $\bar{x} \pm \Delta x_{Streu}$ . Für die Messungen folgt:

- Versuch mit Gebläse und Kühlung (siehe Abbildung 5.33):
  - $\dot{V}_{Dos} = (3.25 \pm 0.18) \frac{l}{s}$ ;  $\dot{V}_{Misch} = (4.40 \pm 0.23) \frac{l}{s}$ ;  $\dot{V}_{Temp} = (4.49 \pm 0.04) \frac{l}{s}$
- Versuch mit Gebläse, ohne Kühlung (siehe Abbildung A.8):
  - $\dot{V}_{Dos} = (3.09 \pm 0.15) \frac{l}{s}$ ;  $\dot{V}_{Misch} = (3.76 \pm 0.33) \frac{l}{s}$
- Versuch ohne Gebläse, mit Kühlung (siehe Abbildung A.9):
  - $\dot{V}_{Dos} = (1.78 \pm 0.07) \frac{l}{s}$
- Aux 1-Versuch (siehe Abbildung A.10 und A.11):
  - ohne Kühlung:  $\dot{V}_{Dos} = (0.39 \pm 0.07) \frac{l}{s}$ ; mit Kühlung:  $\dot{V}_{Dos} = (0.41 \pm 0.02) \frac{l}{s}$

- Aux 2-Versuch (siehe Abbildung A.12 und A.13):

– ohne Kühlung:  $\dot{V}_{Dos} = (0.79 \pm 0.05) \frac{l}{s}$ ; mit Kühlung:  $\dot{V}_{Dos} = (0.32 \pm 0.05) \frac{l}{s}$

Bei der Betrachtung der Ergebnisse ist festzustellen, dass die gemessenen Seitenteil-Volumenströme bei den Versuchen mit Gebläse alle in der gleichen Größenordnung liegen. Mit gekühlter Struktur und ohne Kühlung liegen sie mit den drei Berechnungsmethoden zwischen 3 und 4.5 l/s. Es ist zu sehen, dass mit Gebläse und Kühlung die nach der Misch- und nach der Temperaturmethode berechneten Volumenströme nur um etwa 2 % voneinander abweichen, während der mit der Dosermethode ermittelte Volumenstrom um etwa 25 % kleiner ist. Dies könnte damit erklärt werden, dass der zudosierte Tracergasvolumenstrom kleiner als die Herstellerangabe ( $\dot{V}_{SF,Dos} = 0.5 \text{ ml/s}$ ) ist. Dies kann folgende Ursachen haben:

- Insgesamt wurden vom Dosierer weniger als die angegebenen 0.5 ml/s SF<sub>6</sub> zudosiert.
- Durch Leckagen an den Anschlüssen, im Schlauch oder im Versuchsaufbau ist ein Teil des zudosierten Tracergases entwichen.
- Die Materialien im Versuchsaufbau haben einen Teil des SF<sub>6</sub> adsorbiert.

Ein experimenteller Beweis dieser Hypothesen konnte nicht erbracht werden. Eine weitere Fehlerquelle könnte sein, dass mit der Doser- wie auch mit der Mischmethode jede einzelne Messposition die Konzentration nur alle 6 Minuten erfasst. Damit können kurzzeitige Schwankungen der Konzentration das Messergebnis verfälschen.

Des Weiteren wird bei der Misch- und Temperaturmethode von stationären Volumenströmen ausgegangen. Bei den Messungen wurden geringfügige Schwankungen der Druckdifferenz über der Blende beobachtet, wodurch auch der Volumenstrom nicht konstant ist.

Da die zeitlichen Schwankungen mit der Temperaturmethode zu einem geringen mittleren quadratischen Fehler führen, könnte die Annahme entstehen, dass diese Methode am Genauesten ist. Dies kann nicht bestätigt werden, da die Temperaturmethode auch zu Fehlern führt. Diese resultieren allerdings nicht in schwankenden, sondern gleichmäßig ungenauen Messwerten. Mit den "Aux"-Versuchen kann zum Beispiel gezeigt werden, dass auch im Wandbereich, zwischen Primärisolierung und Struktur, eine Strömung festzustellen ist. Diese kann nur ungenau gemessen werden. Sie mischt sich aber mit der Spaltströmung und der Strömung durch das "Dado-Panel". Damit wird die Mischtemperatur und auch der daraus berechnete Volumenstrom verfälscht. Weitere Fehlerquellen der Temperaturmethode sind Wärmeübergänge zwischen Teilen des Versuchsaufbaus und der kalten Außenhaut.

Vergleicht man die Ergebnisse mit Gebläse mit denen ohne Gebläse zeigt sich, dass der Luftvolumenstrom mit Gebläse und Kühlung nicht die Summe des Volumenstromes mit Gebläse (ohne Kühlung) und des Volumenstromes ohne Gebläse (mit Kühlung) ist.

Bei der Bewertung der Versuche zur Wandströmung muss beachtet werden, dass dabei sehr kleine

Volumenströme untersucht werden. Wie bereits erläutert wurde, kann dann bereits der vom Gasmotor abgesaugte Probenvolumenstrom das eigentliche Messergebnis verfälschen. Durch die im Messaufbau verlegten Schläuche der "Aux-Versuche" werden weiterhin zusätzliche Luftspalte zwischen Primärisolierung und Außenhaut eingebracht. An den Stellen wo die Schläuche verlaufen, liegt die Primärisolierung nicht mehr an der Struktur an. Die Vernachlässigung der Hintergrundkonzentration bringt kaum Fehler in die Berechnung, da diese in der Größenordnung von 10 ppm vorhanden ist. Dies konnte durch die Untersuchungen der Spaltströmungen gezeigt werden. Die gemessenen Konzentrationen liegen hingegen deutlich über 1000 ppm. Auch ist der untersuchte Bereich zwischen Außenhaut und Primärisolierung nicht vollständig gegen den Strömungsspalt zwischen Primär- und Sekundärisolierung abgedichtet. Daher ist von einem Luftaustausch auszugehen, der eine Verdünnung des Luft-Tracergas-Gemisches in den betrachteten Bereichen zur Folge hat. Diese steigt mit dem Abstand der Messstelle von der Position der Tracergasdosierung. Gleichzeitig hat ein zu geringer Abstand die Folge, dass sich das Tracergas noch nicht vollständig mit der Luft durchmischt hat, wodurch Messfehler entstehen.

Aus diesen Gründen müssen die bei diesen Versuchen aus den Tracergaskonzentrationen berechneten Volumenströme kritisch bewertet werden. Gerade bei dem Aux 2-Versuch fällt auf, dass der Volumenstrom mit Kühlung geringer ist als ohne Kühlung. Dies lässt sich nicht erklären.

Mit den durchgeführten Tracergasmessungen des Volumenstromes im Seitenteil konnte das DY-MOLA/MODELICA-Modell teilweise validiert werden. Die Ergebnisse der Simulation und der Messungen liegen in der selben Größenordnung. Dies ist allerdings noch keine Validation der Strömungsverhältnisse im Flugzeug, da auch die für die Simulation erforderlichen Parameter an dem Seitenteil ermittelt wurden. Des Weiteren fehlt bisher eine Validation der Temperaturen in den verschiedenen Bereichen, die mit der zur Verfügung stehenden Versuchsanlage nicht gemessen werden konnten.



# Kapitel 6

## Simulationen des Feuchtetransportes in der Isolierung

Mit den im vorangegangenen Kapitel 5 beschriebenen Systemsimulationen wurde vereinfacht die globale Verteilung der Strömungen im Flugzeugrumpf ermittelt. Damit war es möglich die Auswirkung der *aktiven* Belüftung der Crown Area mit relativ trockener Luft auf die Kondensation in den verschiedenen Bereichen im Flugzeug zu untersuchen. Wie in Kapitel 2 beschrieben wird, sind neben der aktiven Trocknung auch *passive* Methoden interessant. Der Vorteil der passiven Maßnahmen ist, dass nur durch die Veränderung des Isolierungsaufbaus die Wasseransammlung in den Paketen reduziert werden kann. Die aufwendige Installation von aktiven Systemen, mit dem damit verbundenen Konstruktionsaufwand, Energieverbrauch und der Gewichtssteigerung entfällt dabei.

In Abschnitt 2.4 wurden bereits die in [65], [66] und [67] durchgeführten Untersuchungen des lokalen Wärme- und Stofftransportes in der Isolierung erwähnt. Dabei wurde ein eindimensionales MATLAB-Programm zur gekoppelten Berechnung des Wärme- und Stofftransportes benutzt. Gegenstand der Untersuchungen war die geometrische Bauweise der Isolierung sowie die Wahl geeigneter Umhüllungsfolien der Isolierpakete. Als Ergebnis dieser Simulationen wurde ein definierter Abstand zwischen Isolierung und Struktur vorgeschlagen, wobei auf der Seite zur Struktur eine möglichst diffusionsoffene Folie zu verwenden ist. Im Gegensatz zu [64], wo der Abstand den Kontakt der Isolierung mit dem in die Bilge abfließenden Kondensat verhindern soll, verlagert sich durch den zusätzlichen Luftspalt die Kondensation aus der Isolierung zur Struktur und sorgt somit für eine Reduzierung des Kondensats im Paket.

In diesem Kapitel folgt die Beschreibung erweiterter Untersuchungen zur Definition der Umhüllungsfolien. Dafür musste das MATLAB-Programm erweitert werden. Zur Untersuchung der Auswirkungen einer konvektiven Strömung in dem vorgeschlagenen Luftspalt auf den Wärme- und Stofftransport in der Isolierung, reicht die eindimensionale Betrachtung nicht aus. Deshalb erfolgten zweidimensionale Untersuchungen mittels CFD, die diese Effekte berücksichtigen. Zur Validierung der ein- und zweidimensionalen Simulationen wurden Messungen an einem Modellversuchsstand an der TUHH sowie an zwei Mock-up's bei der Airbus Deutschland GmbH durchgeführt.

## 6.1 1D-Simulationen mit MATLAB

### 6.1.1 Aufbau des Programms

Die für die Modellierung relevanten Feuchtetransportmechanismen wurden in [65] identifiziert. Die Abbildung 6.1 zeigt eine Übersicht der Transportmechanismen von flüssigem Wasser und Wasserdampf in der Isolierung, die als poröses Material angesehen wird. Der Feuchtetransport unterteilt sich dabei in verschiedene Vorgänge, die vom Aggregatzustand des Wassers und von der treibenden Kraft abhängig sind. Im Flugzeug nicht relevant sind dabei Elektrokinese, Thermo- und Lösungsdiffusion sowie Effusion.

Für die hydraulische Strömung und die Gasströmung ergeben sich die Wassermassenströme aus dem Gesamtdruckgradienten und einem Strömungswiderstandsbeiwert  $\gamma$  (siehe Gleichung 4.49). Die Kapillarleitung hat ihre Ursache in einer Druckabsenkung oberhalb der Wasserfläche in Kapillaren und in dem Gradienten des Wassergehaltes  $u$  sowie der in [33] definierten Flüssigkeitsleitzahl  $\kappa$ . Die Dampf- und Oberflächendiffusion sind von der Wasserdampfkonzentration abhängig (siehe Abschnitt 4.3). Die Aufstellung und Diskretisierung der Differentialgleichungen wird in [65] beschrieben. Es ergeben sich drei Massenerhaltungsgleichungen für Wasserdampf, flüssiges Wasser und Eis (siehe Abschnitt 4.6.1). Die Energiegleichung enthält Quellen und Senken für die Latentwärme, die beim Phasenwechsel in Form von Kondensations-, Desublimations- und Adsorptionswärme auftritt (siehe Abschnitt 4.6.3). Zur Diskretisierung des Differentialgleichungssystems wird das in Abschnitt 4.7.1 beschriebene FVM-Verfahren benutzt. Aus den vier Erhaltungsgleichungen ergeben sich drei Gleichungssysteme, da in jedem finiten Volumen nur flüssiges Wasser oder Eis auftreten kann. Somit kann die Massenerhaltung dieser Komponenten zusammengefasst werden. Für die Variablen, die in

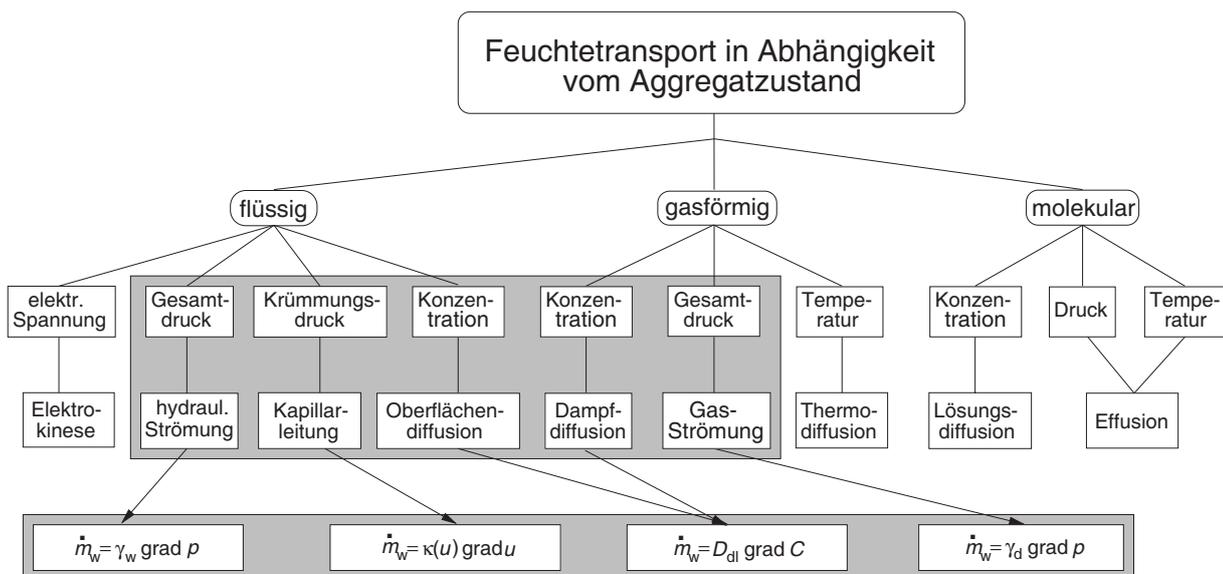


Abbildung 6.1: Feuchtetransport in porösen Stoffen [65]

einem System nicht berechnet werden, erfolgt die Verwendung von Werten aus dem vorangegangenen Zeitschritt. Durch diese Methode verringert sich der Rechenaufwand. Es müssen allerdings kleine Zeitschrittweiten eingestellt werden. In der Differentialgleichung für die Energieerhaltung wird der Wärmetransport durch Leitung berücksichtigt. Da der Isolierungsaufbau auch Luftspalte enthalten kann, muss zusätzlich die Konvektion und Strahlung erfasst werden. Dies geschieht durch eine äquivalente Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_q$  in den Luftspalten, die aus der Überlagerung der Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung und Konvektion hervorgeht. Der Wasserdampftransport wird nicht mit der Dampfkonzentration als unabhängiger Variable modelliert, sondern mit dem Wasserdampfpartialdruck. Dies ist notwendig, da es denkbar ist, dass in dem Modell Stoffe mit unterschiedlichen Porositäten aneinander grenzen. Mit der Dampfkonzentration in Masse pro finitem Volumen als unabhängiger Variablen, würde dann der Wasserdampfpartialdruck am Materialübergang einen Sprung aufweisen. Diese Druckdifferenz ist physikalisch nicht sinnvoll.

Die Modellierung erfolgt mit dem Programm MATLAB [54], womit es möglich ist Messwerte aus Flugversuchen oder Experimenten einzulesen, die Berechnung durchzuführen und die Ergebnisse zu visualisieren. Im Hauptprogramm werden zu Beginn die Anfangs- und Randbedingungen eingelesen. Anschließend werden die Stoffwerte und Transportkoeffizienten mit den Werten der Variablen für die Temperatur, die Wasserbeladung (flüssiges Wasser oder Eis) und den Partialdruck des Wasserdampfes aus dem letzten Zeitschritt bestimmt. Durch das Lösen der Energiegleichung wird die neue Temperatur berechnet. Danach wird der Wasserdampfpartialdruck ermittelt und eine algebraische Gleichung berechnet für jedes Gittervolumen das Gleichgewicht aus Wasserdampf und adsorbierter Wassermenge. Die daraus resultierende transportierte Wasserdampfmenge wird auf die adsorbierte Wassermenge und den verbleibenden Dampf aufgeteilt. Aus der sich ergebenden relativen Feuchte wird dann die Menge an Kondensat oder verdampfter Flüssigkeit bestimmt. Abschließend wird die Differentialgleichung für flüssiges Wasser oder Eis gelöst. Dabei wird die vorher berechnete Menge an Kondensat sowie die des verdampften und adsorbierten Wassers als Quelle oder Senke berücksichtigt. Daraufhin erfolgt eine Aktualisierung der Stoffwerte und Transportkoeffizienten und eine Übergabe der neuen Werte der Variablen als neue Anfangswerte des nächsten Zeitschritts. Zur Berücksichtigung der im nachfolgenden Abschnitt 6.1.2 beschriebenen adaptiven Folieneigenschaften wurde das MATLAB-Programm im Rahmen dieser Arbeit entsprechend erweitert.

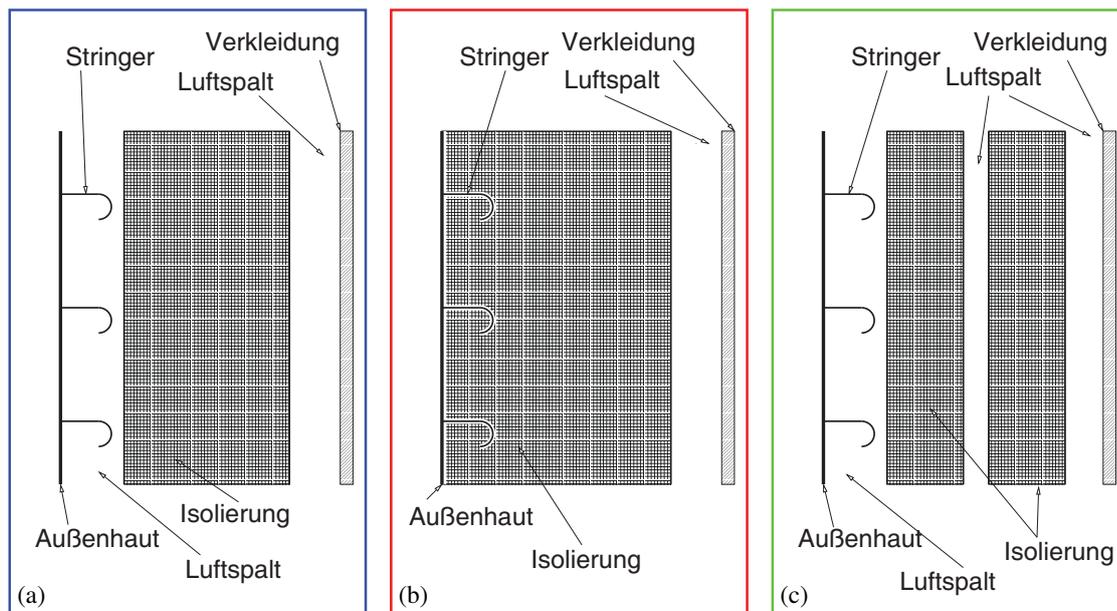
### 6.1.2 Definition des Isolierungsaufbaus

Der Aufbau der Isolierung wurde in Abschnitt 3.1 erläutert und besteht aus Primär- und Sekundärisolierung. Durch die sich einstellende Nebenströmung (siehe Abschnitt 3.3.2.2) von der Kabine in den Dreiecksbereich gelangt der Wasserdampf aus der Kabine in den undefinierten Spalt zwischen Primär- und Sekundärisolierung (siehe Abbildung 3.13, Detail A). Daraus wurden in [66] drei mögliche Isolierungsaufbauten abgeleitet, die hinsichtlich der dort auftretenden Kondensatmenge numerisch untersucht wurden. Die Abbildung 6.2 zeigt die drei möglichen Isolierungsaufbauten. Stand der Technik im Flugzeugbau ist dabei der herkömmliche Aufbau (b), bei dem die Primärisolierung direkt

auf der Außenhaut befestigt wird. Idealerweise ist der Bereich von der Primärisolierung zur Außenhaut vollständig mit Isoliermaterial gefüllt, wobei in der realen Einbausituation undefinierte kleine Spalte an den Stringern vorzufinden sind. Die Sekundärisolierung wird in dem Modell vernachlässigt, da das Problem der Wasseransammlung dort nicht auftritt. Daher ist das Lining (Verkleidung) ohne Sekundärisolierung dargestellt. Es wird angenommen, dass Luft aus der Kabine in den Spalt zwischen Primär- und Sekundärisolierung gelangt und somit vor der Primärisolierung Kabinenluftzustand herrscht.

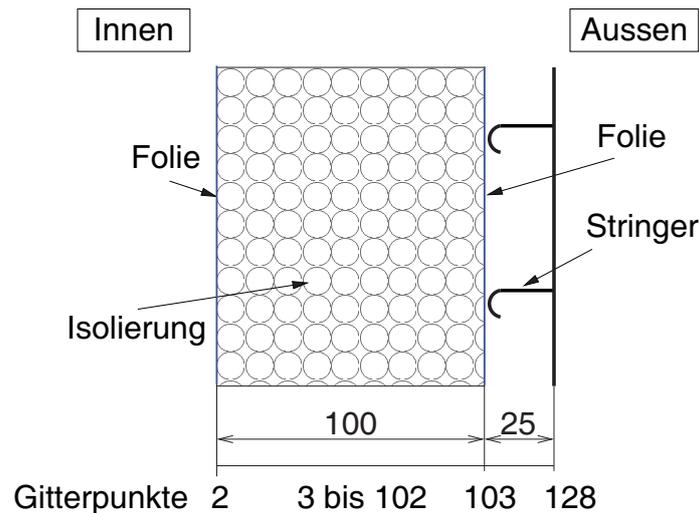
Zusätzlich zur herkömmlichen Bauweise wurden zwei Modelle mit Luftspalten untersucht. Aufbau (a) beinhaltet einen 25 mm breiten Luftspalt zwischen Isolierung und Außenhaut. Bei dem möglichen Aufbau (c) wurde ein 15 mm breiter Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur und ein zusätzlicher 10 mm breiter Luftspalt zwischen zwei Primärisolierschichten eingebracht.

Als Isoliermaterial wird bei den Validationsversuchen am Modellversuchsstand der TUHH ein Polyimid-Schaumstoffblock benutzt (siehe Abschnitt 6.4.1.1). Für den Dampfdiffusionswiderstandskoeffizient für Polyimid in Gleichung 4.43 wurde bei den Simulationen in [65] ein Wert von  $\mu = 4$  verwendet. Vereinfachte Messungen nach [18] zur Überprüfung von  $\mu$  ergeben Werte zwischen 2.93 und 4.31. In den nachfolgenden Simulationen wird deshalb wieder mit  $\mu = 4$  gerechnet.



**Abbildung 6.2:** Mögliche Aufbauten der Primärisolierung [66]

Die Simulationen der Bauweisen in [66] berücksichtigen keine Folien. Es konnte gezeigt werden, dass ein Luftspalt die im Isoliermaterial angesammelte Wassermenge reduzieren kann. Der Vorteil ist, dass dabei die Möglichkeit besteht das im Luftspalt befindliche Wasser durch geeignete konstruktive Maßnahmen zu drainieren. Der Vergleich der Bauweisen (a) und (c) liefert nahezu identische Wassermengen in der Isolierung. Da ein zusätzlicher Luftspalt in der Primärisolierung nur mit erheblichem konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand zu realisieren ist, wurde in dieser Arbeit auf die Untersuchung der Variante (c) verzichtet.



**Abbildung 6.3:** Gittergeometrie in mm und Anzahl der Gitterpunkte der Bauweise (a) mit Luftspalt

Zur genauen Berechnung der Wasseransammlung in der Isolierung ist es erforderlich die Umhüllungsfolie in das Berechnungsgitter zu integrieren. Die Folie verhindert das Eindringen von flüssigem Wasser und behindert den Wasserdampftransport in das Isolationspaket. Die im heutigen Flugzeugbau benutzte Umhüllungsfolie ist eine Teril34-Folie mit einem konstanten Dampfdiffusionswiderstandskoeffizient  $\mu = 70000$ , bei einer Foliendicke von  $s = 13 \mu\text{m}$ . Der  $\mu$ -Wert ist eine dimensionslose Kenngröße und gibt an um welchen Faktor der Diffusionswiderstand eines Materials größer ist als der einer gleich dicken Luftschicht. Mit Gleichung 4.43

$$s_d = \mu \cdot s,$$

folgt daraus der Dampfdiffusionswiderstand  $s_d = 0.91 \text{ m}$ . Dies bedeutet, dass der Dampfdiffusionswiderstand der Teril-Folie dem Dampfdiffusionswiderstand einer 91 cm dicken Luftschicht entspricht. Das in den Simulationen verwendete Gitter ist in Abbildung 6.3 dargestellt, wobei nur der Aufbau mit Luftspalt gezeigt wird. Um die Simulationsergebnisse mit Messergebnissen vergleichen zu können, orientiert sich das Gitter an der Geometrie der Polyimid-Primärisoliermaterialproben (Dicke: 100 mm), die für die Messungen an dem Modellversuchsstand der TUHH zur Verfügung standen (siehe Abschnitt 6.4.1). Die Dicke des Luftspaltes beträgt 25 mm. Das Simulationsprogramm verlangt, dass der erste Gitterpunkt die Eigenschaften des Isolationsmaterials aufweist. Es folgen die Folien am Gitterpunkt 2 und 103. Dazwischen befindet sich das Isolationsmaterial (Gitterpunkte 3 bis 102). Den Abschluss bildet der Luftspalt (Gitterpunkte 104 bis 128). Insgesamt erhält man damit ein Gitter mit 128 Punkten. Für den Aufbau ohne Luftspalt reduziert sich das Gitter um den Luftspalt. Daraus resultiert ein Gitter mit 103 Punkten.

Im Vergleich zur bisher eingesetzten Teril-Folie und den Arbeiten in [65] wurden in dieser Arbeit zusätzliche Folienmaterialien untersucht. Die adaptive PA6-Folie wurde am *Fraunhofer Institut für Bauphysik (IBP)* in Holzkirchen entwickelt und ist in [35] ausführlich beschrieben. Es ist eine Polyamid-Folie deren Dampfdiffusionswiderstand von der relativen Feuchte der umgebenden Luft abhängt. In

trockener Umgebung sperrt die Folie und der Wasserdampftransport wird stark behindert. Bei hohen umgebenden Feuchten steigt die Permeabilität. Die Polyamid-Folie zeichnet sich durch schwere Entflammbarkeit, hohe Reißfestigkeit und Undurchlässigkeit für organische Materialien aus und ist daher für den Einsatz in Passagierflugzeugen gut geeignet. Zusätzlich zur PA6-Folie wurde eine weitere adaptive Polyamid-Folie untersucht. Es handelt sich dabei um eine PA46-Folie (Stanyl 1) der Firma Amcor Ltd [5]. Die Eigenschaften der Stanyl 1-Folie wurden in [20] beschrieben. Am IBP wurden Messungen zur Dampfdurchlässigkeit durchgeführt [28]. Dabei konnten nur zwei Messwerte für jeweils eine trockene und eine feuchte Umgebung ermittelt werden. Die Messwerte sind in den Abbildungen 6.4 und 6.5 eingetragen.

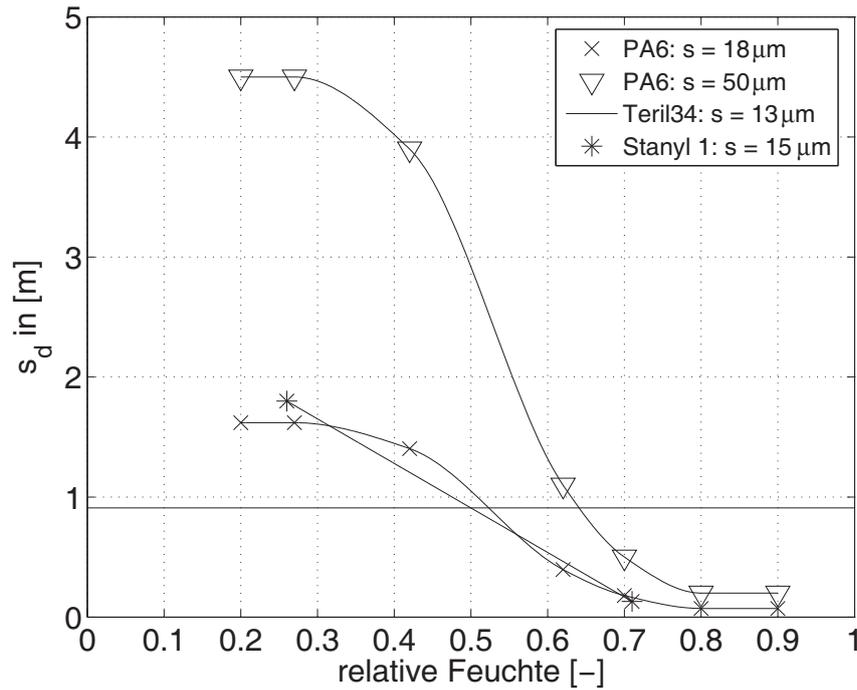
Die Abbildung 6.4 zeigt den zwischen den Messwerten durch eine kubische Interpolation ermittelten Verlauf des Dampfdiffusionswiderstandes einer 18  $\mu\text{m}$  und 50  $\mu\text{m}$  dicken PA6-Folie sowie den  $s_d$ -Wert einer 13  $\mu\text{m}$  dicken Teril-Folie in Abhängigkeit von der relativen Feuchte bei 23 °C. Zusätzlich sind zwei Messwerte für die adaptive Stanyl 1-Folie (Dicke  $s_{Stanyl1} = 15 \mu\text{m}$ ) eingetragen. Zwischen diesen beiden Messwerten wurde linear interpoliert. Die Literaturwerte einer 50  $\mu\text{m}$  dicken Folie aus [35] wurden für die in den Validationsmessungen benutzte PA6-Folie der Dicke  $s = 18 \mu\text{m}$  umgerechnet. Man erkennt das adaptive Verhalten der PA6-Folie (Maximalwert:  $s_{dPA618} = 1.62 \text{ m}$ , Minimalwert:  $s_{dPA618} = 0.072 \text{ m}$ ). Der Dampfdiffusionswiderstand der Teril-Folie ist konstant ( $s_{dT} = 0.91 \text{ m}$ ), und somit unabhängig von den Umgebungsbedingungen. Ebenfalls erkennbar ist das adaptive Verhalten der Stanyl 1-Folie. In trockener Umgebung weist die Folie einen hohen  $s_d$ -Wert auf, während dieser bei hohen umgebenden relativen Feuchten sinkt (hohe relative Feuchte:  $s_{dStanyl1} = 1.8 \text{ m}$ , niedrige relative Feuchte:  $s_{dStanyl1} = 0.13 \text{ m}$ ). Für hohe umgebende Feuchten unterscheidet sich die Dampfdurchlässigkeit der PA6- und Stanyl 1-Folien kaum, während der  $s_d$ -Wert der Stanyl 1-Folie bei niedrigen Feuchten höher ist. Die Stanyl 1-Folie ist gleichzeitig dünner als die PA6-Folie.

In Abbildung 6.5 ist der durch kubische Interpolation berechnete Verlauf des Dampfdiffusionswiderstandskoeffizienten  $\mu$  für die PA6-Folie und der  $\mu$ -Wert der Teril-Folie dargestellt. Man erkennt wieder das adaptive Verhalten für die PA6-Folie (Maximalwert:  $\mu_{PA618} = 90000$ , Minimalwert:  $\mu_{PA618} = 4000$ ), während der Wert für die Teril-Folie konstant ist ( $\mu_T = 70000$ ). Die Messwerte für Stanyl 1 liegen bei  $\mu_{Stanyl1} = 120000$  für hohe umgebende relative Feuchten und bei  $\mu_{Stanyl1} = 8667$  für niedrige relative Feuchten. Dazwischen wurde linear interpoliert. Außerhalb des Bereiches wo interpoliert wird, werden die entsprechenden Größen ( $s_d$ -Wert,  $\mu$ ) als konstant angenommen.

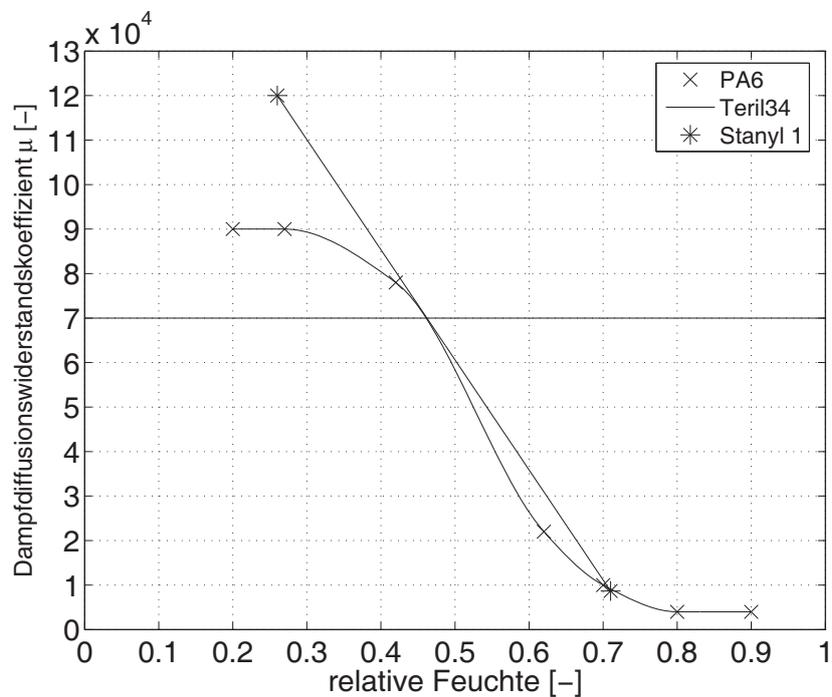
### 6.1.3 Randbedingungen

Für die Simulationen wurden weitestgehend die in [65] benutzten Randbedingungen benutzt. Diese wurden aus Flugtestdaten eines A340 der Deutschen Lufthansa abgeleitet [2].

Die Ergebnisse der Flugtests sind im Anhang B in der Abbildung B.1 dargestellt. Aus den gesamten Flugtestdaten wurde ein Zeitraum von ca. 70 Stunden ausgewählt, der insgesamt fünf verschiedene Flüge repräsentiert. Die Temperatur der Außenhaut schwankt dabei zwischen -30 und -15 °C im Flug und zwischen 4 und 25 °C am Boden. Die Zustände in der Kabine wurden indirekt über die Kabinenabluft am Dado-Panel ermittelt. Dabei wurden Temperaturen zwischen 12 und 30 °C sowie relative



**Abbildung 6.4:** Interpolation der gemessenen  $s_d$ -Werte von PA6 und Stanyl 1 als Funktion der relativen Feuchte im Vergleich zu Teril34 bei 23 °C



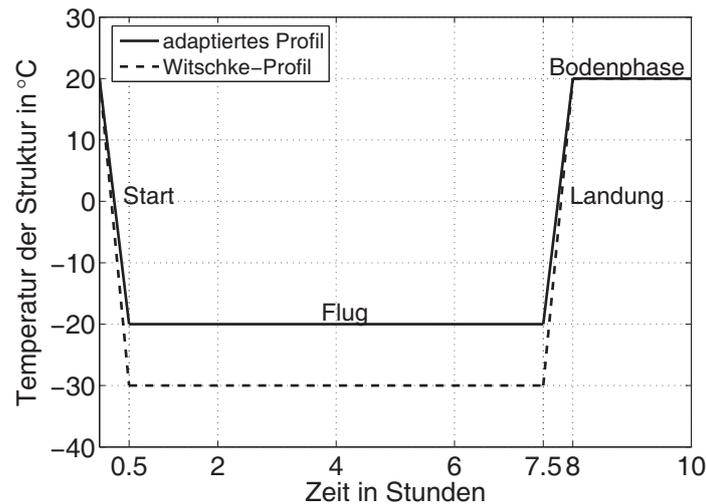
**Abbildung 6.5:** Interpolation der  $\mu$ -Werte von PA6 und Stanyl 1 als Funktion der relativen Feuchte im Vergleich zu Teril34 bei 23 °C

Temperatur $\vartheta$ [°C]	Sättigungsdruck $p_s$ [Pa]
-30	38.05
-20	103.32
24	2986.2

**Tabelle 6.1:** Beispiele für den Sättigungsdruck von Wasserdampf bei -30, -20 und 24 °C

Feuchten von ca. 15 % im Flug und bis 60 % am Boden gemessen. Da die Messungen der Kabinenzustände nur die Verhältnisse am Dado-Panel wiedergeben, kann davon ausgegangen werden, dass zum Beispiel die reale Kabinentemperatur oberhalb der Messwerte liegt. Für die Modellierung wurde in [65] aus den Messwerten ein vereinfachtes Flugprofil (“Witschke-Profil”) generiert. Die Temperaturwerte an der Struktur betragen dabei -30 °C während des Fluges und 20 °C am Boden. Für den Kabinenzustand wird eine konstante Temperatur von 24 °C und eine konstante relative Feuchte von  $\varphi = 0.4$  definiert. Die modellierte Kabinenfeuchte wurde bewusst höher als in der Realität gewählt, um den Einfluss einer vergleichbar hohen Luftfeuchtigkeit auf die Ansammlung des Wassers zu untersuchen. In den Simulationen geht man davon aus, dass Kabinenluft hinter das Lining strömt und sich vor der Primärisolierung (siehe in Abbildung 6.3 “Innen”) der definierte Kabinenzustand einstellt ( $\vartheta = 24$  °C,  $\varphi = 0.4$ ). Die Flugzeit wird auf 8 Stunden festgelegt, inklusive jeweils 30 Minuten für Start und Landung. Am Boden verweilt das Flugzeug für 2 Stunden. Damit ergibt sich ein Flugzyklus von 10 Stunden Dauer. Während des Starts und der Landung wird ein linearer Temperaturverlauf zwischen +20 und -30 °C angenommen. Zur Validierung der Simulationen steht an der TUHH ein Versuchsstand mit begrenzter Kühlleistung zur Verfügung (siehe Abschnitt 6.4.1). Damit ist es nicht möglich die Temperatur der Struktur innerhalb der geforderten 30 Minuten von +20 auf -30 °C abzukühlen. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit eine Außenhauttemperatur von -20 °C während des Fluges benutzt. Dies ist zulässig, da sich der Sättigungsdruck des Wasserdampfes zwischen -20 und -30 °C nur geringfügig unterscheidet (siehe Tabelle 6.1). Entscheidend für den Wasserdampftransport durch Diffusion ist der Partialdruckgradient zwischen dem Bereich vor der Primärisolierung ( $\vartheta = 24$  °C,  $p_d = 0.4 \cdot p_s = 1194.48$  Pa) und dem Sättigungsdruck an der Struktur ( $\Delta p_{-20/24} = 1091.16$  Pa,  $\Delta p_{-30/24} = 1156.43$  Pa). Das resultierende Flugprofil ist in Abbildung 6.6 im Vergleich zum “Witschke-Profil” dargestellt.

Weitere physikalische Effekte, wie die Druckwechsel in der Kabine (Start, Landung) sowie die Sorption von Wasser in der Isolierung, werden nicht berücksichtigt. Die Vernachlässigung der Druckwechsel ist konservativ, da zum Beispiel während des Starts die in den Isolierpaketen enthaltene warme Luft, die mehr Wasserdampf aufnehmen kann, ausströmt. Nach [27] stellt sich das Gleichgewicht des Sorptionswassergehaltes für die Isolationsmaterialien (Glaswolle, Polyimid) erst nach ca. einem Monat ein. Aufgrund der in Relation kurzen Flugzyklen und der geringeren Wasseraufnahme von Polyimid im Vergleich zur Glaswolle kann auf die Sorption verzichtet werden [1], [27].



**Abbildung 6.6:** Verlauf der Außenhauttemperatur durch Anpassung an die begrenzte Kühlleistung im Vergleich zum “Witschke-Profil” aus [65]

### 6.1.4 Simulationsergebnisse

In Abschnitt 6.1.2 wurde der simulierte Isolationsaufbau vorgestellt. Es wurden zwei verschiedene Bauweisen untersucht:

- der herkömmliche Aufbau ohne Luftspalt (b) und
- ein Aufbau mit einem zusätzlichen Spalt von 25 mm zwischen der Isolierung und der Außenhaut (a).

Als Folienmaterialien wurden die bisher verwendete Teril34-Folie und zwei adaptive Folien (PA6 und Stanyl 1) verwendet. Damit erhält man ein Berechnungsgitter, das in Abbildung 6.3 gezeigt ist. Es orientiert sich in seinen Abmessungen an dem Modellversuchsstand der TUHH (siehe Abschnitt 6.4.1.1). Dieser wurde dazu benutzt die hier durchgeführten Simulationen zu validieren. Die Messergebnisse werden in Abschnitt 6.4.1.4 vorgestellt und diskutiert.

Für die Validierungsmessungen wurde zwischen den folgenden Folienkombinationen auf der Seite zur Kabine (K) und auf der Seite zur Außenhaut (A) unterschieden:

- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 2: doppelte Lage Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 3: drei Lagen Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18 \mu\text{m}$ ); (K) und (A),
- Modell 5: Stanyl 1; (K) und (A).

Es wurden Simulationen der Modelle 1 bis 5 jeweils ohne und mit Luftspalt durchgeführt, um die Auswirkung der Position der Isolierung und der Folien auf die Wasseransammlung zu untersuchen. Der Wassergehalt  $u$  in Vol.-% wurde für die Auswertung der Berechnungen in die Einheit  $\text{kg}/\text{m}^3$  umgerechnet. Wird dieser Wert mit einem fiktiven Volumen  $V = 0.001 \cdot 0.001 \cdot 1 \text{ m} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  multipliziert, ergibt sich die auf das entsprechende Volumen bezogene Wassermasse in kg.

Die Abbildung 6.7 zeigt die Simulationsergebnisse für den Aufbau ohne Luftspalt am Ende der Flugphase (nach 8 Stunden) und nach dem Bodenaufenthalt (nach 10 Stunden). Es ist nur der Bereich des Gitters dargestellt in dem Wasser anfällt (Gitterpunkte 90 bis 103). Auf der Kabinenseite (K) wurde eine Variation der Folien durchgeführt. Da es keinen Luftspalt gibt, wird die Folie zur Außenseite (A) vernachlässigt und durch Isoliermaterial ersetzt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der herkömmliche Aufbau mit einer Lage Teril ( $s_d = 0.91 \text{ m}$ , Modell 1) die größte Wasseransammlung (nach 8 und 10 Stunden) aufweist. Wird der Dampfdiffusionswiderstand der Teril-Folie erhöht, dringt weniger Wasser in das Isolierpaket ein und es fällt weniger Wasser an (Modell 2 und 3). Werden die adaptiven Folien (Modell 4 und 5) benutzt, lässt sich im Vergleich zum herkömmlichen Aufbau (Modell 1) eine Reduzierung der Wassermenge feststellen. Nach 8 Stunden liegt dann die Wassermenge im Bereich der Simulationen mit 2 Lagen Teril (Modell 2). Nach 10 Stunden zeigt sich im Vergleich zu Modell 2 eine weitere Reduzierung, wobei der Aufbau mit Stanyl 1 etwas weniger Wasser aufweist als der mit PA6. Der Aufbau mit 3 Lagen Teril (Modell 3) zeigt immer die niedrigste Wassermenge.

Die Simulationen mit einem 25 mm Luftspalt (Gitterpunkte 104 bis 128) sind in Abbildung 6.8 dargestellt, wobei wieder nur der Bereich des Gitters in dem Wasser anfällt gezeigt wird (Gitterpunkte 90 bis 128). Wie bei den Simulationen ohne Luftspalt, zeigt der Aufbau mit herkömmlicher Teril-Folie die höchste gesamte Wasseransammlung (Modell 1). Zusätzlich zur gesamten Wassermenge, wird die Wassermenge im Isoliermaterial gesondert berechnet und in der Abbildung 6.8 mit (Isol.) gekennzeichnet. Steigt der Dampfdiffusionswiderstand (Modell 2 und 3) reduziert sich die Wassermenge. Für die adaptiven Folien liegt die gesamte angesammelte Wassermenge wieder in der Größenordnung der Messungen mit doppelter Teril-Folie auf der Kabinenseite (Modell 2). Insgesamt sinkt im Vergleich zur Anordnung ohne Luftspalt die Wasseransammlung für alle Modelle.

Betrachtet man nur die Wasseransammlung im Isolierpaket, zeigt sich, dass der Einsatz der adaptiven Folien Vorteile gegenüber der Anordnung mit Teril bringt. Im Luftspalt steigt die relative Feuchte, wodurch die Permeabilität der adaptiven Polyamid-Folien steigt. Deshalb diffundiert das Wasser durch die Folie (A) und fällt im Luftspalt an. Dies ist im Modell 4 und 5 erkennbar. Vergleicht man nur die Wassermenge in der Isolierung nach 8 Stunden, zeigen die adaptiven Folien geringere Wassermengen als Teril. Dabei fällt mit Stanyl 1 (Modell 5) insgesamt weniger Wasser an als mit PA6 (Modell 4). Vergleicht man nur die Wassermenge in der Isolierung, zeigt PA6 weniger Wasser als Stanyl 1. Dies liegt daran, dass bei hohen umgebenden Feuchten die Permeabilität der PA6-Folie höher ist als die der Stanyl-Folie. Auf der Kabinenseite weisen die adaptiven Folien bei den dort herrschenden Randbedingungen einen höheren Dampfdiffusionswiderstand auf als die herkömmliche Teril-Folie, weshalb weniger Wasser in das Paket eindringen kann. Nach 10 Stunden ist die Isolierung mit PA6

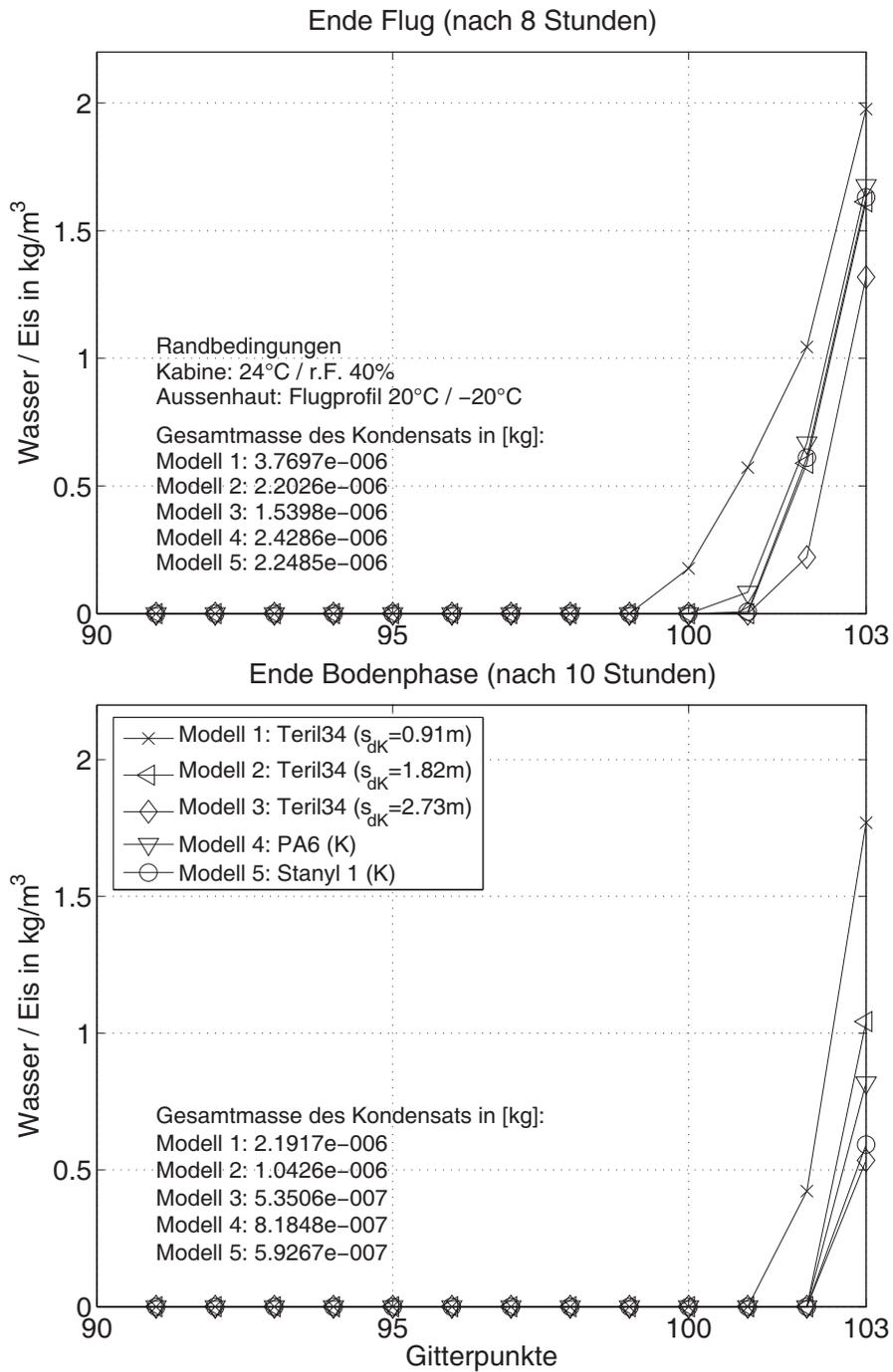
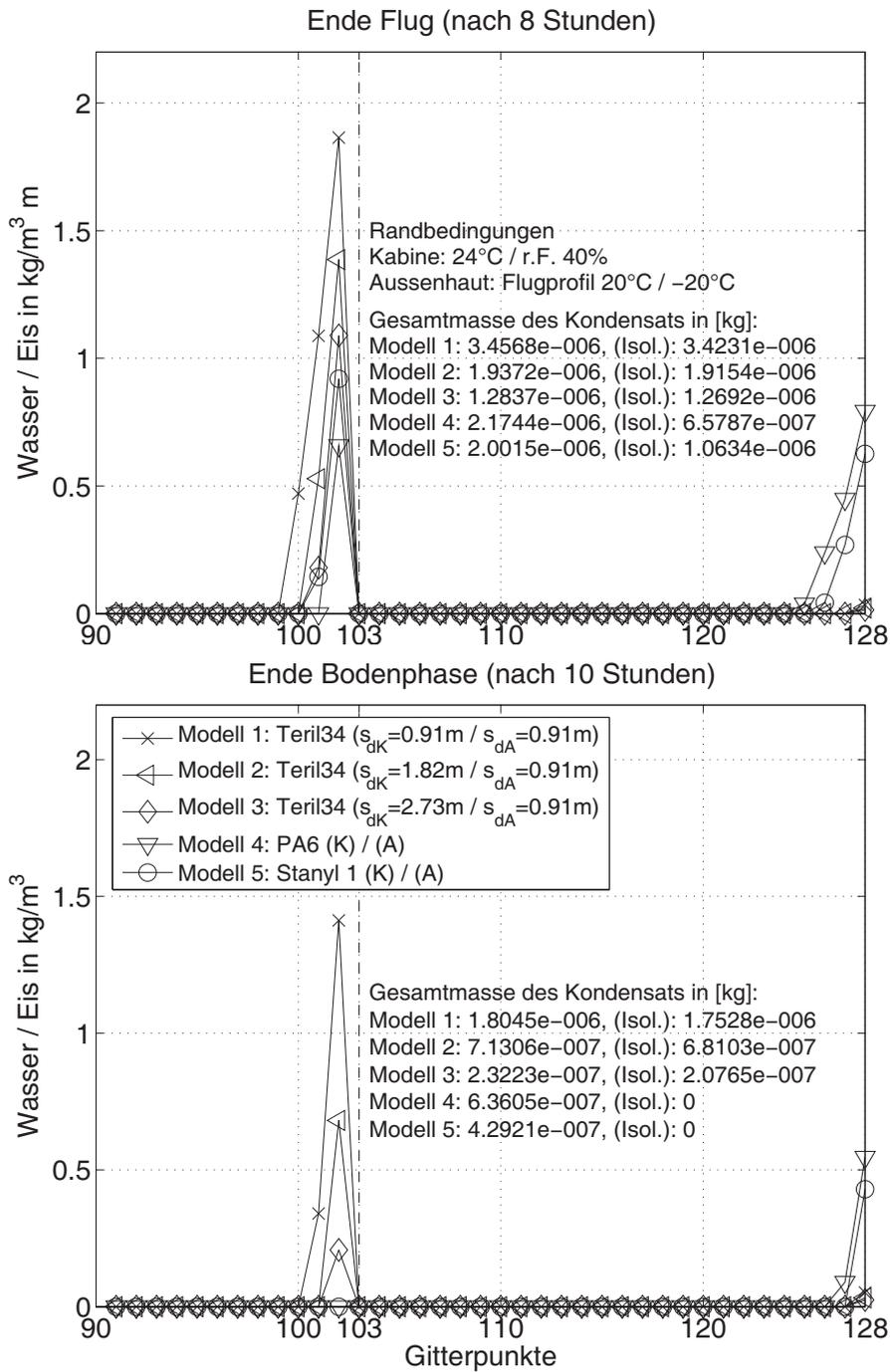


Abbildung 6.7: 1D-Simulationsergebnisse ohne Luftspalt



**Abbildung 6.8:** 1D-Simulationsergebnisse mit Luftspalt

und Stanyl 1 komplett ausgetrocknet, wobei dabei insgesamt mehr Wasser vorhanden ist, als mit drei Lagen Teril (Modell 3). Mit Stanyl 1 fällt etwas weniger Wasser an als mit PA6. Ziel ist es die Wasseransammlung in der Isolierung zu reduzieren. Die Simulationen zeigen, dass dies am Besten durch den Einsatz der adaptiven Folien gewährleistet werden kann, wenn dafür gesorgt wird, dass das Wasser das sich im Luftspalt sammelt kontrolliert abgeführt wird. Dies ist durch Messungen zu validieren.

Bei den bisher beschriebenen Simulationsergebnissen konnte festgestellt werden, dass die Wasseransammlung reduziert werden kann, wenn der Dampfdiffusionswiderstand auf der Kabinenseite (K) möglichst hoch und auf der Seite zum Luftspalt (A) möglichst niedrig ist. Ohne Luftspalt würde eine Erhöhung des  $s_d$ -Wertes auf der Kabinenseite ebenfalls für eine Reduzierung der Wassermenge sorgen. Mit Luftspalt kann durch eine hohe Permeabilität der Folie (A) für ein gutes Austrocknen des Isolierpaketes gesorgt werden. Das Wasser fällt dann im Luftspalt und nicht in der Isolierung an. Dies lässt sich in der Realität besonders gut durch die adaptiven Folien erreichen, da diese ihre  $s_d$ -Werte in Abhängigkeit der Umgebungsfeuchten ändern. Um zu überprüfen wie sich die Adaptivität der Folien auf die Wassermenge auswirkt, wurden zusätzlich Simulationen mit fiktiven Teril-Folien durchgeführt. Es wurden dabei die folgenden Kombinationen getestet:

- Modell 6: doppelte Lage Teril34 (K); doppelte Lage Teril34 (A),
- Modell 7: herkömmliche Teril34-Folie (K); Teril34  $s_d=0.2$  m (A),
- Modell 8: herkömmliche Teril34-Folie (K); Teril34  $s_d=0.0065$  m (A),
- Modell 9: Teril34  $s_d=1.44$  m (K); Teril34  $s_d=0.072$  m (A),
- Modell 10: Teril34  $s_d=1.27$  m (K); Teril34  $s_d=0.13$  m (A).

Dabei werden im Modell 9 bzw. Modell 10 die  $s_d$ -Werte fest auf die Werte der PA6-, bzw. Stanyl 1-Folie eingestellt (siehe Abbildung 6.4; (K):  $\varphi = 0.4$ ; (A):  $\varphi = 1$ ). Dies ist der Zustand, der sich durch das adaptive Verhalten der Polyamid-Folien bei den vorherrschenden Randbedingungen einstellt. Im Modell 7 und 8 wird untersucht, wie sich eine Kombination aus herkömmlicher dichter Folie auf der Kabinenseite und offener Folie zur Außenwand auswirkt. Im Modell 6 wird überprüft wie sich eine doppelte Lage Teril auf der Kabinen- und Luftspaltseite auswirkt. Die entsprechenden Berechnungsergebnisse zeigt die Abbildung 6.9. Vergleicht man das Modell 6 mit dem Modell 1 in Abbildung 6.8 zeigt sich, dass die Wasseransammlung reduziert werden kann. Im Vergleich zum Modell 2 steigt die angesammelte Wassermenge der Isolierung im Modell 6. Dies kann damit begründet werden, dass die offenere Folie auf der Luftspaltseite im Modell 2 das Austrocknen der Isolierung begünstigt. Die Ergebnisse der Modelle 7 und 8 zeigen, dass bei gleicher Folie auf der Kabinenseite, die diffusionsoffener Folie zur Außenhaut die Wasseransammlung in der Isolierung reduziert. Dabei kann insgesamt mit der offenen Folie (Modell 8) mehr Wasser anfallen. Dies sammelt sich dann außen und nicht in der Isolierung. Der Vergleich von Modell 9 und Modell 4 zeigt, dass sich bei der Variante mit festem  $s_d$ -Wert mehr Wasser anlagert. Das Isolationspaket bleibt mit beiden Varianten trocken. Bei

den Modellen 5 und 10 zeigt sich wieder, dass der Aufbau mit der adaptiven Folie Vorteile bringt. Das Modell 10 mit festem  $s_d$ -Wert trocknet im Vergleich zum Modell 5 nicht vollständig aus.

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass sich der Aufbau mit Luftspalt für die Reduzierung der Wasseransammlung gut eignet. Dabei bietet sich ein Aufbau mit einer dampfdichten Folie auf der Kabinenseite und einer porösen Folie auf der Luftspaltseite an. Durch die dichte Folie auf der Seite zur Kabine wird der Wasserdampftransport in das Isolationspaket behindert, während die offene Folie den Transport des eindringenden Wasserdampfes durch die Folie zur Außenhaut begünstigt. Dadurch sammelt sich das Wasser außen und nicht im Paket. Dies konnte bereits in [65] gezeigt werden. Neu ist die Umsetzung dieses Konzeptes mit nur einem Folienmaterial, wobei adaptives Polyamid verwendet wird. Der Aufwand und die Kosten für die Herstellung der Isolationspakete lassen sich dadurch reduzieren. Zusätzlich kann durch das adaptive Verhalten eine Verringerung der Wassermenge beobachtet werden, da das Austrocknen begünstigt wird. Die Ergebnisse für Stanyl 1 und PA6 liegen in der selben Größenordnung, wobei unter den hier verwendeten Randbedingungen Stanyl 1 etwas weniger Wasser aufweist. Da Stanyl 1 zusätzlich dünner ist als PA6, kann aufgrund der Simulationen Stanyl 1 als geeignetes Material empfohlen werden.

Die Beschreibung der Verifikation und Validation der Simulationen folgt in den Abschnitten 6.3 und 6.4.

## 6.2 2D-Simulationen mit STAR-CD

Im vorangegangenen Abschnitt 6.1 erfolgte die Vorstellung von eindimensionalen MATLAB-Simulationen zur Berechnung der lokalen Wasseransammlung im Bereich der Isolierung. Um auch zweidimensionale Effekte zu berücksichtigen, wurden zusätzliche Simulationen mit der kommerziellen CFD-Software STAR-CD durchgeführt.

Zur Simulation des Feuchtetransportes werden wieder der in Abschnitt 6.1.2 benutzte Isolierungsaufbau und die entsprechenden Randbedingungen verwendet (siehe Abschnitt 6.1.3).

### 6.2.1 Gittergenerierung

Wie bei den Simulationen mit MATLAB orientiert sich das STAR-CD Berechnungsgitter an der Geometrie der Komponenten am Modellversuchsstand in Abschnitt 6.4.1. Es wird ein dreidimensionales Gitter gebildet, wobei damit nur zweidimensionale Berechnungen durchgeführt werden. In der dritten Dimension ( $z$ -Achse) wird nur eine Zellschicht benutzt, die dazu dient das finite Volumen zu generieren. Eine echte dreidimensionale Berechnung erfordert hingegen mehrere Zellschichten in der  $z$ -Richtung. Die verschiedenen Berechnungsgitter sind in Abbildung 6.10 dargestellt, wobei nur der Aufbau mit Luftspalt detailliert gezeigt wird:

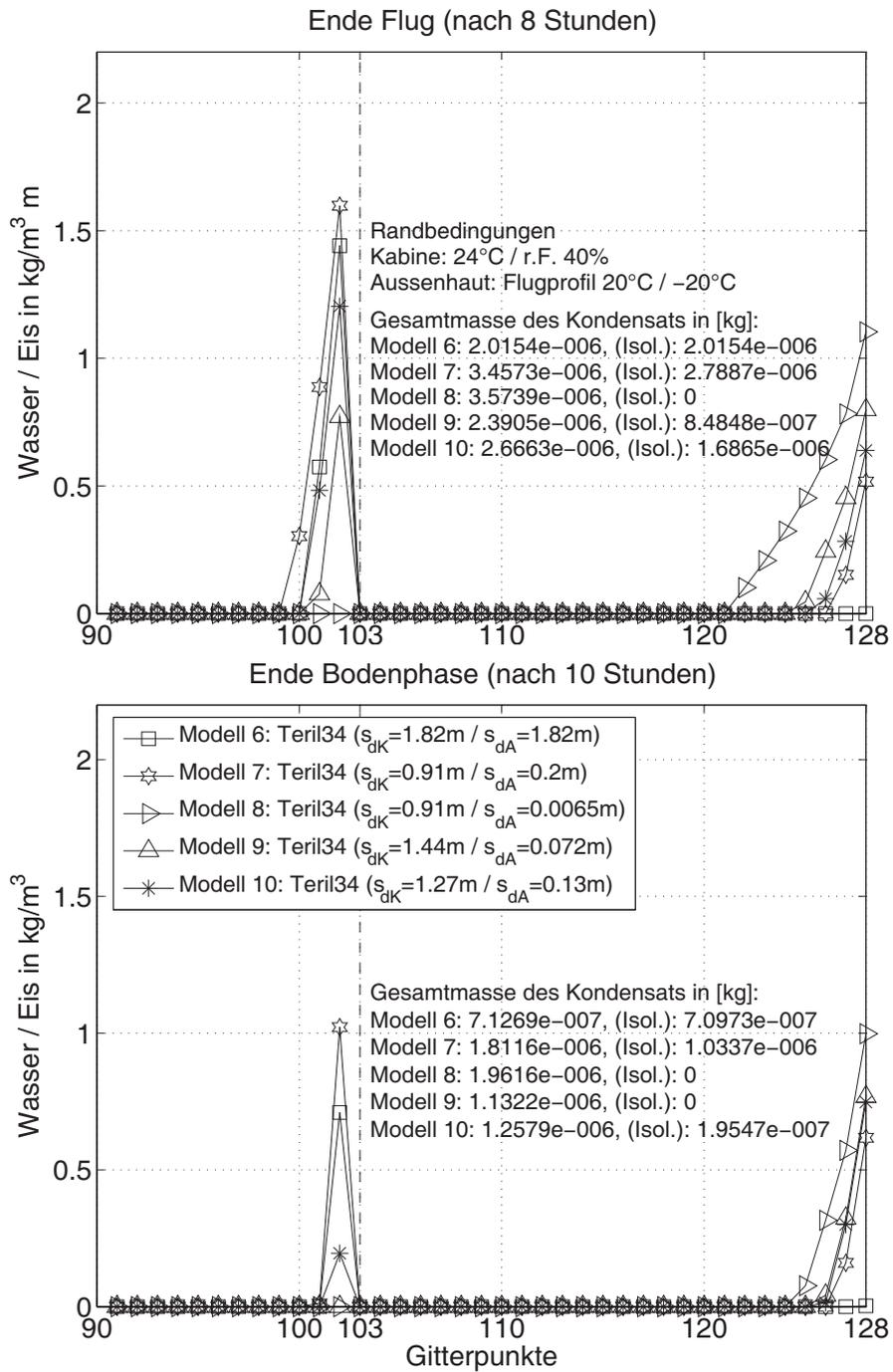


Abbildung 6.9: 1D-Simulationsergebnisse mit Luftspalt

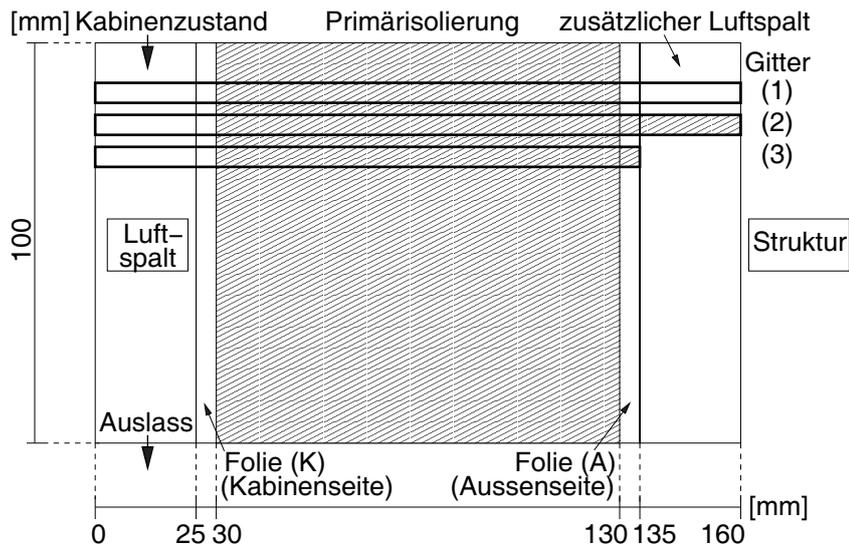


Abbildung 6.10: Geometrien der STAR-CD Berechnungsgitter 1 bis 3

- Gitter 1 mit 25 mm zusätzlichem Luftspalt,
- Gitter 2 ohne zusätzlichen Luftspalt (Breite 160 mm),
- Gitter 3 ohne zusätzlichen Luftspalt (Breite 135 mm).

Das Gitter besteht aus hexaederförmigen Zellen, wobei die Genauigkeit der Lösung und die Auflösung des Strömungsfeldes von der Feinheit des Zellgitters (Volumendiskretisierung) und des “Zeit-Gitters” (Zeitdiskretisierung) bestimmt wird. Die zur Verfügung stehende Speicherkapazität und die zu erwartende Simulationszeit grenzen die Möglichkeiten der Volumen- und Zeitdiskretisierung ein. Das Gitter besteht in  $x$ - $y$ -Richtung aus Zellen mit einer Kantenlänge von 2.5 mm. In  $z$ -Richtung beträgt die Kantenlänge 5 mm, womit sich ein Zellvolumen von  $3.125 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$  ergibt.

Der Bereich vor der Isolierung hat in  $x$ -Richtung eine Breite von 25 mm und wird von einem Luftstrom mit konstanter Temperatur und konstanter Strömungsgeschwindigkeit durchströmt (10 Zellen, Kabinenzustand). Es schließt sich die Folie (K) auf der Kabinenseite an (2 Zellen). Nicht dargestellt sind die *Baffle*-Zellen, welche die Oberfläche der Folien bilden. Dies sind Zellen infinitesimaler Dicke, die als Festkörper oder poröses Material definiert werden können. Diese trennen zum Beispiel verschiedene Fluide und verhindern so deren Vermischung.

Die Dicke der Isolierung ( $x$ -Achse) beträgt 100 mm (40 Zellen), der zusätzliche Luftspalt im Gitter 1 hat eine Breite von 25 mm (10 Zellen). Zwischen der Isolierung und dem Luftspalt ist die Folie (A) auf der Luftspaltseite erkennbar (2 Zellen). Die Höhe der Isolierung ( $y$ -Achse) am Modellversuchsstand beträgt 300 mm. Um den Rechenaufwand zu reduzieren wird die Höhe des Modellierungsgitters auf 100 mm reduziert. Insgesamt erhält man damit eine Breite des Gitters von 160 mm (64 Zellen).

Im Gitter 2 wird der Aufbau ohne Luftspalt modelliert, wobei der Bereich des Luftspaltes und der Folie auf der Luftspaltseite aus dem Gitter 1 mit Isoliermaterial gefüllt wird. Die Breite des Gitters beträgt wieder 160 mm. Das Gitter 3 modelliert die Anordnung ohne Luftspalt, die auch am Modellversuchsstand aufgebaut werden kann. Auf die Isolierung die im Gitter 1 verwendet wird, folgt dabei die Außenhaut. Die Breite des Gitters beträgt 135 mm. Die Zellen die im Gitter 1 die Folie auf der Kabinenseite modellieren, werden auch als Isoliermaterial definiert.

## 6.2.2 Randbedingungen

Die bei den 2D-Simulationen eingestellten Randbedingungen (*Boundary conditions*) für die Temperatur der Kabine und der Außenhaut sowie der relativen Feuchte in der Kabine entsprechen denen der 1D-Berechnungen aus Abschnitt 6.1.3 (Kabine:  $\vartheta = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 0.4$ ; Außenhaut: 10h Flugzyklus). Die verschiedenen Materialien im Gitter (Luft, Isolation, Folien) müssen in STAR-CD durch Fluid-Zellen abgebildet werden, da Festkörper-Zellen (*Solid*) undurchlässig für den Transport von Wasserdampf sind. Die verschiedenen Fluid-Zellen sind durch *Baffle*-Zellen getrennt. In den Folien- und Isolationsmaterialzellen befindet sich Luft, wobei der Wasserdampfdiffusionskoeffizient an die Werte für die Folie, bzw. der Isolierung angepasst wird (siehe Abschnitt 6.2.3.1). Die Berechnung konvektiver Strömungen innerhalb der Folien und der Isolierung wird ausgeschaltet, wodurch ein Wasserdampftransport nur durch Diffusion möglich ist. Daraus resultieren zum Beispiel für das Gitter 1 fünf Bereiche (siehe Abbildung 6.10), die mit Luft gefüllt sind, wobei nur in den Luftspalten die Konvektion und die Diffusion zusammen berechnet wird. Aufgrund der Abhängigkeit der Luftdichte von der Temperatur stellt sich während des Fluges eine konvektive Walzenströmung im zusätzlichen Luftspalt ein. Diese überlagert den diffusiven Wasserdampftransport. Zusätzlich muss auf der Kabinenseite ein Lufteinlass (*Inlet*) und ein Luftauslass (*Outlet*) definiert werden, um dort einen konvektiven Luftstrom zu erhalten. Dieser Luftstrom dient nur dazu die Temperatur und die relative Feuchte auf der Kabinenseite einzustellen. Aufgrund der für konvektive Luftströmungen undurchlässigen Folien hat diese Strömung keinen Einfluss auf die fluiddynamischen Zustände in der Isolierung oder an der Struktur. Über die Wandrandbedingung (*Wall*) wird die Temperatur der Außenhaut entsprechend dem eingestellten Flugprofil gesteuert (siehe Abbildung 6.6). Den nicht explizit definierten Randbedingungen wird als Voreinstellung eine ruhende, glatte und stoffundurchlässige Wand (Region 0) zugewiesen. Die Abbildung B.2 im Anhang B zeigt am Beispiel des Gitters 1 die in den einzelnen Bereichen vorhandenen Randbedingungen. Fällt der zusätzliche Luftspalt im Gitter 2 oder 3 weg, werden auch die *Baffle*-Zellen der Folie (A) nicht mehr benötigt.

Da es sich bei den betrachteten Fällen um zweidimensionale Modelle handelt, muß das Lösungsgebiet in  $z$ -Richtung begrenzt werden. Dafür werden auf der Vorder- und Rückseite des Gitters zwei Symmetrieebenen (*Symplanes*) eingeführt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird in Abbildung B.2 auf eine Darstellung der Symmetrieebenen verzichtet.

Die Definition der relativen Feuchte am Einlass muß in STAR-CD über den Massenanteil (*Concentration*) in kg/kg von Wasserdampf in feuchter Luft erfolgen [15]. Für die Eingabe der Parameter in PROSTAR wird der Skalar Wasserdampf mit VPR (engl.: Vapour) abgekürzt. Dabei müssen eben-

falls Randbedingungen festgelegt werden (*Scalar boundaries*). Diese beschreiben das Verhalten der vorher für die Strömung definierten Randbedingungen auf den Skalar (*Scalar boundary conditions*). Ein Baffle kann zum Beispiel vier unterschiedliche Skalar-Randbedingungen annehmen:

- undurchlässig für den Skalar (*Adiabatic*),
- festgelegte Skalkonzentration (*Fixed concentration*),
- definierter Skalarstrom (*Flux*),
- Diffusion des Skalars (*Diffusion*).

In Tabelle B.1 sind zum Beispiel die benutzten Randbedingungen im Gitter 1 sowie deren Einfluss auf den Skalar Wasserdampf zusammengefasst. Die Untersuchung der Folieneigenschaften erfolgt wieder mit den in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Folienmaterialien. Die Stoffeigenschaften der trockenen Luft, wie Dichte  $\rho$ , dynamische Viskosität  $\eta$ , isobare Wärmekapazität  $c_p$  und Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , können in STAR-CD aus einer Stoffdatenbank übernommen [15] oder manuell eingegeben werden. Für Luft und Wasserdampf wurden die entsprechenden Stoffwerte aus [61] verwendet. Die Stoffeigenschaften des Isoliermaterials werden mit denen der Luft gleichgesetzt. Dies ist zulässig, da Polyimid eine Porosität von ca. 90 % besitzt. Für die Wärmeleitfähigkeit wird in den Simulationen in [51] ein Wert von  $\lambda = 0.04 \text{ W/m K}$  verwendet. Die Tabelle B.2 im Anhang B enthält die relevanten Stoffeigenschaften.

Die Dichte, Viskosität und Wärmeleitfähigkeit des Gemisches wird aufgrund der Zusammensetzung berechnet, während die Wärmekapazität als konstant angenommen wird. Es hat sich gezeigt, dass die konstante Wärmekapazität eine Divergenz der Lösung verhindert. Gleichzeitig ist der Fehler klein, da der Massenanteil des Wasserdampfes in der feuchten Luft gering ist. Für Mehrkomponentenströmungen wird nach [15] die Druckabhängigkeit der Dichte nicht berücksichtigt. Für diese inkompressiblen Strömungen ergibt sich damit eine Funktion der Dichte von der Temperatur. Die Temperaturabhängigkeit von  $\eta$  und  $c_p$  der trockenen Luft und des Wasserdampfes kann im betrachteten Temperaturbereich vernachlässigt werden [61].

Bei den Simulationen werden wie bei den 1D-Arbeiten die Sorption von Wasser und die Druckwechsel in der Kabine nicht berücksichtigt. Der Wärmeübergang durch Strahlung wird ebenfalls nicht betrachtet, da dieser aufgrund der moderaten Temperaturgradienten im zusätzlichen Luftspalt kaum Einfluss auf die angesammelte Wassermenge hat.

Zur Stabilisierung der Konvergenz musste am Lufteinlass eine Schwankung der Wasserdampfkonzentration vorgegeben werden. Dies erfolgte über das Einlesen einer externen Tabelle, wo der Konzentrationsverlauf als Funktion der Zeit hinterlegt ist. Für die durchgeführten Simulationen wurde ein oszillatorischer Verlauf in Form einer Dreiecksschwingung definiert. Mit Gleichung 6.18 ergibt sich die gewünschte Skalkonzentration am Einlass zu  $7.3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$ . Daraus wurde eine Dreiecksschwingung abgeleitet, deren Startwert  $7.3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$  ist, die eine Amplitude von  $5 \cdot 10^{-5} \text{ kg/kg}$  hat und um den Ruhepunkt bei  $7.25 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$  schwingt. Die Periodendauer beträgt 2000 s.

### 6.2.3 Benutzerdefinierte Subroutinen

Die Berechnung der unterschiedlichen Diffusionseigenschaften der Materialien sowie der thermodynamischen Vorgänge beim Phasenwechsel sind in STAR-CD nicht ohne Erweiterungen möglich. Dafür stehen benutzerdefinierte Subroutinen (*Ufiles*) zur Verfügung, die an passender Stelle in den Lösungsablauf des Hauptprogrammes eingebunden sind.

#### 6.2.3.1 Materialspezifische Diffusion

In der Subroutine `diffus.f` wird der Diffusionskoeffizient  $D$  von Wasserdampf in Luft (siehe Gleichung 4.39 in Abschnitt 4.3) als Funktion der Temperatur berechnet. Für den Fall der Diffusion durch die Folien oder das Isoliermaterial ergibt sich der resultierende Diffusionskoeffizient als Funktion des jeweiligen Dampfdiffusionswiderstandskoeffizienten  $\mu_i$  (siehe Gleichung 4.43).

Die Eigenschaften des verwendeten Isoliermaterials und der entsprechenden Folien finden sich in Abschnitt 6.1.2. Für das Isoliermaterial Polyimid wird mit  $\mu = 4$  gerechnet. Bei den Folien gelten in den unterschiedlichen Modellen je nach Material konstante- oder variable  $\mu$ -Werte. Die adaptiven Folien (Modelle 4 und 5) verwenden jeweils ein Polynom, woraus sich der in den Abbildungen 6.4 und 6.5 dargestellte interpolierte Kurvenverlauf ergibt.

#### 6.2.3.2 Phasenwechsel

Wie in Abschnitt 6.2.2 erläutert, werden alle Materialien im Berechnungsgitter durch Fluid-Zellen modelliert. Die materialspezifischen Eigenschaften werden mittels der entsprechenden Wasserdampfdiffusionskoeffizienten angepasst. Der in der Luft enthaltene Wasserdampf wird durch einen *aktiven* Skalar beschrieben. Für die aktiven Skalare wird in STAR-CD die Skalartransportgleichung gelöst (siehe Abschnitt 4.6.3), womit der diffusive und/oder konvektive Transport des Skalars berechnet werden kann [15], [16]. Quellen und Senken für aktive Skalare werden in STAR-CD über die Subroutine `sorsca.f` definiert. Dabei muss nach Abschnitt 4.7.2 eine Linearisierung der Quellterme entsprechend der Gleichung 4.89 erfolgen. In der Subroutine `sorent.f` werden analog zum Vorgehen bei aktiven Skalaren Quellen und Senken für die Enthalpie des Phasenwechsels berechnet. Mit *passiven* Skalaren können in der Routine `scalfn.f` beliebige Hilfsgrößen algebraisch bestimmt werden, wobei die zugehörige Skalartransportgleichung nicht gelöst wird.

Die Subroutinen sind in der Programmiersprache FORTRAN geschrieben [59] und als Dummy-Routinen in STAR-CD bereits eingefügt. Will man eine entsprechende Routine verwenden, kann diese im Programm aktiviert werden. In der Dummy-Routine werden dem Benutzer eine Vielzahl von Größen übergeben (zum Beispiel Druck, Temperatur, Geschwindigkeiten, Skalarkonzentrationen). Gleichzeitig ist festgelegt, welche Größen an das Hauptprogramm zurückgegeben werden müssen.

Vereinfacht geht man bei der Modellierung des *Phasenwechsels* (siehe Abschnitt 4.1) davon aus, dass der Skalar Wasserdampf in der feuchten Luft nur bis zur Sättigung als Gas aufgenommen wird. Vergleichbar mit der Beschreibung der Kondensation in Abschnitt 5.2.1 wird ein ideal durchmischtes Kontrollvolumen angenommen, wo bei der idealisierten Kondensation zuerst bis zur Taupunktlinie gekühlt wird und bei weiterer Abkühlung flüssiges Wasser ausfällt (siehe Abbildung 5.5).

Wird der Sättigungsdampfdruck unterschritten und liegt gleichzeitig flüssiges Wasser vor, verdunstet ein Teil des Wassers, bis die feuchte Luft wieder gesättigt ist. Bei der Kondensation und Verdunstung ändert sich auch die Enthalpie des Gemisches. Beim Kondensieren wird die latent gespeicherte Verdampfungsenthalpie  $r_0$  frei, während diese bei der Verdunstung aus der Umgebung aufgenommen wird. Der Vorgang verläuft bei der Desublimation / Sublimation analog zur Kondensation / Verdunstung, wobei zusätzlich die Erstarrungsenthalpie  $r_e$  berücksichtigt werden muss.

Für alle drei verwendeten Subroutinen werden alle wichtigen Größen für den Phasenwechsel zunächst mit identischen Gleichungen berechnet. Dies hat den Vorteil, dass im Gegensatz zur Definition globaler Variablen beim Debugging die jeweiligen Größen kontrolliert werden können. In den Dummy-Routinen wird zum Beispiel die Temperatur der vorhergehenden Iteration ( $T^*$ ) in K für jede Zelle bereitgestellt. Anschließend wird die Temperatur in °C transformiert und der Sättigungsdampfdruck mit Gleichung 4.10 für Temperaturen  $\vartheta \geq 0$  °C, bzw. Gleichung 4.11 für  $\vartheta < 0$  °C berechnet. Die Konzentration des Skalars Wasserdampf (SCALAR(1)\*) in kg/kg steht wiederum aus der vorhergehenden Iteration zur Verfügung. Es gilt Gleichung 6.17, wobei in diesem Fall aus der Skalarkonzentration der Wasserdampfpartialdruck bestimmt wird (SCALAR(1) =  $c_d$ ):

$$p_d = \frac{p}{\left(\frac{1}{\text{SCALAR}(1)^*} - 1\right) \cdot \frac{R_l}{R_d} + 1}. \quad (6.1)$$

Mit Gleichung 4.7 erhält man den Partialdruck der trockenen Luft:

$$p_l = p - p_d. \quad (6.2)$$

Mit den Partialdrücken, der Zelltemperatur und dem Zellvolumen lassen sich aus den Gleichungen 4.5 und 4.6 die Luft- und Wassermassen berechnen. Der Wassergehalt  $x$  resultiert aus Gleichung 4.2. Der Vergleich zwischen dem Sättigungswassergehalt aus Gleichung 4.12 und  $x$  ermittelt zum Beispiel den kondensierten / desublimierten bzw. verdunsteten / sublimierten Wassergehalt  $\Delta x = x - x_s$ . Ausgehend von der Differenz zwischen dem tatsächlichen Wassergehalt und dem Sättigungswassergehalt werden anschließend in den drei Subroutinen die jeweils gesuchten Größen berechnet.

Die vom Hauptprogramm übergebenen Größen können sich in den einzelnen Routinen geringfügig unterscheiden. Zur Sicherstellung der gekoppelten Berechnung der Quellen / Senken in `sorsca.f` und der eigentlichen Wassermengen in `scalfn.f` sind die Temperatur und die Skalarkonzentration SCALAR(1) in `sorsca.f` als globale Variable definiert worden. Das Einlesen erfolgt in `scalfn.f`. Bei `sorent.f` führte das Einlesen der globalen Variablen zur Divergenz der Lösung. Deshalb werden die vom Hauptprogramm übergebenen Größen verwendet. Da für kleine Zeitschrittweiten nur sehr geringe Kondensatmengen auftreten, hat die Kondensationswärme nur wenig Einfluss auf die Temperatur. Somit hat der geringe Unterschied der übergebenen Größen keine nennenswerte Auswirkung auf die Enthalpiebilanz.

- `scal fn . f`: Wie schon erläutert wurde, werden in dieser Routine die passiven Skalare berücksichtigt. Der erste passive Skalar ist SCALAR(2), der die relative Feuchte  $\varphi$  mit der Gleichung 4.9 ermittelt. Normalerweise stellt sich bei der idealisierten Kondensation ein Wert von  $\varphi = 1$  ein. Aufgrund der Implementation der Subroutinen außerhalb des Hauptprogrammes und durch die Verwendung von Größen aus vorangegangenen Iterationen kann es dazu kommen, dass eine relative Feuchte geringfügig größer 1 ausgegeben wird. In `sorsca . f` werden die Quellen und Senken aufgrund der vorhandenen Konzentrationen berechnet, wodurch dieser Fehler real keine Auswirkung hat. Der SCALAR(3) berücksichtigt die Menge des flüssigen Wassers, bzw. des Eises in  $\text{kg/m}^3$ . Dabei werden die am Phasenwechsel beteiligten Wassermengen addiert oder subtrahiert. Die Skalare 4 und 5 unterscheiden zwischen dem Wasser (4) und Eis (5) in  $\text{kg/m}^3$ , während die Skalare 6 und 7 die jeweilige Wasser- (6) und Eismasse (7) in kg im Kontrollvolumen ausgeben.

Für die Unterscheidung zwischen Wasser und Eis wird zum Beispiel beim Auftauen aus  $\vartheta$ ,  $r_e$ ,  $V_{Zelle}$  sowie vereinfachend für die trockene Luft mit  $c_{pl}$  und  $m_l$  der Anteil des am Phasenwechsel teilnehmenden Eises, bzw. Wassers  $EOW$  berechnet. Über den Energieinhalt der Luft wird somit bestimmt, wieviel Eis auftaut. Die zugehörige Gleichung zur Ermittlung von  $EOW$  lautet:

$$EOW = \frac{c_{pl} \cdot \vartheta \cdot m_l}{r_e \cdot V_{Zelle}} \text{ in } \text{kg/m}^3. \quad (6.3)$$

- `sorsca . f`: Die linearisierten Quellen und Senken des aktiven Skalars Wasserdampf werden in dieser Routine berechnet. Dafür sind die in Gleichung 4.89 eingeführten Linearisierungskoeffizienten zu bestimmen. Beispiele zur Ermittlung der Koeffizienten finden sich in Abschnitt 4.7.2. STAR-CD verlangt eine Linearisierung in der Form [15]:

$$S = S1P - S2P \cdot \text{SCALAR}(\text{IS}) \text{ in } \text{kg}/(\text{s m}^3), \quad (6.4)$$

mit IS als der Nummer des aktiven Skalars (Wasserdampf: IS=1). Dabei ist  $S1P$  der konstante Teil, während  $S2P$  vom Skalar 1 abhängig ist. Nach [44] wird die Tangente an den Quell- / Senkenterm als Linearisierung vorgeschlagen (siehe auch Beispiel 2 in Abschnitt 4.7.2 und Abbildung 4.3). Der Quell- / Senkenterm wird dabei als Funktion des Skalars  $SC(1)_0 = \text{SCALAR}(1)^*$  gebildet. Aus der bereits anfänglich berechneten Differenz  $\Delta x = x - x_s$  in  $\text{kg/kg}$  ergibt sich der Senkenterm in der Einheit  $\text{kg}/(\text{s m}^3)$ :

$$S(SC(1)_0) = -\frac{(x - x_s) \cdot m_l}{\Delta t \cdot V_{Zelle}}. \quad (6.5)$$

Wird Gleichung 4.2 in die Gleichung 6.5 eingesetzt erhält man:

$$S(SC(1)_0) = -\frac{\left(\frac{m_d}{m_l} - x_s\right) \cdot m_l}{\Delta t \cdot V_{Zelle}}. \quad (6.6)$$

Mit den Gleichungen 4.5, 4.6, 6.1 und 6.2 folgt daraus die Ausgangsform für die Ableitung nach  $SC(1)_0$ :

$$S(SC(1)_0) = -\frac{1}{\Delta t \cdot T} \cdot \left( \frac{p}{\left(\left(\frac{1}{SC(1)_0} - 1\right) \cdot \frac{R_l}{R_d} + 1\right) \cdot R_d} + \frac{p \cdot x_s}{\left(\left(\frac{1}{SC(1)_0} - 1\right) \cdot \frac{R_l}{R_d} + 1\right) \cdot R_l} - \frac{p \cdot x_s}{R_L} \right) \quad (6.7)$$

Mit der Tangentengleichung für den Punkt  $(x_0, f(x_0))$ :

$$T = f(x_0) + f'(x_0)(x - x_0) \quad (6.8)$$

und der Ableitung des Quellterms nach  $SC(1)_0$ :

$$S'(SC(1)_0) = -\frac{p \cdot (R_d \cdot x_s + R_l)}{R_d^2 \left( \left( \frac{R_l}{R_d} - 1 \right) \cdot SC(1)_0 - \frac{R_l}{R_d} \right)^2 \cdot \Delta t \cdot T}, \quad (6.9)$$

resultiert daraus die Tangentengleichung am Punkt  $(SC(1)_0, S(SC(1)_0))$ :

$$T = -\frac{(x - x_s) \cdot m_l}{\Delta t \cdot V_{Zelle}} - \frac{p \cdot (R_d \cdot x_s + R_l) \cdot (SC(1) - SC(1)_0)}{R_d^2 \left( \left( \frac{R_l}{R_d} - 1 \right) \cdot SC(1)_0 - \frac{R_l}{R_d} \right)^2 \cdot \Delta t \cdot T}. \quad (6.10)$$

Die vorliegende Gleichung 6.10 muss in die Form der Gleichung 6.4 transformiert werden, um die Koeffizienten  $S1P$  und  $S2P$  ermitteln zu können. Daraus folgt:

$$S1P = -\frac{(x - x_s) \cdot m_l}{\Delta t \cdot V_{Zelle}} + \frac{p \cdot (R_d \cdot x_s + R_l)}{R_d^2 \left( \left( \frac{R_l}{R_d} - 1 \right) \cdot SC(1)_0 - \frac{R_l}{R_d} \right)^2 \cdot \Delta t \cdot T} \cdot SC(1)_0, \quad (6.11)$$

$$S2P = \frac{p \cdot (R_d \cdot x_s + R_l)}{R_d^2 \left( \left( \frac{R_l}{R_d} - 1 \right) \cdot SC(1)_0 - \frac{R_l}{R_d} \right)^2 \cdot \Delta t \cdot T}. \quad (6.12)$$

Ist weniger Wasser (SCALAR(3) in  $\text{kg/m}^3$  aus `scalfn.f`) in der Zelle vorhanden als eigentlich von der Luft aufgenommen werden kann, wird der SCALAR(3) komplett verdunstet / sublimiert. Dafür werden die Linearisierungskoeffizienten neu berechnet:

$$S1P = \frac{\text{SCALAR}(3)}{\Delta t} \quad \text{und} \quad S2P = 0. \quad (6.13)$$

Zur Berechnung der Quellen und Senken werden am Ende dieser Subroutine die Koeffizienten  $S1P$  und  $S2P$  an das Hauptprogramm übergeben.

- `sorent.f`: Wie bei der Routine `sorsca.f` ist zur Berechnung der Enthalpiequellen und -senken eine linearisierte Form:

$$S = S1P - S2P \cdot T \quad \text{in} \quad \text{W/m}^3, \quad (6.14)$$

zu definieren, wofür die Koeffizienten  $S1P$  und  $S2P$  berechnet werden müssen. Aus der Differenz  $\Delta x = x - x_s$  erhält man zum Beispiel den Quellterm in  $\text{W/m}^3$  mit einer einfachen Linearisierung nach Abschnitt 4.7.2 bei  $\vartheta > 0 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$S1P = 0 \quad \text{und} \quad S2P = -\frac{(x - x_s) \cdot m_l \cdot r_0}{\Delta t \cdot V_{Zelle} \cdot T^*}, \quad (6.15)$$

mit  $T^*$  als der Temperatur der vorhergehenden Iteration. Für  $\vartheta \leq 0 \text{ }^\circ\text{C}$  wird zusätzlich die Erstarrungsenthalpie berücksichtigt (siehe Gleichungen 4.16 bis 4.18). Die Enthalpie des Wasseranteils, bzw. des Eises wird vernachlässigt, da die hohen Verdampfungs- und Erstarrungsenthalpien dominieren. Für den Fall, dass weniger Wasser vorhanden ist als von der Luft aufgenommen werden kann, wird wie erläutert der SCALAR(3) in `sorsca.f` komplett verdunstet

/ sublimiert. Folglich wird die Phasenwechselenthalpie nur im konstanten Teil des linearisierten Quellterms  $S1P$ , zum Beispiel für  $\vartheta > 0$  °C, berechnet:

$$S1P = -\frac{\text{SCALAR}(3) \cdot r_0}{\Delta t} \quad \text{und} \quad S2P = 0. \quad (6.16)$$

Dies ist zulässig, da der SCALAR(3) von der Temperatur entkoppelt ist.

## 6.2.4 Simulationsergebnisse

Die zweidimensionale Berechnung der Feuchtetransportvorgänge wird wieder mit unterschiedlichen Bauweisen und mehreren Folienkombinationen durchgeführt. Die Beschreibung der Modellbildung findet sich in Abschnitt 6.2.1, wobei die drei in Abbildung 6.10 dargestellten Bauweisen (Gitter 1 bis 3) simuliert wurden. Die Untersuchung der Folien orientiert sich an den in Abschnitt 6.1.4 vorgestellten MATLAB-Simulationen. Dabei wurde wieder zwischen den Folien auf der Seite zur Kabine (K) und auf der Seite zur Außenhaut (A) unterschieden:

- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 2: doppelte Lage Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 3: drei Lagen Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18\mu\text{m}$ ); (K) und (A),
- Modell 5: Stanyl 1; (K) und (A).

Aufgrund gesteigerter Brandschutzanforderungen der FAA wird im neuen A380 Terul 18 als Folienmaterial verwendet. Nach [27] hat Terul 18 einen konstanten  $s_d$ -Wert von 2.8 m. Zusätzlich zu den Modellen 1 bis 5 werden deshalb Simulationen mit Terul 18 durchgeführt, um das Verhalten dieser Folie auf die Wasseransammlung im Vergleich zu den anderen Folienkonfigurationen zu untersuchen. Da die Dicke der Terul 18-Folie nicht bekannt ist, wird eine Dicke von  $s = 13\mu\text{m}$  angenommen, die der Dicke der Teril34-Folie entspricht. Damit lässt sich der Dampfdiffusionswiderstandskoeffizient  $\mu = 215000$  berechnen:

- Modell 6: Terul 18; (K) und (A).

Die Simulationsergebnisse der Wasseransammlung im Gitter werden nachfolgend vorgestellt. Dabei werden vier Zeitpunkte ausgewertet, die sich am Flugprofil in Abbildung 6.6 orientieren:

1. am Ende des Starts nach 0.5 Stunden (1800 s),
2. zu Beginn der Landephase nach 7.5 Stunden (27000 s),
3. am Ende der Flugphase nach 8 Stunden (28800 s),
4. und nach der Bodenphase nach 10 Stunden (36000 s).

### 6.2.4.1 Numerische Einstellungen

Alle Simulationen wurden mit den gleichen numerischen und physikalischen Randbedingungen berechnet. Für die zu simulierende Flugzeit von 10 Stunden wurde eine Zeitschrittweite  $\Delta t$  von 1.5 Sekunden verwendet. Daraus ergeben sich 24000 Zeitschritte. Dabei wurde darauf geachtet, dass jeder Zeitschritt konvergiert und sich physikalisch sinnvolle Ergebnisse ergeben. Für die numerischen Einstellungen des Löser wurden die Voreinstellungen in dem Programm STAR-CD übernommen [15], [16]. Nach [15] sind die voreingestellten Parameter für die meisten Anwendungsfälle geeignet und sollten nur bei Bedarf geändert werden. Um die Konvergenz der Lösung zu verbessern, ist bei Berechnungen mit Diffusionsvorgängen, wo große Unterschiede im Transport durch Diffusion und Konvektion auftreten können, mit doppelter Genauigkeit (*Double precision*) zu rechnen. Als Anzahl der inneren Iterationen (*Sweeps*) wird der voreingestellte Wert von 100 benutzt. Die Anzahl der äußeren Iterationen (*Corrector stages*) für die Korrektur der Koeffizienten- und Quellmatrizen im PISO-Algorithmus beträgt maximal 5000, wobei dieser Wert niemals erreicht wird, da sonst Divergenz auftritt.

### 6.2.4.2 Temperaturverlauf

Für das Modell 1 sind zum Beispiel die berechneten Temperaturen im Gitter 1 zu den ausgewählten Zeitpunkten in Abbildung 6.11 dargestellt. Die Position der Folien (K) und (A) ist in den Abbildungen durch zwei weiße Linien gekennzeichnet. Zur Verbesserung der Darstellung der Vorgänge im Luftspalt zeigt die Abbildung 6.12 einen Ausschnitt aus dem Bereich der Isolierung und des Luftspaltes ( $x$ -Koordinate 0.1 bis 0.16m). Man erkennt, wie sich die Temperatur im Luftspalt zum Zeitpunkt 0.5 und 7.5 Stunden abgekühlt hat. In der Isolierung bildet sich ein annähernd eindimensionales Temperaturprofil aus. Im Luftspalt entsteht aufgrund der Dichteunterschiede der Luft an der Außenhaut und an der Folie eine walzenförmige Konvektionsströmung. Die Luft fällt dabei an der kalten Struktur nach unten und steigt an der wärmeren Folie wieder auf. Dies ist anhand des Temperaturprofils im Luftspalt deutlich zu erkennen. Nach der Landung (8 Stunden) erwärmt sich die Außenhaut auf 20 °C und das vorher in der Isolierung und im Luftspalt kondensierte Wasser kann teilweise verdampfen. Aufgrund der zum Verdampfen benötigten Verdampfungsenthalpie findet eine lokale Abkühlung im unteren Bereich der Isolierung, an der Folie (A), statt. Die Konvektionswalze im Luftspalt kehrt sich um, da die Außenhaut wärmer ist als der entsprechende Bereich der Isolierung. Nach dem Ende der Bodenphase (10 Stunden) ist die Luft gesättigt und der Verdampfungsvorgang läuft nur noch sehr langsam ab. Daraus resultiert das annähernd eindimensionale Temperaturprofil zwischen Kabine und Struktur.

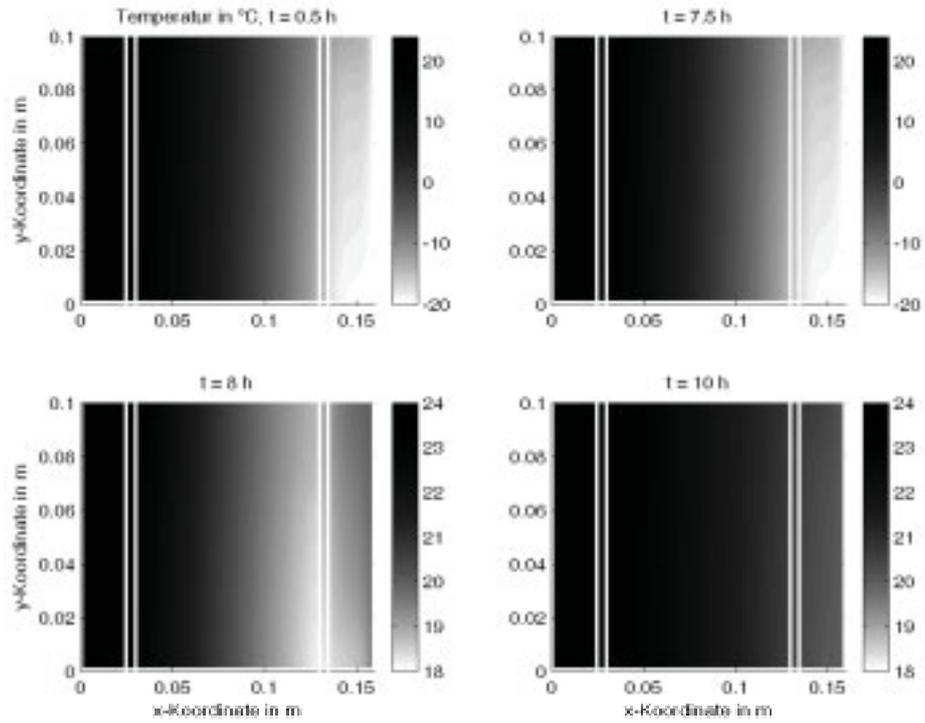


Abbildung 6.11: Temperaturverteilung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1

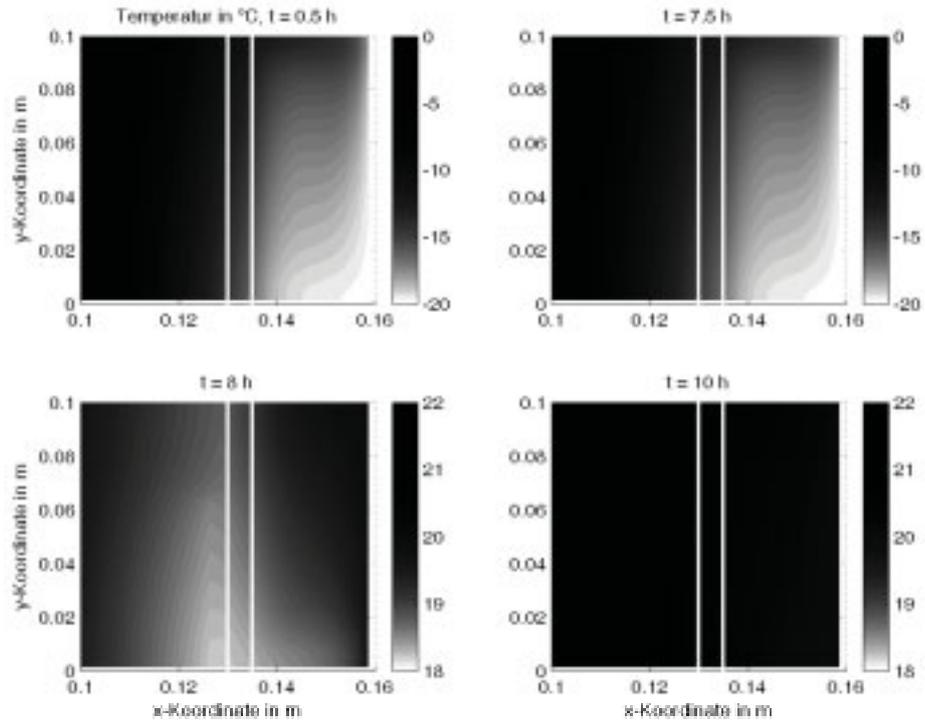


Abbildung 6.12: Temperaturverteilung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1 (x-Koordinate 0.1 bis 0.16 m)

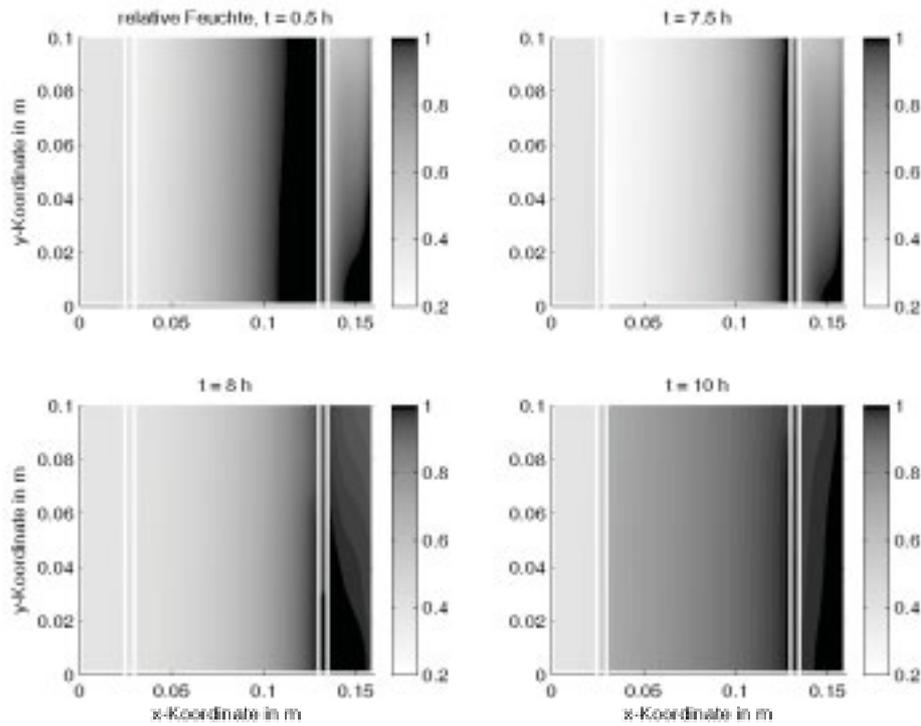


Abbildung 6.13: Relative Feuchte im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1

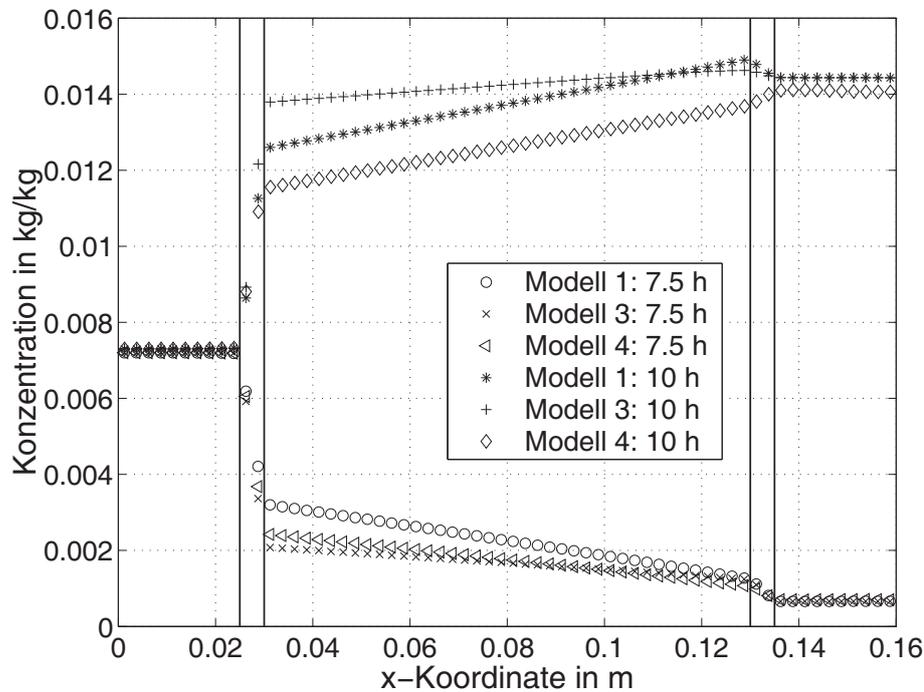


Abbildung 6.14: Wasserdampf-Skalarkonzentration im Gitter 1 mit Luftspalt für die Modelle 1, 3 und 4, jeweils nach 7.5 und 10 Stunden ( $y = 0.05125$  m)

### 6.2.4.3 Relative Feuchte

Den zugehörigen Verlauf der relativen Feuchte des Modells 1 im Gitter 1 zeigt die Abbildung 6.13. Es ist zu erkennen, dass die relative Feuchte während des Fluges (0.5 und 7.5 Stunden) im Bereich vor der Folie (A) und an der Struktur den Wert  $\varphi = 1$  erreicht. Die Folie (A) behindert den Wasserdampftransport aus der Isolierung, wodurch sich der Wasserdampf an der Folie staut. Sinkt gleichzeitig die Temperatur auf Werte unterhalb der Taupunkttemperatur, kondensiert Wasser aus. Im Luftspalt kondensiert der Wasserdampf an der kalten Außenhaut. Die Luft fällt dabei an der kalten Struktur nach unten und kühlt dabei weiter ab. Dadurch kommt es besonders im unteren Bereich des Luftspaltes zur Kondensation. Die kalte gesättigte Luft strömt danach zur Folie (A) und erwärmt sich. Die Dichte der Luft sinkt, wodurch sich eine Auftriebsströmung an der Folie einstellt. In der sich erwärmenden Strömung nach oben sinkt die relative Feuchte auf Werte  $\varphi < 1$ . Die Luft kann somit das durch die Folie diffundierende Wasser aufnehmen. Damit steigt der Wassergehalt bis die Strömung zur kalten Struktur gelenkt wird, wo sich der schon beschriebene Kondensationsvorgang wiederholt.

Wie anhand des Temperaturprofils nach der Landung (8 Stunden) schon gezeigt wurde, kehrt sich die konvektive Strömung um. Durch das Verdampfen des Kondensats finden sich die Temperaturminima an der Folie im unteren Bereich der Isolierung. Somit steigt die Dichte auf der Folienseite, was wiederum das Umkehren der Konvektion zur Folge hat. Die Luft fällt an der Folie nach unten und steigt durch die Erwärmung an der Struktur nach oben. Damit steigt die relative Feuchte beim Absinken, während der Bereich vor der Außenhaut geringere Feuchten aufweist. Nach dem Ende des Flugzyklus (10 Stunden) hat sich ein stationäres Temperaturprofil zwischen dem Bereich vor der Isolierung und der Struktur ausgebildet. Da die Luft in der Isolierung und im Luftspalt nahezu gesättigt ist, verdampft nur wenig Wasser. Dadurch wird auch die Temperatur im Gitter durch den Verdampfungsvorgang kaum beeinflusst. Vor der Folie und an der Struktur finden sich deshalb Feuchten im Bereich  $\varphi = 1$ , da dort noch flüssiges Wasser vorhanden ist.

### 6.2.4.4 Wasserdampfkonzentration

Zur Verdeutlichung des Diffusionsvorgangs ist in Abbildung 6.14 der Verlauf der Wasserdampfkonzentration dargestellt. Exemplarisch wurden die Modelle 1, 3 und 4 zu den Zeitpunkten 7.5 und 10 Stunden in der Mitte des Berechnungsgitters ( $y = 0.05125$  m) ausgewertet.

In STAR-CD wird die Konzentration des Skalars  $c$  (hier: Wasserdampf) als Massenanteil in kg/kg angegeben [15], [16]. Für die in Abschnitt 6.2.2 vorgestellten Bedingungen vor der Isolierung ( $\vartheta = 24$  °C und  $\varphi = 0.4$ ) ergibt sich somit:

$$c_d = \frac{m_d}{m_{ges}} = \frac{m_d}{m_l + m_d} = \frac{\frac{p_d \cdot V}{R_d \cdot T}}{\frac{p_l \cdot V}{R_l \cdot T} + \frac{p_d \cdot V}{R_d \cdot T}} \quad (6.17)$$

Nach dem Gesetz von Dalton (siehe Gleichung 4.7) ergibt die Summe der Partialdrücke eines Gemisches den Gesamtdruck  $p = p_d + p_l$ , wobei jede Komponente das gesamte Volumen ausfüllt. Aus Gleichung 4.9 folgt  $p_d = 0.4 \cdot p_s = 1194.48 \text{ Pa}$  bei  $24 \text{ }^\circ\text{C}$ . Mit  $p = 1.02 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ,  $R_d = 461 \text{ J/kgK}$  und  $R_l = 287.1 \text{ J/kgK}$  erhält man:

$$c_d = \frac{\frac{p_d}{R_d}}{\frac{p_l}{R_l} + \frac{p_d}{R_d}} = 7.3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}. \quad (6.18)$$

Für die Sättigungszustände an der Struktur bei  $\vartheta = -20 \text{ }^\circ\text{C}$  (7.5 Stunden) und  $\vartheta = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (10 Stunden) ergibt sich  $c_{ds7.5} = 6.31 \cdot 10^{-4} \text{ kg/kg}$  respektive  $c_{ds10} = 1.44 \cdot 10^{-2} \text{ kg/kg}$ .

Zwischen den jeweiligen Zuständen vor der Isolation und an der Struktur stellt sich in den einzelnen Materialien (Isolierung, Folien) ein lineares Konzentrationsprofil ein, wobei der Gradient vom jeweiligen Diffusionskoeffizienten  $D$  bestimmt wird. In den Luftspalten ist die Diffusion von der Konvektion überlagert. Damit erhält man eine gute Durchmischung und kaum Konzentrationsunterschiede.

Während des Fluges (7.5 Stunden) ist der Einfluss der Folien auf die Diffusion und damit die Kondensatmenge deutlich zu erkennen. Der herkömmliche Aufbau (Modell 1) zeigt den geringsten Konzentrationsgradienten über der Folie (K) und den Höchsten im Isoliermaterial. Damit diffundiert mehr Wasser durch die Folie und die Isolierung, weshalb mehr Wasser kondensieren kann. Wird der Diffusionskoeffizient der Folie (K) durch die Anzahl der Folienlagen erhöht (Modell 3), steigt der Gradient über der Folie. Folglich sinkt der Gradient in der Isolierung, weshalb der diffusive Wasserdampftransport verringert wird. Der  $s_d$ -Wert der adaptiven PA6-Folie (K) im Modell 4 liegt unterhalb des Wertes im Modell 3, aber über dem Wert der einfachen Teril-Folie (siehe Abbildung 6.4). Somit stellt sich ein Konzentrationsverlauf zwischen den Kurven der Modelle 1 und 3 ein. An der Folie (A) sind die Modelle 1 und 3 identisch, während die Folie (A) im Modell 4 durch die hohe relative Feuchte der Umgebung einen geringeren  $s_d$ -Wert hat. Deshalb sinkt der Gradient im Modell 4 an dieser Stelle, wodurch mehr Wasser diffusiv transportiert wird.

Nach 10 Stunden hat sich die Struktur auf  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  erwärmt. Ein Teil des vorher kondensierten Wassers ist verdampft und es stellt sich in den entsprechenden Bereichen der Sättigungszustand ein. Auffällig ist, dass im Bereich der Isolierung vor der Folie (A) bei den Modellen 1 und 3 eine höhere Konzentration vorhanden ist als im Bereich an der Struktur. Dies lässt sich damit begründen, dass aufgrund des Temperaturgradienten die Temperatur dort höher ist als an der Struktur. Liegt zusätzlich noch flüssiges Wasser vor, so ist auch die Konzentration an dieser Stelle höher, da die wärmere Luft mehr Wasser aufnehmen kann. Deshalb trocknet bei diesen Modellen die Isolierung in Richtung der Kabine und zur Struktur aus. Damit kondensiert weiterhin Wasser an der Struktur. Die Modelle 1 und 3 unterscheiden sich nur in der Folie (K), die im Fall des Modells 3 das Austrocknen behindert. Bei dem Modell 4 zeigt der Konzentrationsgradient immer in Richtung der Kabine. Im Isoliermaterial ist kein flüssiges Wasser mehr vorhanden und durch den niedrigen  $s_d$ -Wert der Folie (A) wird das Austrocknen begünstigt. Die Folie (K) verringert ihren  $s_d$ -Wert ebenfalls, da die Feuchtigkeit im Isoliermaterial ansteigt. Insgesamt verbessert sich dadurch das gesamte Trocknungsverhalten.

### 6.2.4.5 Kondensatmengen

Für die Auswertung der Simulationsergebnisse wurde die Wassermenge in der Isolierung und im gesamten Gitter getrennt berechnet. Die Abbildungen 6.15 bis 6.17 zeigen exemplarisch die Wasseransammlung im Gitter 1 für die Modelle 1, 3 und 4, jeweils nach 0.5, 7.5, 8 und 10 Stunden ( $x$ -Koordinate 0.1 bis 0.16m).

Für das Modell 1 in Abbildung 6.15 ist zu erkennen, wie sich während des Fluges (0.5 und 7.5 Stunden) vor der Folie (A) und im Luftspalt Wasser ansammelt. Nach der Landung trocknet ein Teil des Kondensats, allerdings findet sich nach 10 Stunden immer noch Wasser in der Isolierung und im Luftspalt.

Wird der  $s_d$ -Wert auf der Luftspaltseite erhöht (siehe Modell 3 in Abbildung 6.16), zeigt sich qualitativ ein ähnlicher Verlauf. Allerdings ist zu erkennen, dass sich die Wassermenge im Vergleich zum Modell 1 reduziert hat. Nach 10 Stunden ist nur noch wenig Wasser in der Isolierung und im Luftspalt vorhanden.

Mit der PA6-Folie (siehe Modell 4 in Abbildung 6.17) stellt sich aufgrund der Adaptivität auf der Kabinenseite (K) ein hoher  $s_d$ -Wert ein ( $s_{dPA6} = 1.44$  m bei  $\varphi = 0.4$ , siehe Abbildung 6.4). Zur Struktur (A) liegt durch die hohe relative Feuchte im Luftspalt ein niedriger  $s_d$ -Wert vor ( $s_{dPA6} = 0.072$  m bei  $\varphi > 0.8$ ). Durch diese Eigenschaften wird der Wasserdampftransport in die Isolierung im Vergleich zum Modell 1 verringert, während gleichzeitig die Austrocknung in Richtung des Luftspaltes gefördert wird. Im Vergleich zum Modell 3 kondensiert während des Fluges insgesamt mehr Wasser, allerdings bleibt das Isolierpaket trocken. Das Kondensat sammelt sich an der Struktur, wo es durch konstruktive Maßnahmen abgeführt werden kann. Nach der Landung sinkt der  $s_d$ -Wert der PA6-Folie (K), da sich insgesamt die relative Feuchtigkeit im Isolierpaket erhöht hat. Dadurch wird das Austrocknen in Richtung Kabine beschleunigt und im Vergleich zum Modell 3 findet man nach 10 Stunden insgesamt weniger Wasser, was wiederum nur im Luftspalt vorliegt.

Die Abbildung 6.18 zeigt zum Beispiel die berechneten Kondensatmengen des Modells 1 im Gitter 2 ohne Luftspalt. Ohne Luftspalt erhält man einen nahezu eindimensionalen Wasserdampftransport. Daraus resultiert die in  $y$ -Richtung gleichmäßige Verteilung des Kondensats.

Im Vergleich zur Abbildung 6.15 zeigt sich, dass während des Fluges insgesamt mehr Wasser im Modell mit Luftspalt anfällt. Allerdings hat der Aufbau mit Luftspalt den Vorteil, dass sich nur ein Teil des Wassers im Isolierpaket anlagert, und somit die Isolierung trockener bleibt. Wie in Abschnitt 6.2.4.4 schon erwähnt wurde, trocknet das Isolierpaket auch in Richtung des Luftspaltes aus. Damit erhöht sich die Wassermenge im Luftspalt zwischen der Landung (8 Stunden) und dem Ende der Bodenphase nach 10 Stunden. Es zeigt sich, dass nach 10 Stunden mit Luftspalt insgesamt mehr Wasser angefällt. Die Isolierung ist aber trockener als ohne Luftspalt im Gitter 2.

Zusammengefasst findet sich der Vergleich aller getesteten Modelle und Gitter nach jeweils 7.5, 8 und 10 Stunden Flugzeit in Abbildung 6.19.

Im Gitter 1 mit Luftspalt ist zu erkennen, dass eine Erhöhung des  $s_d$ -Wertes auf der Kabinenseite (K) die Kondensation im Gitter während des Fluges verringert (Modelle 1 bis 3, 7.5 Stunden). Da der  $s_d$ -Wert der Folie (A) bei den Modellen 1 bis 3 identisch ist, fällt dabei im Luftspalt nahezu die

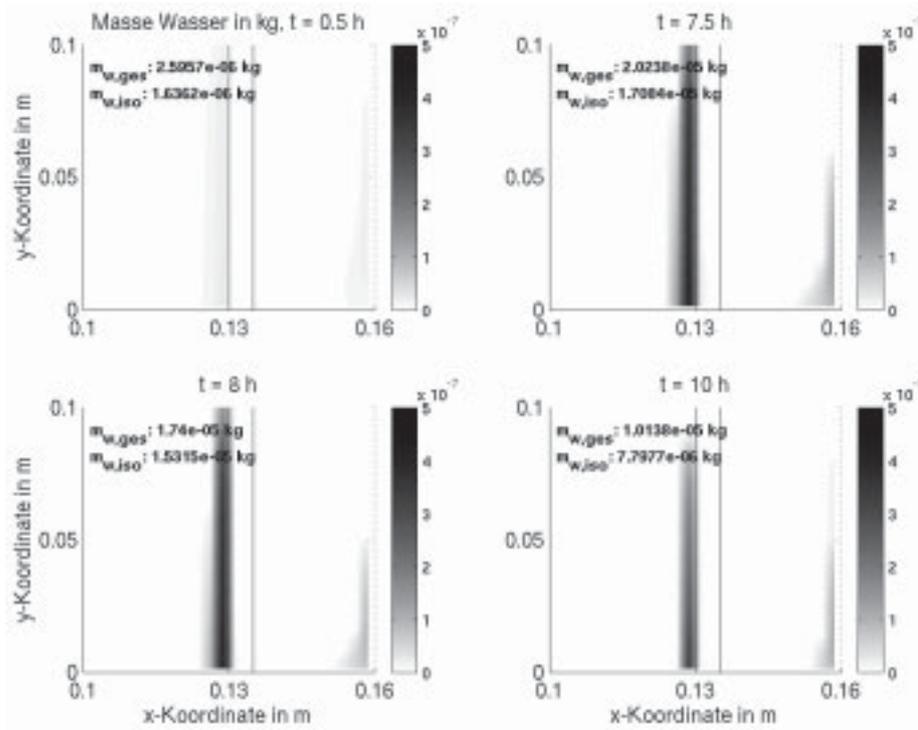


Abbildung 6.15: Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1

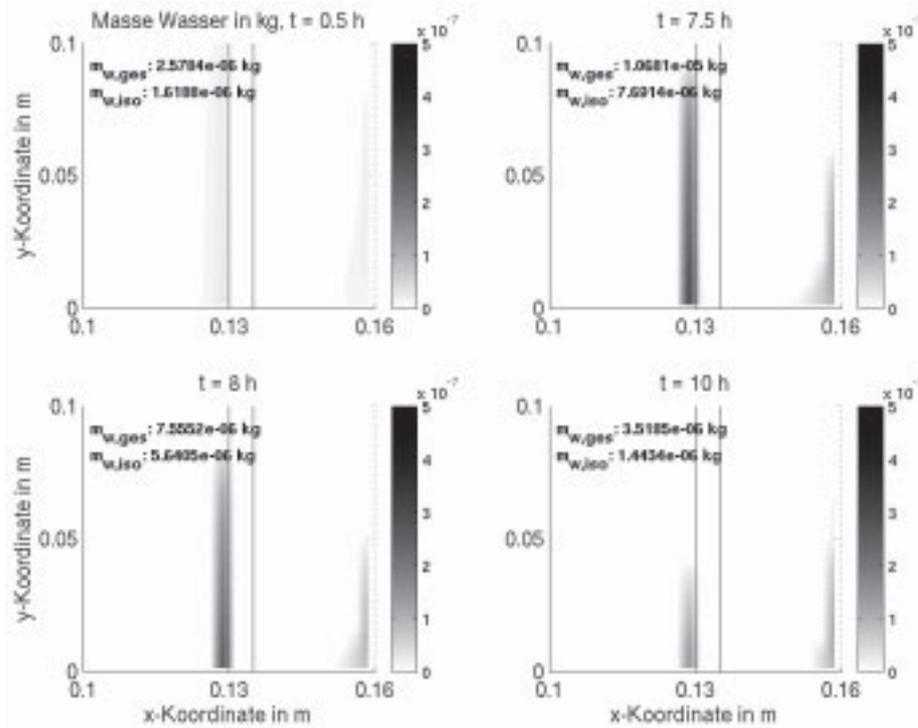


Abbildung 6.16: Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 3

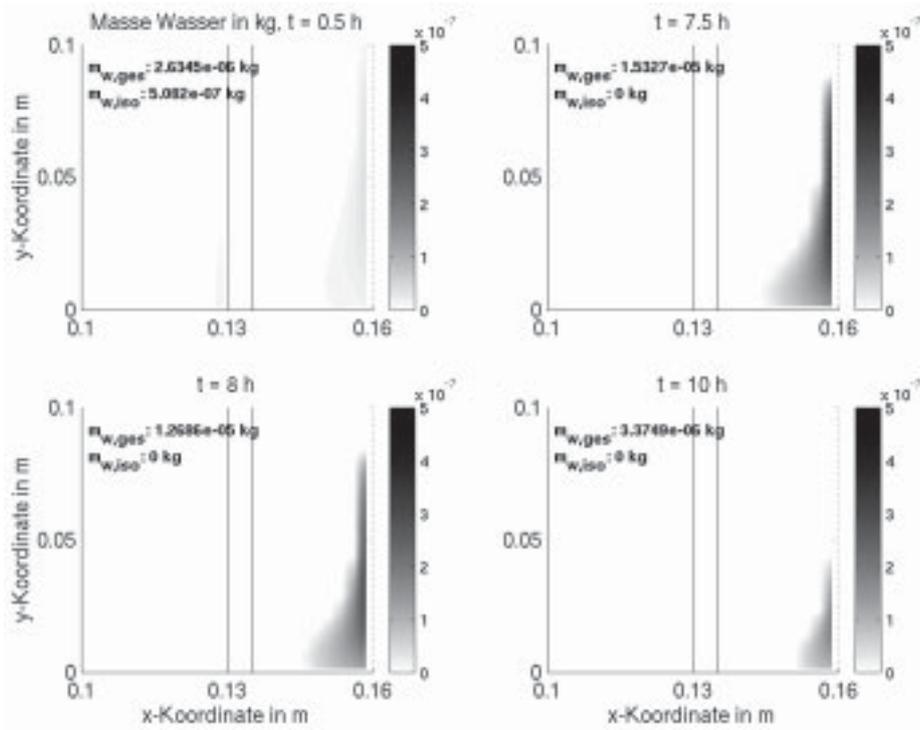


Abbildung 6.17: Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 4

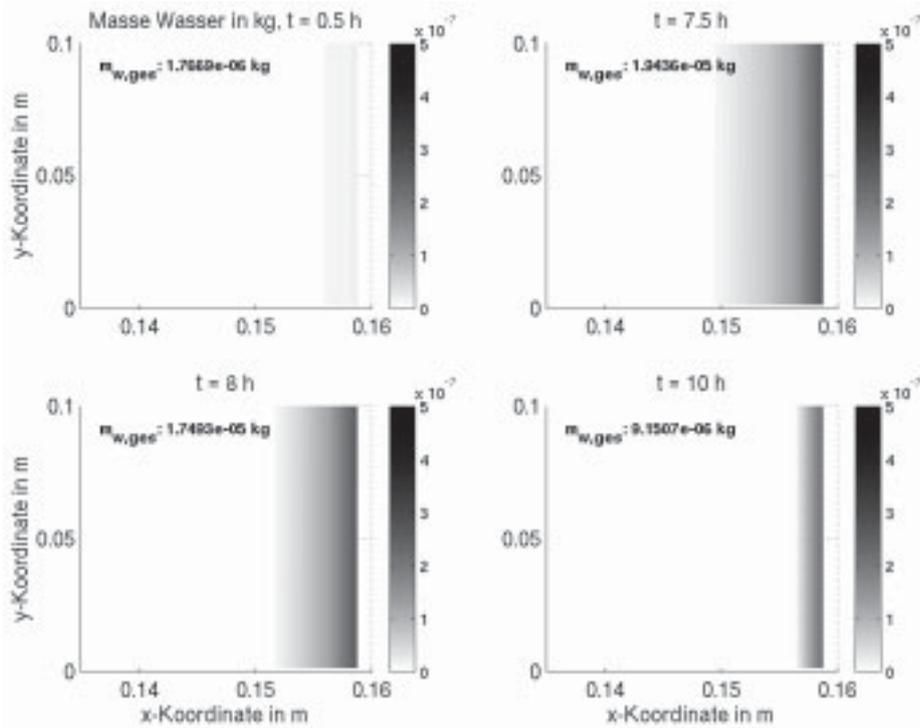
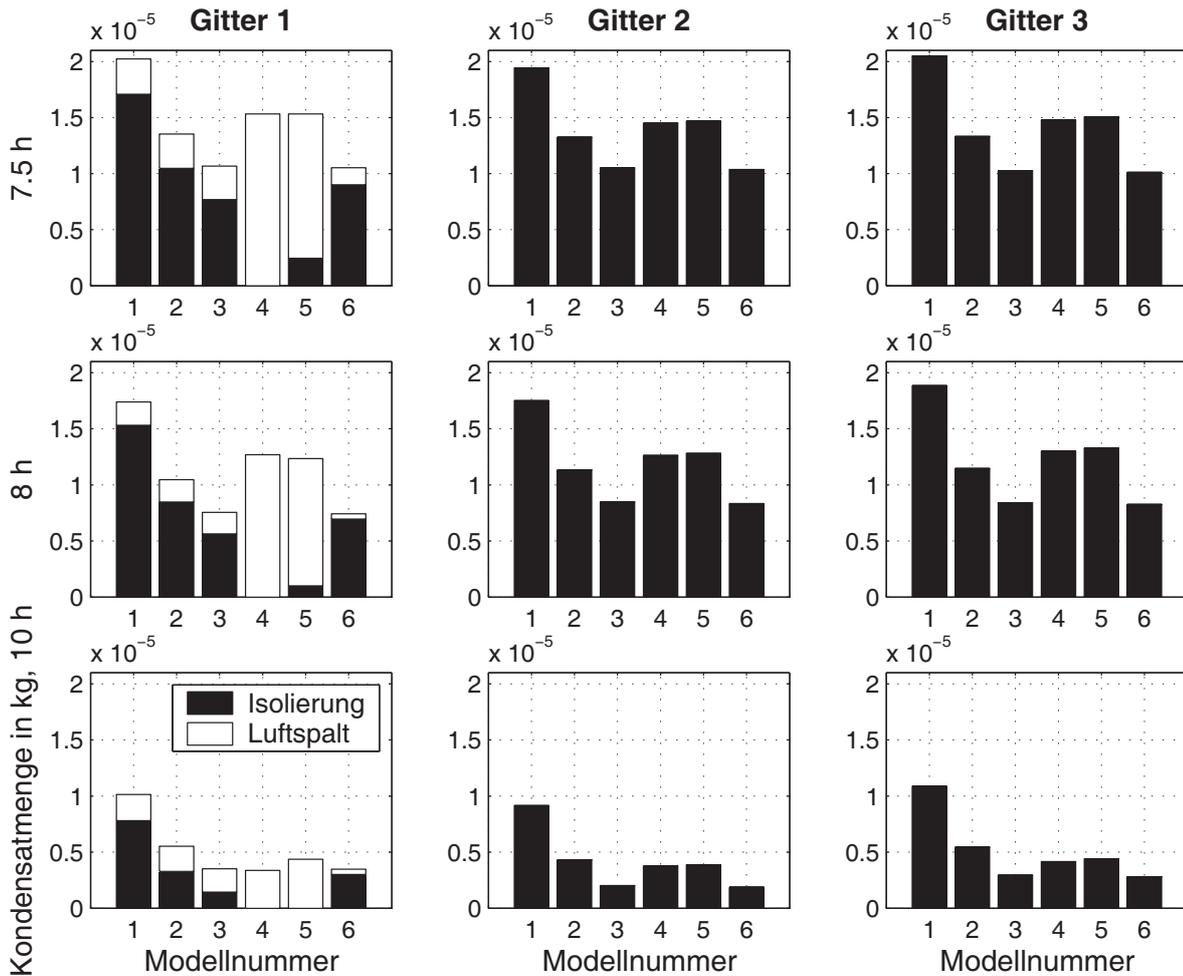


Abbildung 6.18: Wasseransammlung im Gitter 2 ohne Luftspalt für das Modell 1



**Abbildung 6.19:** Vergleich der Wasseransammlungen der Modelle 1 bis 6 in den Gittern 1, 2 und 3 nach jeweils 7.5, 8 und 10 Stunden Flugzeit

gleiche Wassermenge an. Mit den adaptiven Folien (Modell 4 und 5) fällt insgesamt bis 7.5 Stunden mehr Wasser an als in den Modellen 2 und 3, was durch den niedrigeren  $s_d$ -Wert (K) begründet werden kann ( $s_{dPA6} = 1.44$  m und  $s_{dStanyl1} = 1.28$  m bei  $\varphi = 0.4$ , siehe Abbildung 6.4). Durch die Durchlässigkeit der adaptiven Folien zum Luftspalt (A) fällt im Modell 4 kein Wasser, und im Modell 5 nur wenig Kondensat im Isoliermaterial an. Der Unterschied der Modelle 4 und 5 ist durch den verschiedenen  $s_d$ -Wert (A) erklärbar. Im Modell 4 liegt ein Wert von  $s_{dPA6} = 0.072$  m bei  $\varphi > 0.8$  vor. Das Modell 5 zeigt bei Feuchten  $\varphi > 0.71$  einen Wert von  $s_{dStanyl1} = 0.13$  m. Dadurch wird das Austrocknen in den Luftspalt beim Modell 5 leicht behindert. Das Modell 6 hat auf der Seite (K) einen  $s_d$ -Wert von 2.8 m. Dies ist nur unwesentlich mehr als beim Modell 3. Deshalb fällt dort insgesamt nur geringfügig weniger Wasser an als im Modell 3. Allerdings kann gezeigt werden, dass sich im Vergleich zum Modell 3 mehr Wasser im Isolierpaket sammelt. Das liegt an der dichten Folie (A) im Modell 6, die das Austrocknen zum Luftspalt behindert.

Während der Landung und am Boden (8 bis 10 Stunden) verdampft ein Teil des Kondensats in allen Modellen. Qualitativ ändert sich bei den Modellen 1 bis 3 nichts. Nach 10 Stunden zeigt das Modell 3

weniger Wasser als die Modelle 1 und 2. Bei den Modellen 4 und 5 zeigt sich, dass die gesteigerte Luftfeuchtigkeit in der Isolierung die Porosität der Folie (K) erhöht hat, wodurch im Vergleich zu den Folien mit festem  $s_d$ -Wert (Modelle 1, 2, 3 und 6) mehr Wasser abgeführt werden kann. Zusätzlich bleibt die Folie (A) porös, da im Luftspalt noch flüssiges Wasser vorhanden ist und somit die Luftfeuchtigkeit  $\varphi \approx 1$  beträgt. Nach 10 Stunden zeigt das Modell 4 die geringste Wassermenge, die vollständig im Luftspalt vorliegt. Aufgrund des etwas höheren  $s_d$ -Wertes im Modell 5 trocknet dort weniger Wasser im selben Zeitraum als im Modell 4. Das Modell 6 ist wieder mit dem Modell 3 vergleichbar, wobei deutlich mehr Wasser in der Isolierung vorhanden ist.

Für die Modelle 1 bis 3 sowie 6 ist festzustellen, dass die Wassermenge im Luftspalt von 8 nach 10 Stunden Flugzeit zunimmt, während die Gesamtwassermenge abnimmt. Dies lässt sich, wie schon erwähnt wurde, durch das Partialdruckgefälle zwischen dem Bereich an der Folie (A) und der Struktur begründen (siehe Abbildung 6.14), wodurch stetig Wasser in den Luftspalt diffundiert und dort auch während der Bodenphase kondensiert.

Aus dem Vergleich der Bauweisen ist zu erkennen, dass sich in den Gittern 2 und 3 qualitativ immer eine zum Gitter 1 ähnliche Verteilung der Kondensatmengen ergibt. Allerdings befindet sich ohne Luftspalt das gesamte Wasser in der Isolierung. Nach 7.5 Stunden fällt ohne Luftspalt im Gitter 2 für alle Modelle weniger Wasser an als im Gitter 1. Nach 8 Stunden ist ein Teil des Wassers verdampft, wobei im Gitter 2 bis auf das Modell 4 mehr Wasser vorhanden ist als im Gitter 1. Dies lässt sich damit begründen, dass im Gitter 1 mehr Luft zur Verfügung steht, um Wasserdampf aufzunehmen. Da bei dem Modell 4 im Gitter 1 kein Wasser in der Isolierung vorhanden ist, kann während der Landung nur Wasser im Luftspalt verdampfen. Daher verdampft dort weniger, da die Folie (A) das Austrocknen behindert. Im Gitter 2 kann der Wasserdampf direkt in das gesamte Isoliermaterial verdampfen. Nach 10 Stunden zeigt sich allerdings der Vorteil des Modells 4. Durch die Konvektion im Luftspalt wird das Austrocknen beschleunigt. Deshalb zeigt das Modell 4 im Gitter 1 weniger Wasser als im Gitter 2. Bei den anderen Modellen hat das Gitter 2 für die Gesamtmenge Vorteile, da das Wasser direkt in Richtung Kabine austrocknen kann. Im Gitter 1 erfolgt das Austrocknen aus der Isolierung auch in den Luftspalt, wodurch die gesamte Kondensatmenge nicht reduziert wird, da das Wasser im Gitter verbleibt. Insgesamt fällt nach 10 Stunden im Gitter 2 bei dem Modell 6 am wenigsten Kondensat an.

Betrachtet man die Gitter 2 und 3, zeigt sich, dass nach 7.5 Stunden die Modelle 1, 2, 4 und 5 mit dem Gitter 2 weniger Kondensat aufweisen. Dies lässt sich mit der verkürzten Geometrie des Gitters 3 begründen. Zu Beginn des Fluges (0.5 Stunden) kondensiert im Gitter 2 immer mehr Wasser, da durch das größere Luftvolumen mehr Wasserdampf in der Isolierung eingeschlossen ist. Während des Fluges hat das Gitter 3 Nachteile, da der Transportweg in der Isolierung kürzer ist, und somit der eintretende Wasserdampf schneller kondensiert. Deshalb ergeben sich in den Modellen 1, 2, 4 und 5 nach 7.5 Stunden im Gitter 3 höhere Kondensatmengen, obwohl zu Beginn weniger kondensiert ist. Für sehr dichte Folien (Modell 3 und 6) diffundiert nur sehr wenig Wasser während der Flugzeit durch die Folie (K), weshalb der anfängliche Vorteil des Gitters 3 bestehen bleibt. Trotz des verkürzten Gitters reicht die während des Fluges kondensierte Wassermenge im Gitter 3 nicht aus, um über den Wert im Gitter 2 zu steigen. Nach 10 Stunden zeigt das Gitter 3 in allen Modellen eine höhere

Kondensatmenge als das Gitter 2. Dies liegt darin begründet, dass das größere Luftvolumen im Gitter 2 das Austrocknen verbessert, da mehr Wasser verdampfen kann. Auch in den Modellen 3 und 6 führt dies zu einer Verbesserung im Gitter 2, obwohl nach 7.5 und 8 Stunden im Gitter 3 weniger Wasser vorhanden war.

In den durchgeführten Simulationen konnte gezeigt werden, dass ein Aufbau mit Luftspalt (Gitter 1) für die meisten Anwendungen Vorteile bietet, da sich das Kondensat auf den Luftspalt und die Isolierung aufteilt. Da es das Ziel ist die Isolierung trocken zu halten, kann bei Drainage des Wassers im Spalt eine erhebliche Reduzierung der Kondensatmenge erreicht werden. Insbesondere die adaptiven Folien (Modell 4 und 5) zeigen dabei sehr gute Ergebnisse, da sie bei hohen umgebenden Feuchten das Wasser aus der Isolierung entweichen lassen. Es fällt dann am Ende des Flugzykluses nur im Luftspalt an.

Da die Möglichkeit besteht, dass bei hohen umgebenden Feuchten auf der Kabinenseite (K) die adaptiven Folien durchlässiger für die Wasserdampfdiffusion werden und dadurch die positiven Eigenschaften verloren gehen, bietet sich auch die Kombination einer dichten und einer offenen Folie an (Modell 3). Damit kann ebenfalls eine erhebliche Reduktion der Kondensatmenge beobachtet werden, obwohl die Isolierung nicht vollständig trocken bleibt.

Wird auf beiden Seiten eine sehr dichte Folie benutzt (Modell 6), ist der Transport in das Paket und das Austrocknen in den Luftspalt behindert. Deshalb hat hier der Luftspalt Nachteile, da der Hauptteil im Isolierpaket verbleibt. Am wenigsten Wasser fällt dann im Gitter 2 an, wobei auch im Gitter 3 weniger Kondensat vorhanden ist als im Gitter 1.

### 6.3 Verifikation der Simulationen

Die in Abschnitt 6.1 beschriebenen 1D-Simulationen und die 2D-Rechnungen mit STAR-CD in Abschnitt 6.2 wurden mit den gleichen Randbedingungen durchgeführt. Der Vergleich der Simulationen zeigt, dass sich prinzipiell qualitativ ähnliche Ergebnisse ergeben (siehe Abbildungen 6.7 und 6.8 für 1D und Abbildung 6.19 für 2D). Quantitativ liegen die Ergebnisse der 1D-Berechnungen um eine Größenordnung höher als die der 2D-Simulationen. Für den Vergleich werden die Zeitpunkte nach 8 und 10 Stunden, die Bauweisen mit und ohne Luftspalt (Gitter 1 und 3) sowie die Modelle 1 bis 5 herangezogen.

Mit Luftspalt (Gitter 1) fällt nach 8 Stunden im Modell 3 bei beiden Simulationen insgesamt am wenigsten Wasser an. Der hohe  $s_d$ -Wert der Folie (K) behindert den Wasserdampftransport in die Isolierung. Deshalb steigt bei den Modellen 2 und 1 die Kondensatmenge. Die Ergebnisse für die adaptiven Folien (Modelle 4 und 5) liegen dabei oberhalb des Modells 2, aber unterhalb des Modells 1. Dies lässt sich mit dem niedrigeren  $s_d$ -Wert der Folien der Modelle 4 und 5, im Vergleich zum Modell 2, begründen. Gemeinsam ist beiden Simulationen, dass mit dem Modell 5 mehr Wasser in der Isolierung anfällt als im Modell 4. Die Folie (A) im Modell 4 ist poröser als im Modell 5, weshalb sich das Kondensat im Modell 5 vor der Folie (A) staut. Beim Modell 4 kann es besser in den Luftspalt

austrocknen. Bei den 2D-Simulationen bleibt im Modell 4 die Isolierung trocken, während bei den 1D-Berechnungen noch eine geringe Menge Wasser zu finden ist. Die Gesamtwassermenge der 1D- und 2D-Rechnungen ist nach 8 Stunden im Modell 4 höher als im Modell 5.

Nach 10 Stunden befindet sich im Modell 3 wieder die geringste Wassermenge in dem 1D-Modell. Durch das Austrocknen zeigen die Modelle 4 und 5 weniger Kondensat als das Modell 2, wobei im Modell 4 mehr Wasser vorhanden ist als im Modell 5. Für die Modelle 1 bis 3 fällt Wasser in der Isolierung und im Luftspalt an, während die Isolierung der Modelle 4 und 5 trocken bleibt. Bei den 2D-Simulationen erhält man mit den Modellen 4 und 5 ebenfalls eine trockene Isolierung. Allerdings fällt im Modell 4 weniger Wasser als im Modell 5 an. Zusätzlich zeigt das Modell 4 weniger Wasser als das Modell 3. Bis auf das Modell 4 zeigen 1D- und 2D-Simulationen auch nach 10 Stunden qualitativ gleiche Ergebnisse. Das unterschiedliche Verhalten der Modelle 4 und 5 lässt sich mit den Randbedingungen an der Folie (K) erklären. Während sich nach 10 Stunden bei den 1D-Rechnungen an der Folie (K) eine relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  von ca. 52 % einstellt, liegt bei den 2D-Simulationen ein Wert von bis zu 60 % in der Folie vor. Anhand der Abbildung 6.4 weist daher bei den 1D-Rechnungen die PA6-Folie (Modell 4) einen höheren  $s_d$ -Wert auf. Bei den 2D-Simulationen kann aufgrund der höheren Feuchtigkeit der  $s_d$ -Wert der PA6-Folie unterhalb des Wertes von Stanyl 1 (Modell 5) liegen. Da auch die Folie (A) für PA6 bei hohen umgebenden Feuchten eine höhere Porosität hat, kann daher bei den 2D-Rechnungen das Modell 4 besser austrocknen. Bei den 1D-Simulationen trocknet hingegen das Modell 5 besser, weshalb dann weniger Wasser anfällt.

Ohne Luftspalt (Gitter 3) zeigen sich für die 1D- und 2D-Simulationen nach 8 Stunden qualitativ ähnliche Ergebnisse. Die Ergebnisse der Modelle 4 und 5 liegen oberhalb der Kondensatmengen des Modells 2, aber unterhalb des herkömmlichen Aufbaus im Modell 1. Das Modell 3 zeigt die geringste Wasseransammlung. Unterschiede gibt es bei den Modellen 4 und 5. Bei den 1D-Simulationen zeigt sich wieder, dass im Modell 4 mehr Wasser vorliegt. Für die 2D-Rechnungen ist es umgekehrt. Die Begründung liegt wieder im unterschiedlichen Verhalten der Folie (K) in den beiden Modellen. Bei den 1D-Simulationen stellt sich während des Fluges an der Folie (K) eine relative Feuchte von ca. 27 % ein. Dabei hat Stanyl 1 den höheren  $s_d$ -Wert als PA6, weshalb schon während des Fluges weniger Wasser kondensiert. Nach 8 Stunden und  $\varphi \approx 40$  %, liegt der  $s_d$ -Wert von PA6 höher, wodurch das Modell 5 besser austrocknet. Bei den 2D-Simulationen stellt sich in der Folie (K) während des Fluges (7.5 Stunden) ein Wert von  $\varphi = 23$  bis 42 % ein. Damit liegt im ersten Foliengitterelement ( $\varphi$  bis 42 %) der  $s_d$ -Wert der PA6-Folie höher. Dadurch wird der Wasserdampftransport behindert, und im Modell 4 sammelt sich weniger Kondensat.

Nach 10 Stunden liegt die Kondensatmenge der Modelle 4 und 5 der 1D- und 2D-Rechnungen unterhalb des Modells 2, aber über dem Wert im Modell 3. Unterschiede gibt es wieder bei den Modellen 4 und 5. Wie schon erläutert wurde, kann dies anhand des unterschiedlichen Folienverhaltens begründet werden, da sich die Randbedingungen der 1D- und 2D-Simulationen an der Folie (K) unterscheiden. Bei den 1D-Rechnungen liegt zum Beispiel der Wert für  $\varphi$  bei ca. 53 %, wodurch sich ein höherer  $s_d$ -Wert für die PA6-Folie ergibt. Für die 2D-Simulationen liegen die  $\varphi$ -Werte bei bis zu 62 %, was der PA6-Folie wiederum Vorteile für das Austrocknen verschafft. Deshalb ist bei den 1D-Simulationen das Modell 5 trockener und bei den 2D-Rechnungen das Modell 4.

## 6.4 Validationsmessungen

Für die in den Abschnitten 6.1 und 6.2 vorgestellten Simulationen wurden Validationsmessungen an Versuchsständen am Arbeitsbereich Technische Thermodynamik der TUHH sowie an dem in Abschnitt 5.5.2 vorgestellten A310-Seitenteil und in der ARCTIC-Cell bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg durchgeführt. Ziel war die Untersuchung der Wasseransammlung zwischen Kabine und Struktur in Abhängigkeit vom Isolierungsaufbau. Es folgt eine Beschreibung der Versuchsstände und der durchgeführten Messungen.

### 6.4.1 Modellversuchsstand

#### 6.4.1.1 Versuchsaufbau

Der Modellversuchsstand ist für die in [65] vorgestellten Arbeiten zur Validierung der 1D-Simulationsergebnisse erstellt worden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Validationen musste die Versuchsanlage erweitert und modifiziert werden. In dem Versuchsaufbau ist eine Flugzeugwand, von der Kabinenwand bis zur Außenhaut, in einem Druckbehälter modelliert. Auf der Kabinenseite wird die Luft konditioniert. Dies bedeutet, dass sie mit einer definierten Temperatur und Feuchte einströmt. Die Modellierung der Aluminiumstruktur des Flugzeuges erfolgt durch eine kühlbare Kälteplatte, an der Außenwandtemperaturen von bis zu  $-40\text{ °C}$  eingestellt werden können. Dadurch lassen sich Messungen unter realitätsnahen thermischen Flugrandbedingungen durchführen.

Die Versuchsanlage lässt sich in vier Hauptbereiche unterteilen, die in den Abbildungen 6.20 und 6.21 dargestellt sind:

- Luftkonditionierung,
- Druckbehälter,
- Kühlung,
- Messdatenaufnahme.

Die Versuchsanlage wird durch das Druckluftsystem der TUHH mit Luft versorgt. Durch ein Druckbegrenzungsventil kann der Druck in der Anlage eingestellt werden. Eine installierte Membranpumpe und ein Magnetventil ermöglichen auch den Unterdruckbetrieb.

Zur Konditionierung der Zuluft werden ein trockener und ein feuchter Luftstrom gemischt und temperiert. Die trockene Druckluft ( $\varphi \approx 5\%$ ) wird nach dem Drosseln im Druckbegrenzungsventil in zwei Stränge aufgeteilt. Einer der beiden Stränge leitet die trockene Luft in einen Sprudelturm, wo sie befeuchtet wird. Nach der Befeuchtung beträgt die relative Feuchte ca. 95 %. Durch zwei Drosselventile in den jeweiligen Strängen kann durch das Mischen der trockenen und feuchten Luft eine definierte Feuchte im Druckbehälter eingestellt werden.

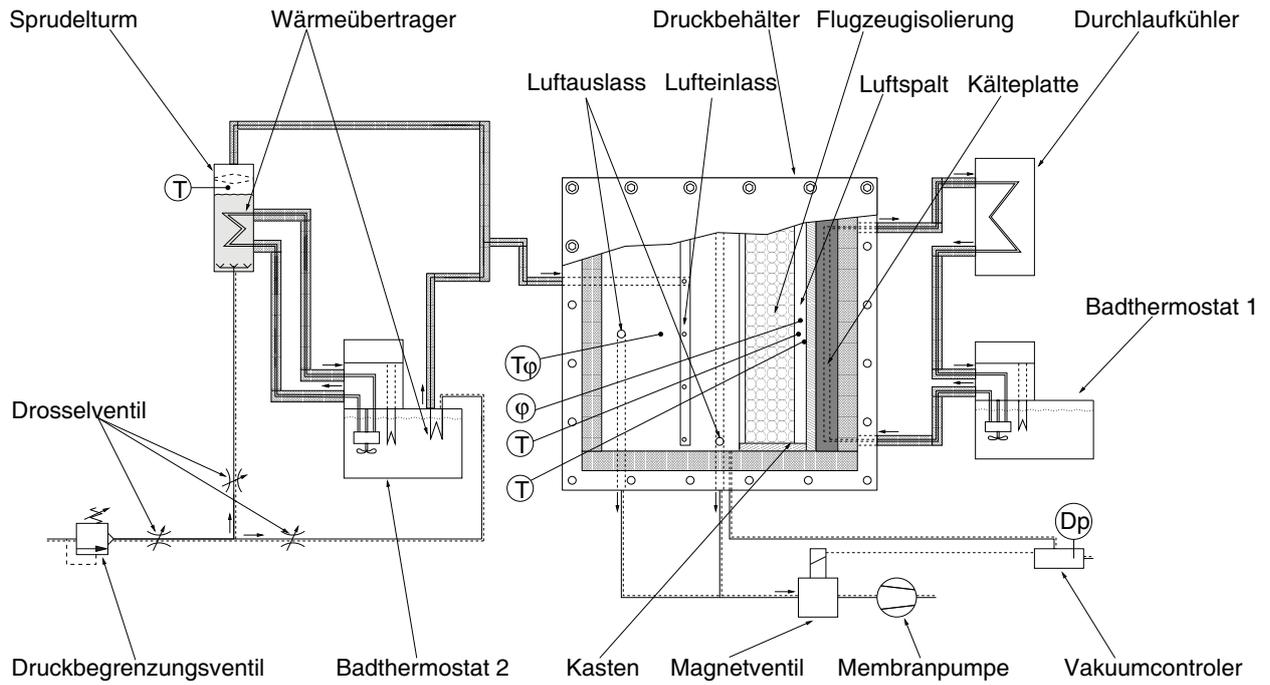


Abbildung 6.20: Schema des Modellversuchsstandes

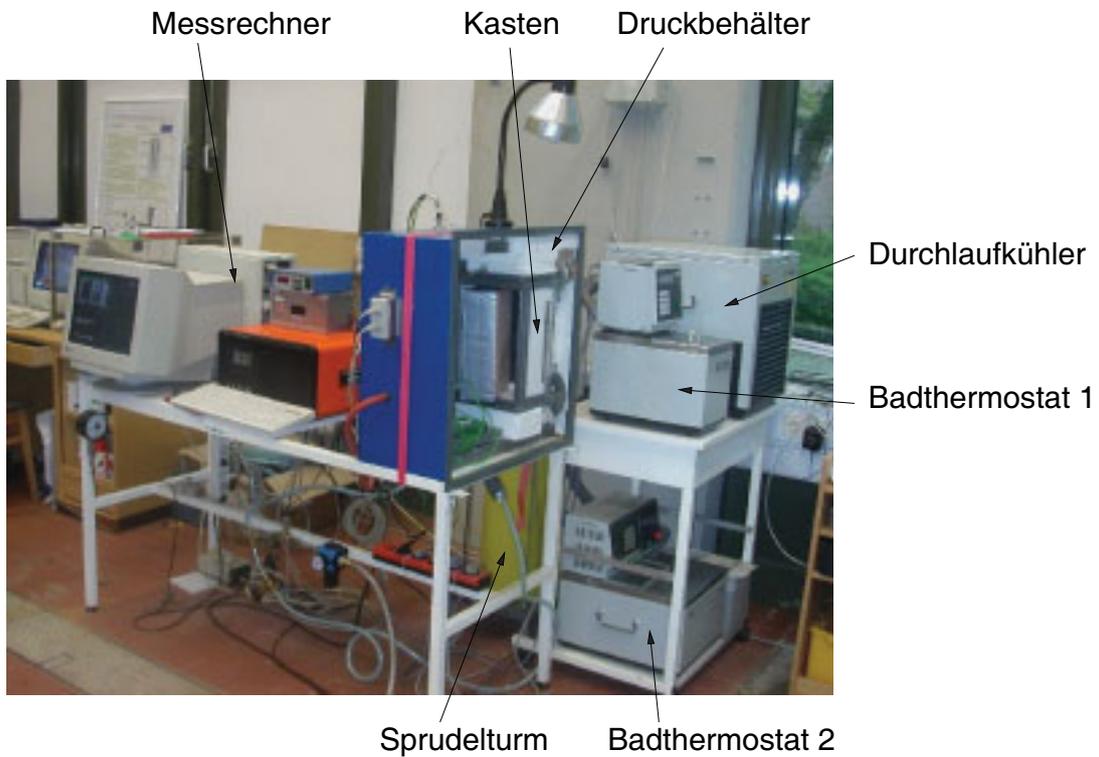


Abbildung 6.21: Modellversuchsstand

Die Regelung der Lufttemperatur wird durch das installierte Badthermostat 2 ermöglicht. Im Sprudelturm und im Badthermostat 2 wurde je ein Wärmeübertrager installiert. Das Wasser im Bad wird in einem geschlossenen Kreislauf durch den Wärmeübertrager im Sprudelturm gepumpt, während der Wärmeübertrager im Bad von trockener Luft durchströmt wird. Damit ist es möglich die Temperatur des Wassers im Sprudelturm und die der trockenen Luft indirekt über die Wassertemperatur des Badthermostates 2 zu regeln.

Der modellierte Aufbau der Flugzeugwand befindet sich im Druckbehälter, wobei nur die Primärisolierung und die Außenhaut berücksichtigt wurden. Ein für die Versuche benutztes Isolierpaket ist in Abbildung 6.24b dargestellt, wobei ein Polyimidschaumblock mit den Abmessungen 100 x 200 x 300 mm als Isolationsmaterial verwendet wird. Die original Flugzeugisolierung besteht aus in Folie verpackten Glasfasermatten (siehe Abschnitt 6.1.2). Am Modellversuchsstand wurde Polyimid als Isolationsmaterial verwendet, da dieses eine definierte Geometrie aufweist, wodurch es einfacher ist für jeden Versuch die gleichen Einbaubedingungen zu gewährleisten. Die thermischen Eigenschaften von Polyimid sind mit denen der Glasfasermatten vergleichbar. Polyimid wurde bereits in [65] für Messungen benutzt. Es ist ein offenzelliger Schaum mit einer Dichte von ca.  $7 \text{ kg/m}^3$  bei einer Porosität, d.h. einem Verhältnis von Luftvolumen zum Gesamtvolumen von ca. 90 % [66]. Er ist nicht kapillaraktiv und sorbiert nur eine sehr geringe Wassermasse [1], [27], [65] (siehe Abschnitt 6.1.3). Das Lining und die Sekundärisolierung kann für die Untersuchung des Feuchtetransportes vernachlässigt werden. Durchgeführte Messungen am A310-Seitenteil zeigen, dass die Wasseransammlung in der Sekundärisolierung, in Relation zur Primärisolierung, sehr gering ist.

Die Flugzeugstruktur wird durch eine Kälteplatte aus Aluminium modelliert, die meanderförmig von Brennspritus als Kälte Träger durchströmt wird. Der Spiritus wird im Rücklauf der Kälteplatte in einem Durchlaufkühler auf  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$  abgekühlt. Im nachgeschalteten Badthermostat 1 ist es möglich eine Vorlauftemperatur zwischen  $-40$  und  $+50 \text{ }^\circ\text{C}$  einzustellen. Damit kann an der Kälteplatte ein reales Flugprofil über der Zeit nachgebildet werden. Die Abbildung 6.22 zeigt die geöffnete Druckkammer mit der installierten Kälteplatte.

Für eine genauere Untersuchung der Feuchteansammlung zwischen Isolierung und Struktur wurde ein Kasten aus Plexiglas in den Versuchsaufbau integriert. Der Kasten ist in Abbildung 6.23 und 6.24a dargestellt. Zur Kabinenseite ist der Kasten offen, während eine Aluminiumplatte den Kasten in Richtung der Kälteplatte abschließt. Um einen guten Wärmeübergang zu erhalten, muss der Kasten möglichst dicht an der Kälteplatte eingebaut werden (siehe Abbildung 6.25). Durch die Wägung des Kastens ist es damit möglich die gesamte Wassermenge zu erfassen, die zwischen Kabine und Außenhaut anfällt. Zusätzlich kann die Isolierung ausgebaut werden, um die im Isolierpaket akkumulierte Wassermenge zu bestimmen.

Die Temperaturmessung erfolgt mittels Thermoelementen. Dafür werden in der Druckkammer drei Thermoelemente benutzt, die in der Kabine, an der Isolierung im Luftspalt und direkt an der Aluminiumplatte im Kasten angeordnet sind. Zusätzlich zur Temperatur im Druckbehälter und im Kasten wird die Hallentemperatur und die Temperatur im Sprudelturm gemessen. Durch ein Kühlgerät in der Versuchshalle sind konstante Versuchsrandbedingungen gewährleistet. In der Kabine und



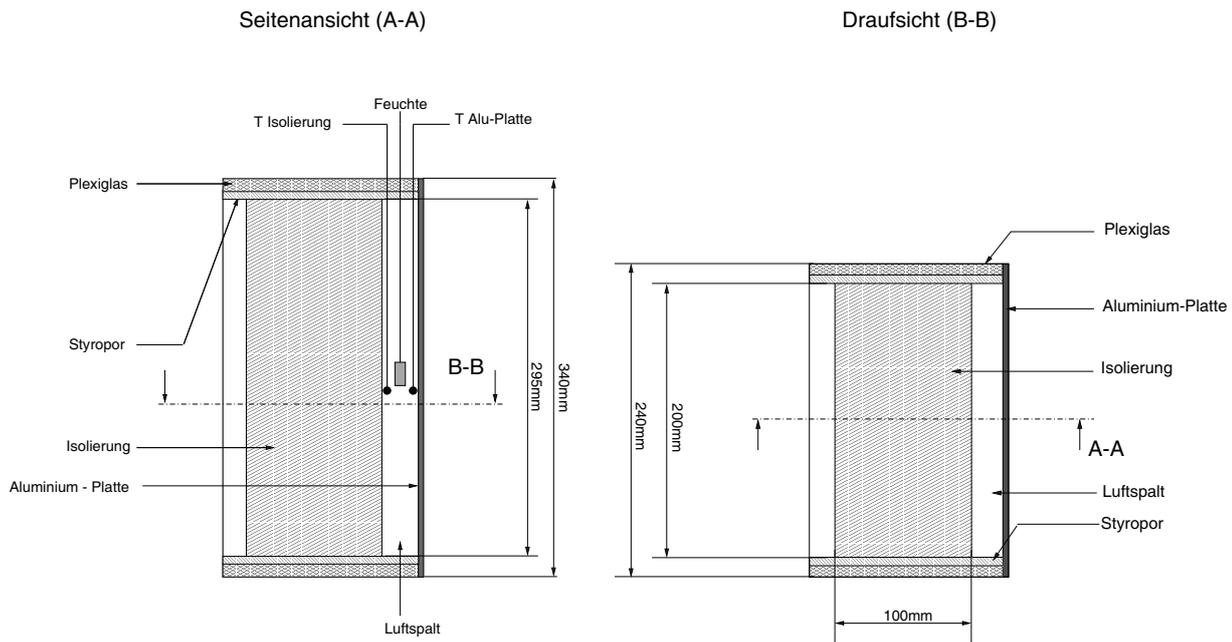
**Abbildung 6.22:** Druckbehälter mit Kälteplatte

im Luftspalt wird zusätzlich die relative Luftfeuchtigkeit gemessen. Die Messdaten werden auf einem Messrechner gespeichert. Dabei erfolgt die Aufzeichnung von Temperatur, relativer Feuchte und Druck mit einer Taktung von 4 Sekunden.

#### 6.4.1.2 Messgeräte und Anlagenkomponenten

Die Temperatur wird mittels drei NiCr-Ni Thermoelementen vom Typ K ermittelt [55]. Zur Messung der Luftfeuchtigkeit werden zwei Sensoren benutzt [60]. Das Messprinzip des Feuchtesensors basiert auf einem Polymer-Dünnschicht, der das Dielektrikum einer die Messgröße abbildenden Kapazität bildet. Die Anzahl der im Polymer vorhandenen dipolaren Wassermoleküle ist durch den Gleichgewichtszustand der Wasserdampfpartialdrücke in der Umgebungsluft und im Polymer definiert. Die Dielektrizitätskonstante des Polymers steht somit in einem eindeutigen funktionalen Zusammenhang mit der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft.

Am Versuchsstand werden Badthermostate der LAUDA K-Reihe eingesetzt [36]. Badthermostate arbeiten mit Flüssigkeiten als Wärmeträger, die zur Energieübertragung auf ein Temperiergut dienen. Das Badthermostat 1 ist ein Typ der Baureihe LAUDA K6 KP. Als Badflüssigkeit wird Brennspritus verwendet. Das Badthermostat 2 ist ein LAUDA K20 Gerät, mit Wasser als Badflüssigkeit. Die Geräte arbeiten mit Pt 100-Widerstandsthermometern zur Erfassung der Badtemperatur und sind mit je einer Heizspirale und einer Zentrifugal-Drucksaugpumpe ausgerüstet. Damit kann die Badflüssigkeit durch einen externen Wärmeübertrager gepumpt werden (Wärmeübertrager im Sprudelturm, Kälteplatte). Zusätzlich kann auch ein Wärmeübertrager in die Badflüssigkeit eintauchen (Temperieren



**Abbildung 6.23:** Schnittdarstellung des Kastens



(a)



(b)

**Abbildung 6.24:** (a) Kasten mit Isolationspaket (b) Polyimid-Isolationspaket



**Abbildung 6.25:** *Druckbehälter mit Kasten*

der trockenen Zuluft). Da die Geräte nur mit einer Heizung ausgerüstet sind, ist der Betrieb mit Badtemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur nur in Kombination mit einer externen Kühlung möglich.

Zur Generierung realistischer Randbedingungen für die Simulation des Flugbetriebes sind an der Kälteplatte Temperaturen unterhalb von  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  einzustellen. Dafür ist im Rücklauf der Kälteplatte ein LAUDA-Durchlaufkühler vom Typ DLK 40 installiert [37]. Der Kühler ist ein luftgekühltes, vollhermetisches und damit wartungsfreies Kältegerät. Der Kältemittelkreislauf ist aus rostfreiem Edelstahl gefertigt. Die Kältemaschine beinhaltet den vollhermetisch gekapselten Kompressor, wobei die Kondensations- und Motorwärme über einen ventilatorbelüfteten Rippenrohrkondensator abgeführt wird.

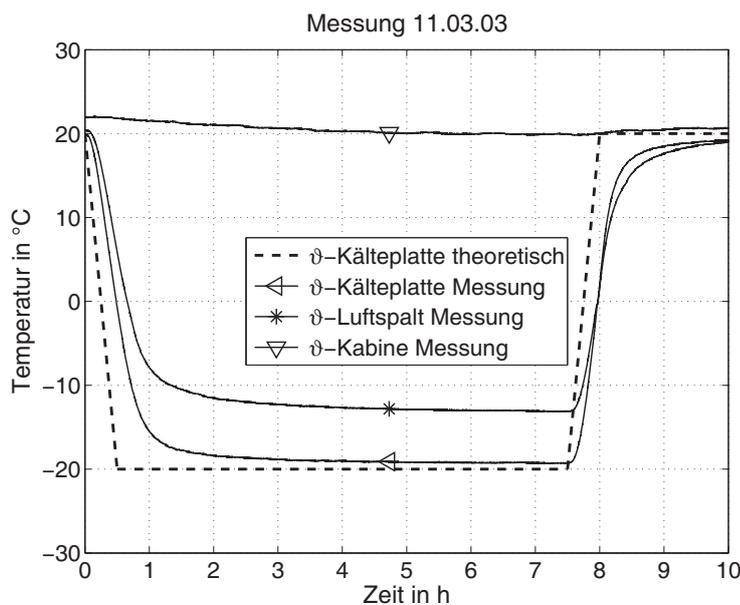
Von der Pumpe des Badthermostaten 1 wird die Badflüssigkeit (Brennspiritus) durch die Kälteplatte und den Gegenstrom-Wärmeübertrager (Verdampfer) des Durchlaufkühlers gepumpt (siehe Abbildung 6.20). Im Kühler erfolgt die Kühlung auf konstante  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Im nachgeschalteten Badthermostat 1 erfolgt die Temperierung der Badflüssigkeit durch geregeltes Gegenheizen.

### 6.4.1.3 Versuchsdurchführung

Mit den Versuchen am Modellversuchsstand soll die Wasseransammlung in Bereich der Flugzeugwand untersucht werden. Ziel ist es einen geeigneten Isolationsaufbau zu finden, der die Wasseransammlung reduzieren kann. Dafür muss die Wasseransammlung im Isolationspaket und an der Struktur berücksichtigt werden. Für die Messungen steht der in Abbildung 6.23 und 6.24 (a) dar-

gestellte Kasten zur Verfügung. Durch die getrennte Ermittlung der Gewichtszunahme des Kastens und der Isolierung kann die jeweilige, während des Versuches akkumulierte, Wassermenge bestimmt werden. Die Randbedingungen entsprechen denen in Abschnitt 6.1.3 und wurden bereits in [65] für die dort durchgeführten Simulationen und Messungen benutzt.

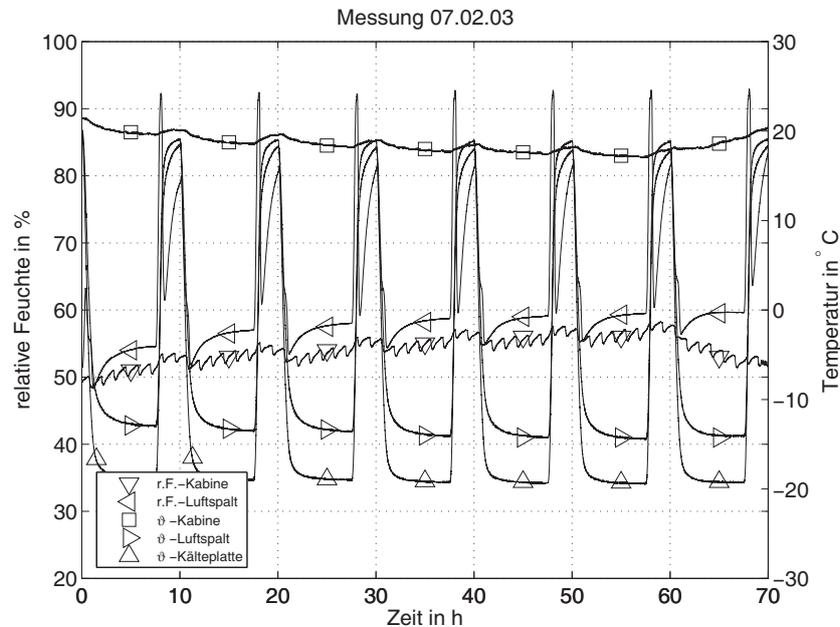
Die Messungen werden bei Umgebungsdruck durchgeführt. An der Kälteplatte ist die Temperatur der Außenhaut vorzugeben. Diese soll dem aus Flugtestdaten abgeleiteten Verlauf in Abbildung 6.6 entsprechen. Die Abbildung 6.26 zeigt als Beispiel den Vergleich zwischen den Temperaturmesswerten im Druckbehälter und dem theoretischen Verlauf der Kälteplattentemperatur für einen Versuch am 11.03.2003. Man erkennt, dass die Kühlleistung des Durchlaufkühlers nicht ausreicht, damit die gemessene Kälteplattentemperatur dem theoretischen Verlauf exakt folgt. Allerdings kann das theoretische Flugprofil hinreichend genau wiedergegeben werden (Minimalwert  $T_{Platte} = -19.2\text{ °C}$ ). Die Temperatur in der Kabine ist annähernd konstant (Mittelwert  $T_{mKabine} = 20.6\text{ °C}$ ). Aus dem Temperaturgradienten zwischen Kabine und Kälteplatte resultiert der Verlauf der Temperatur an der Isolierung im Luftspalt. Die minimal erreichbare Temperatur an dieser Stelle beträgt  $T_{Luftspalt} = -13\text{ °C}$ .



**Abbildung 6.26:** Vergleich zwischen dem theoretischen Verlauf der Kälteplattentemperatur und den Temperatur-Messwerten im Druckbehälter am 11.03.2003

Die Zuluft zur Druckkammer wird konditioniert. Dabei stellte sich heraus, dass ein Temperieren der Zuluft auf die geforderten  $24\text{ °C}$  mit dem vorhandenen System nicht möglich ist. Daher wurde ein Zuluftzustand (Kabinentemperatur) mit der Temperatur von  $21\text{ °C}$  und einer relativen Feuchte von  $\varphi \approx 48\%$  als Vorgabewert ausgewählt. Der sich dabei einstellende Wassergehalt von  $7.5\text{ g/kg}$  entspricht dem Wassergehalt der Simulationsrandbedingungen von  $24\text{ °C}$  und  $\varphi = 40\%$ . Da der Kabinenzustand nicht geregelt werden kann, stellten sich teilweise geringfügig abweichende Bedingungen ein.

Beispielhaft ist der Verlauf der Temperatur und der Feuchte für einen Versuch mit 7 aufeinanderfolgenden Flugzyklen (70 Stunden Versuchszeit) in Abbildung 6.27 dargestellt. Aufgrund der Regelung der Kälteplattentemperatur folgt diese dem geforderten Profil. Die Temperatur der Luft im Spalt folgt wiederum der Plattentemperatur, wobei Temperaturminima von ca.  $-14\text{ °C}$  erreicht werden. In der Kabine wird der Sollwert von  $21\text{ °C}$  nicht erreicht. Die Temperatur sinkt auf Werte bis  $18\text{ °C}$ . Die relative Feuchte steigt entsprechend auf bis zu  $57\text{ %}$ .



**Abbildung 6.27:** Verlauf der Temperaturen und relativen Feuchten der Messung am 07.02.2003

Für die eigentlichen Messungen wurde der Aufbau der Isolierung untersucht. Es wurden Tests mit einem 25 mm breiten Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur (Kälteplatte) durchgeführt. Dies entspricht dem in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Isolierungsaufbau für die Simulationsrechnungen. Zum Vergleich wurde der herkömmliche Aufbau ohne Luftspalt getestet.

Zusätzlich zur Bauweisenuntersuchung wurden Messungen mit unterschiedlichen Folien durchgeführt. Zum Einsatz kamen die Folienkombinationen die auch in den Simulationsrechnungen (siehe Abschnitt 6.1.4) verwendet wurden. Dabei wurde wieder zwischen der Folie auf der Seite zur Kabine (K) und auf der Seite zur Außenhaut (A) unterschieden:

- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 2: doppelte Lage Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 3: drei Lagen Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18\ \mu\text{m}$ ); (K) und (A),
- Modell 5: Stanyl 1; (K) und (A).

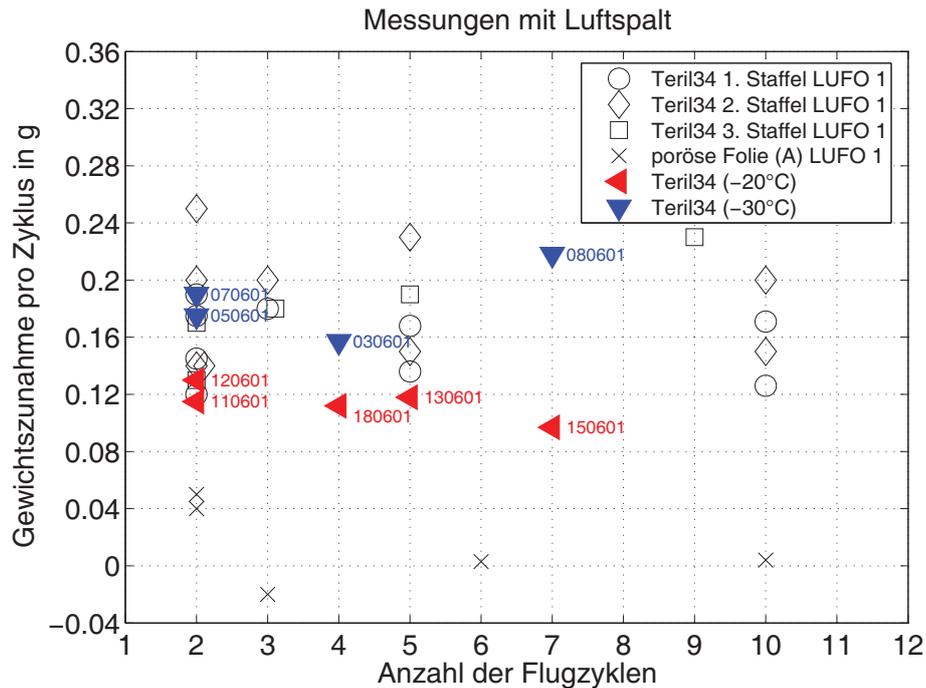
Zur Ermittlung der Gewichtszunahme im Kasten und im Isolierpaket wurde ein Wägung der Komponenten vor und nach dem Versuch durchgeführt. Da sich nach den Versuchen auch außen am Paket und am Kasten Wassertropfen ansammeln, musste dieses Wasser durch Abwischen entfernt werden. Insgesamt wurde die Anzahl der Flugzyklen variiert. Die gemessene Wasseransammlung wird dabei jeweils auf einen Flugzyklus bezogen.

#### 6.4.1.4 Messergebnisse

Ziel der Untersuchungen am Modellversuchsstand war die Ermittlung der Wasseransammlung in der Flugzeugisolierung mit unterschiedlichen Bauweisen und Umhüllungsfolien. In [65] wurden schon Messungen zur Wasseransammlung am Modellversuchsstand im Rahmen des 1. Luftfahrtforschungsprogrammes (LUFO 1) beschrieben. Allerdings wurde dabei ein Versuchsaufbau ohne Kasten benutzt und an der Kälteplatte wurde ein Flugprofil mit einer Temperatur von  $-30\text{ °C}$  verwendet (siehe Abbildung 6.6). Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Messungen haben sich die Randbedingungen, als auch der Versuchsaufbau geändert. Es wurde ein Kasten in den Versuchsaufbau integriert, in dem das Isolationspaket eingebaut wird. Damit lässt sich die gesamte zwischen Isolierung und Außenhaut angesammelte Wassermenge und das Wasser im Isolationspaket erfassen.

In einem ersten Test musste deshalb untersucht werden, ob die Messergebnisse, trotz der durchgeführten Änderungen, mit denen aus [65] vergleichbar sind. Dort wurden bereits drei Messreihen mit einem 25 mm breiten Luftspalt zwischen Isolierung und Außenhaut untersucht. Dabei wurde die herkömmlich verwendete Teril34-Folie ( $s_{dT} = 0.91\text{ m}$ ) auf der Seite zur Kabine (K) und auf der Seite zum Luftspalt (A) eingebaut. Zusätzlich wurde der Einfluss einer porösen Folie ( $s_d = 0.0065\text{ m}$ ) auf die Wasseransammlung auf der Luftspaltseite (A) untersucht. Die Ergebnisse aus [65] sind in Abbildung 6.28 dargestellt. Dabei wurde die Anzahl der hintereinander simulierten Flugzyklen variiert und die dabei erzielte Gewichtszunahme ist auf die Zyklenzahl bezogen eingetragen. Man erkennt, dass sich die im Isolierpaket akkumulierte Wassermenge reduzieren lässt, wenn man auf der Kabinenseite die herkömmliche Teril-Folie (hoher Dampfdiffusionswiderstand) und auf der Luftspaltseite eine durchlässige Folie benutzt. Der Wasserdampftransport in das Isolierpaket wird durch die dichte Folie auf der Kabinenseite behindert, während das Austrocknen durch die poröse Folie zum Luftspalt begünstigt wird.

Zum Vergleich wurden in dieser Arbeit Messungen mit den gleichen Randbedingungen (Kälteplattentemperatur  $-30\text{ °C}$ ), der Teril-Folie auf beiden Seiten des Isolierpaketes und mit einem identischen Versuchsaufbau (ohne Kasten) durchgeführt. Die dabei erzielten Ergebnisse sind ebenfalls in Abbildung 6.28 eingetragen. Man erkennt, dass die LUFO 1-Messergebnisse sehr gut reproduziert werden können. Wird die Temperatur der Kälteplatte ("Flugtemperatur") auf  $-20\text{ °C}$  erhöht, reduziert sich die Wassermenge leicht. Die Ergebnisse liegen aber immer noch im Bereich der Messungen in [65] bei  $-30\text{ °C}$ . Deshalb können alle weiteren Versuche auch bei  $-20\text{ °C}$  durchgeführt werden, da gezeigt werden konnte, dass sich die akkumulierte Wassermenge nur leicht verringert.



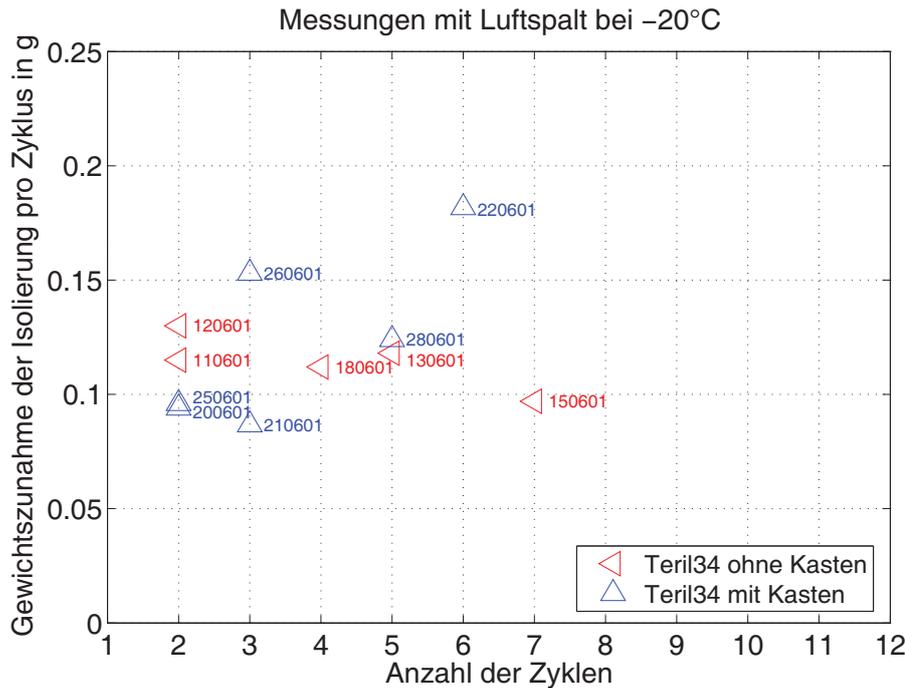
**Abbildung 6.28:** Vergleich der Gewichtszunahme des Isolierpaketes aus LUFO 1 [65] mit Messungen bei  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  und  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Um den Einfluss des in Abschnitt 6.4.1.1 beschriebenen Kastens auf die Wasseransammlung in der Isolierung zu untersuchen, wurden zusätzlich Messungen mit Kasten durchgeführt. Der Vergleich der Messungen mit Kasten, mit den Messungen ohne Kasten, ist in Abbildung 6.29 dargestellt. Man erkennt, dass die Messergebnisse mit Kasten im Bereich der Messungen ohne Kasten liegen, die Streuung allerdings größer ist. Damit lässt sich feststellen, dass auch die Verwendung des Kastens keine nennenswerte Änderung der Versuchsergebnisse bewirkt. Es ist daher zulässig die Messungen mit Kasten und bei  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  Kälteplattentemperatur durchzuführen. Im Folgenden werden die Ergebnisse von zwei Messreihen präsentiert, wobei zwischen der Wasseransammlung im Isolationspaket und der gesamten Wasseransammlung (Isolation und Kasten) unterschieden wird.

### Messreihen A

Für die Messungen der Messreihen A wurden Versuche ohne und mit einem 25 mm Luftspalt durchgeführt. Dafür standen die folgenden Folienmaterialien auf der Kabinenseite (K) und Luftspaltseite (A) zur Verfügung (Folieneigenschaften siehe Abbildungen 6.4 und 6.5):

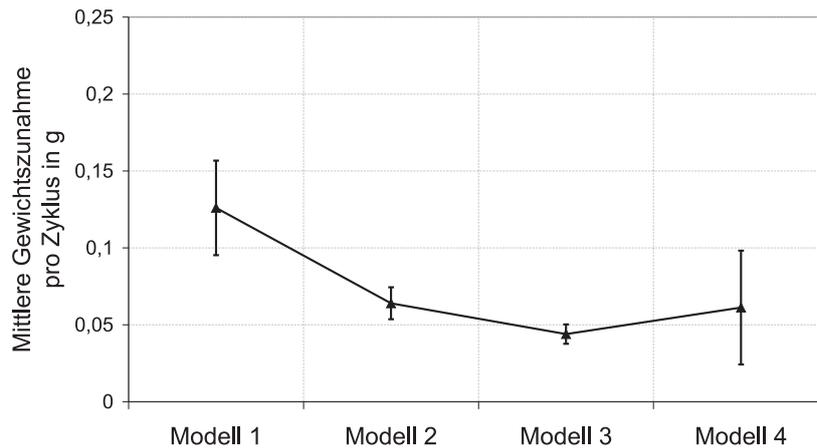
- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 2: doppelte Lage Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 3: drei Lagen Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18\text{ }\mu\text{m}$ ); (K) und (A).



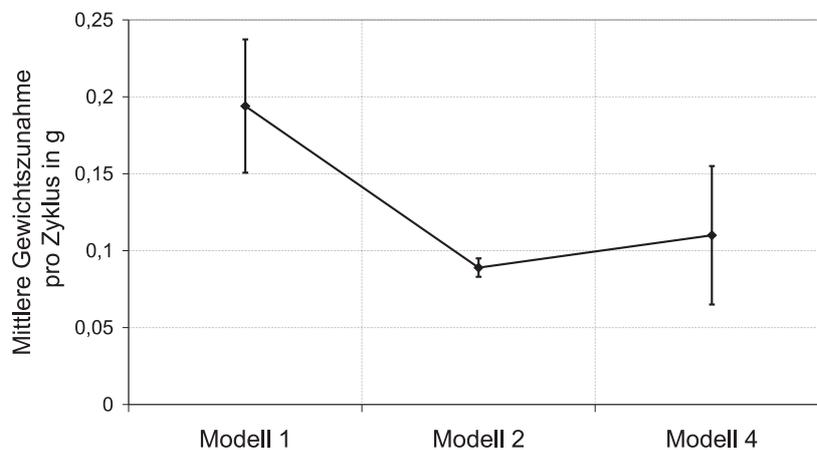
**Abbildung 6.29:** Vergleich der Gewichtszunahme des Isolierpaketes mit und ohne Kasten

Die auf einen Flugzyklus bezogenen Kondensatmengen der Isolierung sind im Anhang B in den Abbildungen B.3 bis B.6 dargestellt. Dabei wurden für die Messungen mit Luftspalt (siehe Abbildung B.3 und B.5) Versuche mit den Folienkombinationen der Modelle 1 bis 4 durchgeführt, während die Messungen ohne Luftspalt (siehe Abbildung B.4 und B.6) nur mit den Modellen 1, 2 und 4 erfolgten. In den Abbildungen 6.30 bis 6.33 sind die gemittelten Wasseransammlungen pro Messreihe eingetragen, wobei die Standardabweichung (siehe Gleichung 4.61 in Abschnitt 5.3.3.3) der jeweiligen Reihe als  $y$ -Fehlerindikator dargestellt ist.

Die Abbildung 6.30 zeigt die Gewichtszunahme der Isolierung für die Messungen mit Luftspalt. Man erkennt, dass der Aufbau mit der herkömmlichen Teril34-Folie auf beiden Seiten (Modell 1) die höchste Gewichtszunahme aufweist. Wird der Diffusionswiderstand auf der Kabinenseite auf 2 Lagen (Modell 2) erhöht, sinkt die Wasseransammlung. Eine Erhöhung auf 3 Lagen (Modell 3) bringt eine weitere Reduktion mit sich. Durch die Erhöhung des Diffusionswiderstandes auf der Kabinenseite wird der Wasserdampftransport in das Paket verringert. Auf der Luftspaltseite bleibt der Diffusionskoeffizient gleich. Da bei erhöhtem  $s_d$ -Wert weniger Wasser in das Paket hinein diffundiert, aber gleich viel heraus transportiert werden kann, sinkt die absolute Wassermenge. Wird die adaptive PA6-Folie (Modell 4) auf beiden Seiten benutzt, reduziert sich die Wassermenge im Vergleich zum Modell 1 ebenfalls. Sie liegt im Bereich der Werte für das Modell 2 und oberhalb des Modells 3. Dies folgt daraus, dass sich aufgrund der Randbedingungen auf der Kabinenseite ein  $s_d$ -Wert von ca. 1.2 m ( $\varphi_{Kabine} \approx 48\%$ ) und auf der Luftspaltseite von ca. 0.07 m einstellt ( $\varphi_{Luftspalt} \approx 100\%$ ). Im Vergleich zur herkömmlichen Folie (Modell 1) wird dadurch der Transport von Wasserdampf in



**Abbildung 6.30:** Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

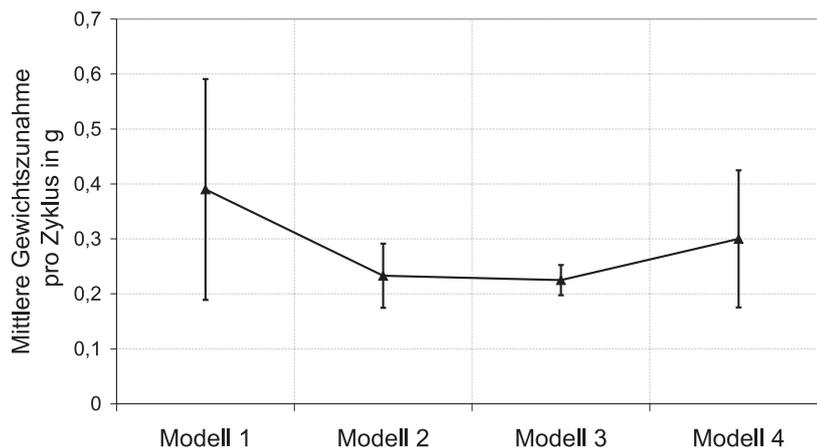


**Abbildung 6.31:** Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus ohne Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

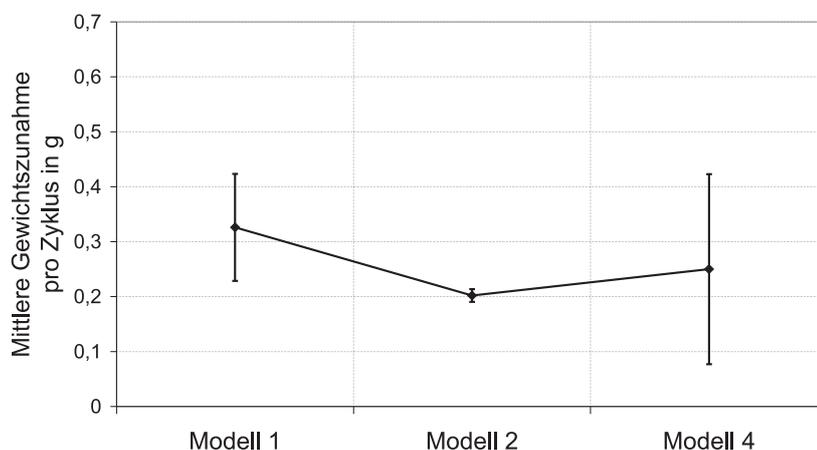
das Paket auf der Kabinenseite verringert, während die offene Folie auf der Luftspaltseite das Austrocknen begünstigt. Im Vergleich zum Modell 2 und 3 ist der  $s_d$ -Wert von PA6 auf der Kabinenseite niedriger, allerdings führt die offene Folie auf der Strukturseite zu einem besseren Austrocknen. In der Summe führt dies zu ähnlichen Ergebnissen wie das Modell 2.

Insgesamt ist bei den Messreihen für das Modell 1 und 4 eine hohe Streuung der Ergebnisse festzustellen. Trotz der Streuung kann aber eine Reduzierung der Wassermenge durch das Modell 4 angenommen werden, da die Ergebnisse des Modells 1 oberhalb des Intervalls der Standardabweichung des Modells 4 liegen.

Für die Messreihen ohne Luftspalt in Abbildung 6.31 lässt sich der Trend bestätigen, dass eine Erhöhung des Diffusionskoeffizienten auf der Luftspaltseite durch 2 Lagen Teril34 oder PA6 die angesammelte Wassermenge in der Isolierung reduziert. Es lässt sich dabei feststellen, dass dabei das Modell 4 mehr Wasser aufweist als das Modell 2. Dies lässt sich durch das Fehlen des Luftspaltes



**Abbildung 6.32:** Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator



**Abbildung 6.33:** Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus ohne Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

erklären. Der positive Effekt des Austrocknens in Richtung der Struktur kann dabei nicht wirken, wodurch sich die Reduktion der Wassermenge allein auf die Erhöhung des Diffusionswiderstandes auf der Kabinenseite beschränkt. Da bei den genannten Randbedingungen der  $s_d$ -Wert von PA6 unterhalb des Wertes des Modells 2 liegt, fällt mehr Wasser an.

Der Vergleich der Abbildungen 6.30 und 6.31 zeigt den positiven Einfluss des Luftspaltes. Insgesamt fällt mit Luftspalt in allen Modellen weniger Wasser an.

Die insgesamt akkumulierte Kondensatmenge zwischen Isolierung und Struktur wurde durch Wägung des Kastens bestimmt. Die Abbildung 6.32 zeigt die ermittelten Kondensatmengen für den Aufbau mit Luftspalt. Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse der Modelle 1 und 4 stark streuen. Wie bei der Wassermenge in der Isolierung kann durch die Erhöhung des Diffusionswiderstandes (Modelle 2 und 3) auf der Kabinenseite die Kondensatmenge im Vergleich zum Modell 1 reduziert

werden. Die Modelle 2 und 3 zeigen kaum Unterschiede. PA6 reduziert die Wassermenge ebenfalls, wobei im Vergleich zu den Modellen 2 und 3 mehr Wasser anfällt. Dies lässt sich wiederum damit erklären, dass das Austrocknen der Isolierung durch die diffusionsoffene Seite zur Struktur dort zur Erhöhung der Kondensatmenge führt. Insgesamt verlagert sich durch die PA6-Folie das Wasser aus der Isolierung in den Luftspalt. Insgesamt wird die Wassermenge nur durch den Diffusionswiderstand auf der Kabinenseite bestimmt.

Die Messreihen ohne Luftspalt bestätigen diesen Trend (siehe Abbildung 6.33), da die diffusionsoffene Seite mit PA6 keine Wirkung hat. Das Wasser fällt jetzt in der Isolierung an.

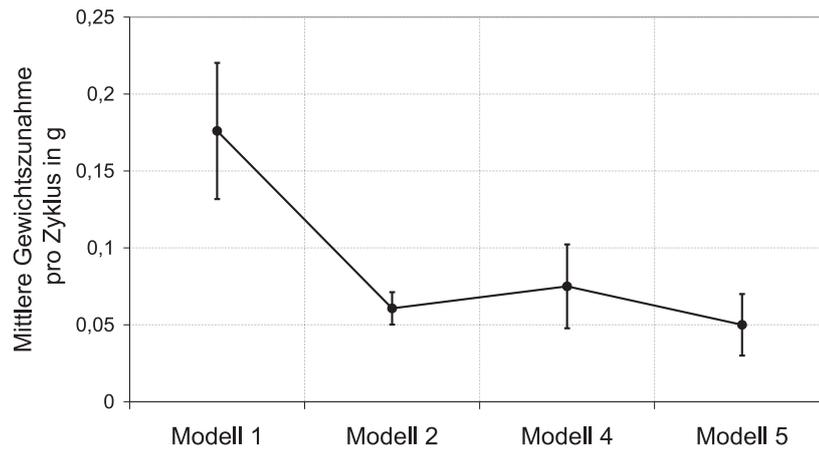
Im Vergleich zur Anordnung mit Luftspalt akkumuliert insgesamt mit Luftspalt geringfügig mehr Wasser. Dies kann dadurch begründet werden, dass die sich einstellende Konvektion im Luftspalt eine Erhöhung des Wasserdampftransportes zur kalten Struktur bewirkt. Während der kurzen Bodenzeit kann die Konvektion die zusätzliche Wassermenge nicht ausreichend abführen.

### Messreihen B

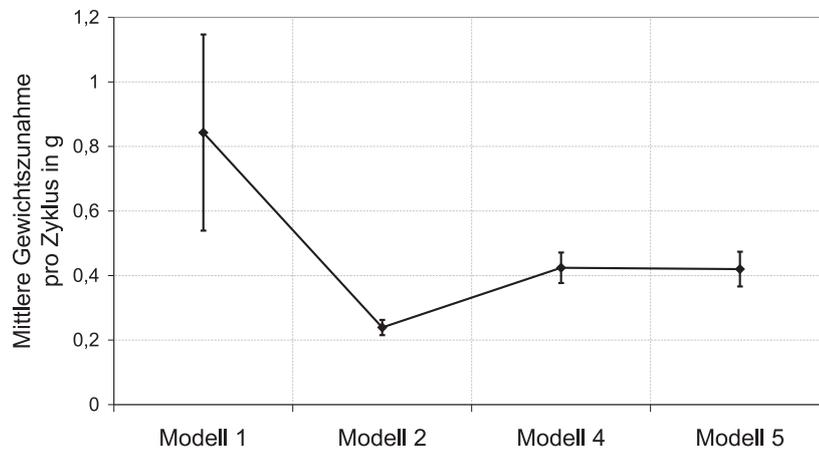
Zwischen den Messungen der Messreihen A und B wurden Erweiterungsarbeiten am Versuchstand durchgeführt, wobei das in Abbildung 6.20 dargestellte Anlagenschema weitestgehend erhalten blieb. Der Sprudelturm wurde durch einen neu konstruierten Sprudelturm ersetzt, da der alte Sprudelturm für die in Abschnitt 6.4.2 beschriebenen Messungen der Wasseransammlung am A310-Seitenteil benötigt wurde. Das Prinzip der Befeuchtung wurde jedoch nicht verändert. Für die Messungen der Messreihen B wurde auf eine Bauweisenuntersuchung verzichtet. Es wurden nur Untersuchungen mit Luftspalt durchgeführt. Der Fokus dieser Messungen lag in der weiteren Untersuchung der Umhüllungsfolien, wobei Stanyl 1 als neue adaptive Folie benutzt wurde. Die Materialeigenschaften von Stanyl 1 wurden in Abschnitt 6.1.2 beschrieben und sind in den Abbildungen 6.4 und 6.5 dargestellt. Um die Vergleichbarkeit verschiedener Folienmaterialien zu gewährleisten, mussten nach dem Umbau des Versuchstandes erneut Messungen mit Teilen der bereits in den Messreihen A verwendeten Folien durchgeführt werden:

- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 2: doppelte Lage Teril34 (K); eine Lage Teril34 (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18 \mu\text{m}$ ); (K) und (A),
- Modell 5: Stanyl 1; (K) und (A).

Die Messergebnisse der Wasseransammlung des Isolationspaketes bezogen auf einen Flugzyklus sind in Abbildung B.7 dargestellt, während die Abbildung 6.34 die mittlere Gewichtszunahme zeigt. Wie auch schon in den Messreihen A gezeigt werden konnte, verringert sich die Wasseransammlung im Vergleich zur herkömmlichen Folienanordnung, wenn die Dampfdurchlässigkeit der Folie auf der Kabinenseite reduziert wird (Modell 2). Die Messergebnisse der adaptiven PA6-Folie liegen leicht oberhalb der Ergebnisse des Modells 2. Wird das Modell 5 mit Stanyl 1 benutzt, kann die Gewichtszunahme nochmals leicht reduziert werden.



**Abbildung 6.34:** Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator



**Abbildung 6.35:** Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

Die gesamte Wasseransammlung in Isolierung und Kasten zeigt Abbildung B.8. Die gemittelte Gewichtszunahme ist in Abbildung 6.35 dargestellt. Der herkömmliche Aufbau im Modell 1 weist die höchste Wasseraufnahme auf, während das Modell 2 die niedrigste Gewichtszunahme verzeichnet. Die Modelle 4 und 5 unterscheiden sich kaum und enthalten mehr Wasser als der 2-lagige Aufbau des Modells 2. Damit kann wieder gezeigt werden, dass die adaptiven Folien für eine veränderte Verteilung des Wassers im Kasten sorgen. Im Isolierpaket reduziert sich die Wassermenge, während sich insgesamt mehr anlagert.

### 6.4.1.5 Diskussion der Ergebnisse

Die Messungen der Messreihen A und B wurden mit einem unterschiedlichen Isolationsaufbau und mit verschiedenen Folienmaterialien durchgeführt. Dabei zeigt sich, dass die Wassermenge im Isolationsmaterial durch den Einbau eines Luftspaltes leicht reduziert werden kann. Insgesamt fällt mit Luftspalt allerdings etwas mehr Wasser an. Der Luftspalt sorgt dafür, dass das Isolierpaket besser austrocknet und sich das Wasser an der Kälteplatte sammelt. Wird für eine kontrollierte Abfuhr des an der Kälteplatte angesammelten Wassers gesorgt, kann das Problem der Wasseransammlung insgesamt verringert werden.

Entscheidender als der Einbau eines Luftspaltes ist die richtige Wahl der Umhüllungsfolien. Es konnte gezeigt werden, dass der herkömmliche Aufbau mit je einer Lage Teril34-Folie auf der Kabinen- und Luftspaltseite immer die höchste Wasseransammlung aufweist. Wird der Dampfdiffusionswiderstand auf der Kabinenseite erhöht, reduziert sich die in das Isolationspaket transportierte Wassermenge. Durch den Einbau der adaptiven PA6- und Stanyl 1-Folien kann die Wasseransammlung im Paket weiter reduziert werden, wobei mit der Stanyl 1-Folie die geringste Gewichtszunahme eintritt. Insgesamt fällt mit den adaptiven Folien allerdings mehr Wasser an, als mit 2- oder 3 Lagen Teril-Folie auf der Kabinenseite. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die 2- oder 3 Lagen Teril-Folie einen höheren Dampfdiffusionswiderstand aufweisen als die adaptiven Folien. Damit gelangt insgesamt weniger Wasser in die Isolierung und in den Kasten.

Wird ein Luftspalt vorgesehen, begünstigt der niedrige Diffusionswiderstand der adaptiven Folien auf der Außenseite das Austrocknen des Pakets, weshalb weniger Wasser in der Isolierung und mehr Wasser an der Kälteplatte anfällt. Da die Stanyl 1-Folie im Vergleich zur PA6-Folie einen höheren Dampfdiffusionswiderstand hat (Kabinenseite) und dünner ist ( $s_{PA6} = 18 \mu\text{m}$ ;  $s_{Stanyl1} = 15 \mu\text{m}$ ), eignet sie sich besser für die Reduzierung der Wasseransammlung in der Isolierung.

## 6.4.2 A310-Seitenteil

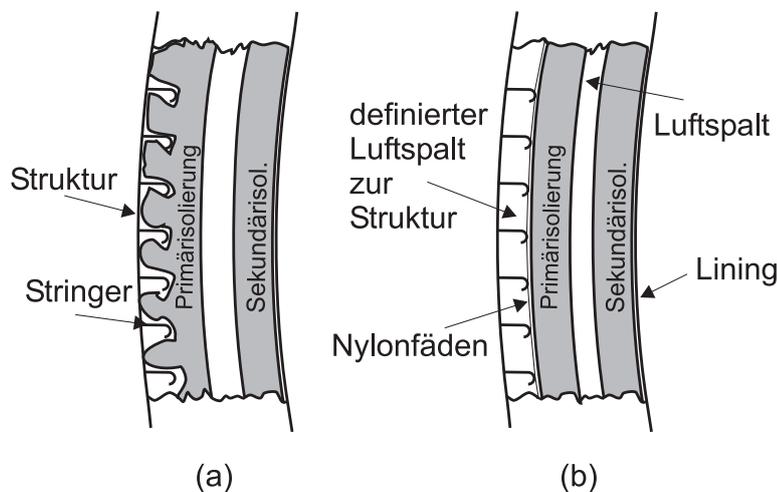
### 6.4.2.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Nach den Messungen am Modellversuchsstand war es das Ziel Untersuchungen an realen Geometrien und unter Flugrandbedingungen durchzuführen. Da aus Kostengründen auf Flugversuche verzichtet werden musste, konnte dafür das in Abschnitt 5.5.2 beschriebene zwei Spantfelder breite A310-Seitenteil eingesetzt werden. Durch die Kühlung der Struktur war es möglich Flugrandbedingungen einzustellen. Für die Sicherstellung der Kabinenrandbedingungen wurde dem in Abbildung 5.30 dargestellten oberen Kasten, der dem Übergang von der Kabine in die Crown-Area entspricht, konditionierte Luft zugeführt. Die Konditionierung erfolgte dabei über Mischluft mit definierter Temperatur und Feuchte, die aus trockener Luft (Druckluft) und gesättigter Luft aus einem Sprudelturm (siehe Abschnitt 6.4.1.1) generiert wird. Zur Aufzeichnung der Temperaturen und relativen Feuchten im Versuchsstand wurden wieder Thermoelemente sowie kombinierte Temperatur- und Feuchtesensoren eingesetzt (siehe Abschnitt 5.5.2.1).

Die Untersuchungen sollen, wie in Abschnitt 6.4.1 beschrieben, mit unterschiedlichen Bauweisen der Isolierung relativ zur Außenhaut sowie mit unterschiedlichen Folienmaterialien erfolgen. Die Messungen am A310-Seitenteil dienen der Überprüfung der Messungen am Modellversuchsstand, wofür wieder die in Abschnitt 6.1.2 vorgestellten Folien, jeweils mit und ohne Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur, benutzt wurden. Es handelt sich dabei um:

- Modell 1: herkömmliche Teril34-Folie; (K) und (A),
- Modell 4: PA6 ( $s = 18 \mu\text{m}$ ); (K) und (A),
- Modell 5: Stanyl 1; (K) und (A).

Für die Teril34-Folie stehen original Primärisolationspakete zur Verfügung, während die Pakete mit den adaptiven Folien selbst hergestellt werden mussten. Es wurde dafür an original Isolationspaketen das Folienmaterial ausgetauscht. Im Normalfall wird die Primärisolierung so eingebaut, dass sie auf den Stringern aufliegt und sich zwischen den Stringern an die Außenhaut anlegt. Der Aufbau mit Luftspalt wurde durch das Einbringen von Nylon-Fäden realisiert, die zwischen den Stringern an den Spanten befestigt wurden (siehe Abbildung 6.36,b). Die Primärisolierung liegt auf den Stringern und den Nylonfäden auf, wodurch ein ca. 25 mm tiefer Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur entsteht.

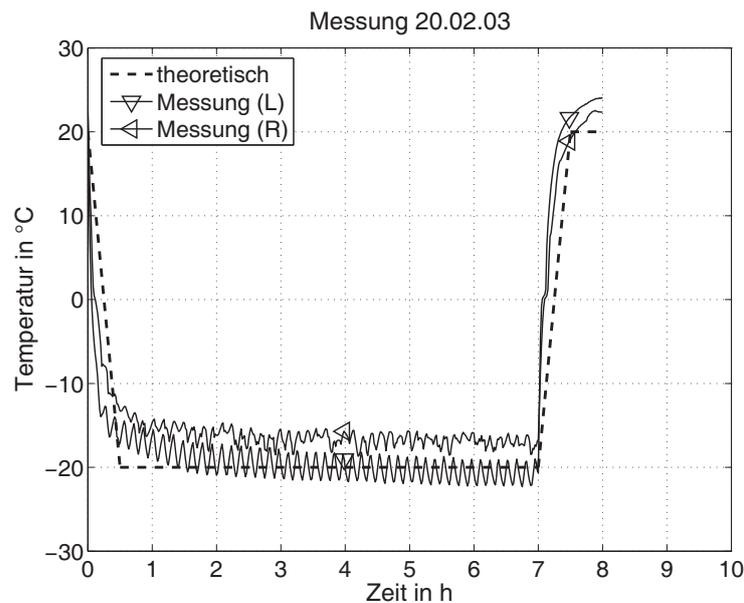


**Abbildung 6.36:** Schematischer Versuchsaufbau am A310-Seitenteil ohne (a) und mit (b) Nylonfäden zwischen den Stringern

Für die Spurengasuntersuchungen in Abschnitt 5.5.2 wurde ein Volumenstrom von 36 l/s aus dem Seitenteil abgesaugt, was dem realen Volumenstrom im Flugzeug entspricht. Durch den begrenzten Durchsatz durch den Sprudelturm konnte dieser Wert nicht erreicht werden, weshalb ein willkürlicher Gebläsevolumenstrom von 6 l/s festgelegt wurde. Der bei diesem Volumenstrom maximal mögliche Wassergehalt der Zuluft ergab sich zu 6 g/kg. Bei einer Temperatur von ca. 21 °C ergibt sich daraus eine relative Feuchte von ca. 40 %. Dies liegt etwas unterhalb der Werte für die Simulationen und

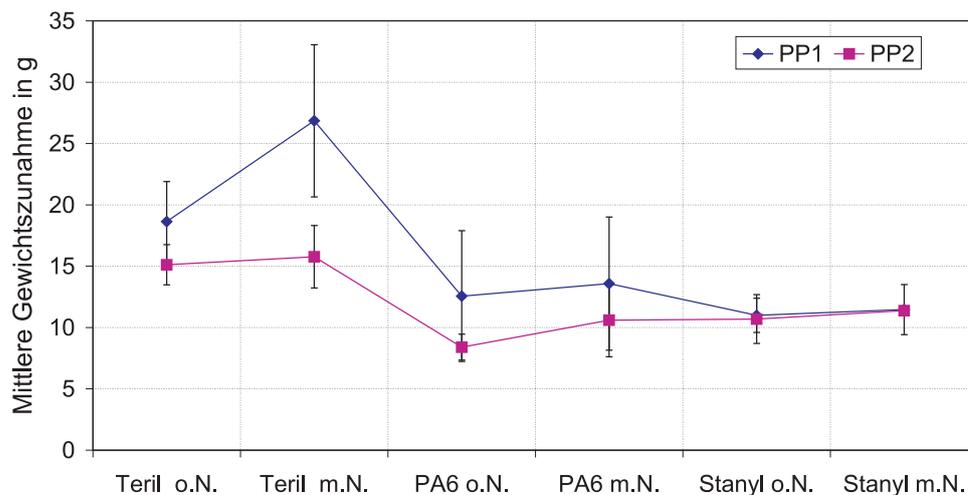
Messungen am Modellversuchsstand ( $x = 7.5 \text{ g/kg}$ ). Allerdings reicht das für eine qualitative Untersuchung der Wasseransammlung aus.

Die Temperatur der Außenhaut wird über die Temperatur im benachbarten Kühlraum gesteuert, wobei ein im Vergleich zu den Simulationen und den Messungen am Modellversuchsstand (siehe Abschnitt 6.1.3 und Abbildung 6.6) abgewandeltes Flugprofil benutzt wurde. Dies liegt darin begründet, dass jeder einzelne Versuch innerhalb eines Werktages abgeschlossen sein musste, da keine vollständige Automatisierung der Flug- und Bodenphasen möglich war. Jeder Versuch bestand daher aus einem 8 Stunden Flugzyklus: 7.5 Stunden Flug (inklusive Start- und Landephase) und 0.5 Stunden Bodenaufenthalt. Dies konnte inklusive Versuchsvorbereitung und Auswertung innerhalb eines Werktages realisiert werden. Da eine Regelung der Außenhauttemperatur nicht möglich war, wurde am Beginn des Versuches die Kühlluftzufuhr gestartet. Nach 7 Stunden Versuchszeit wurde die Kühlluftzufuhr unterbrochen. Dadurch erhöht sich die Temperatur an der Struktur auf Raumtemperatur. Der Verlauf des abgewandelten theoretischen Profils und der gemessenen Temperaturen im linken (L) und rechten (R) Spantfeld ist in Abbildung 6.37 für einen Versuch am 20.02.2003 beispielhaft dargestellt. Dabei konnte beobachtet werden, dass sich die mittleren Temperaturen links und rechts um ca. 3 K unterscheiden, wobei das linke Spantfeld kälter ist als das Rechte.



**Abbildung 6.37:** Verlauf der Außenhauttemperatur im linken (L) und rechten (R) Spantfeld des A310-Seitenteils im Vergleich zum theoretischen Profil am 20.02.2003

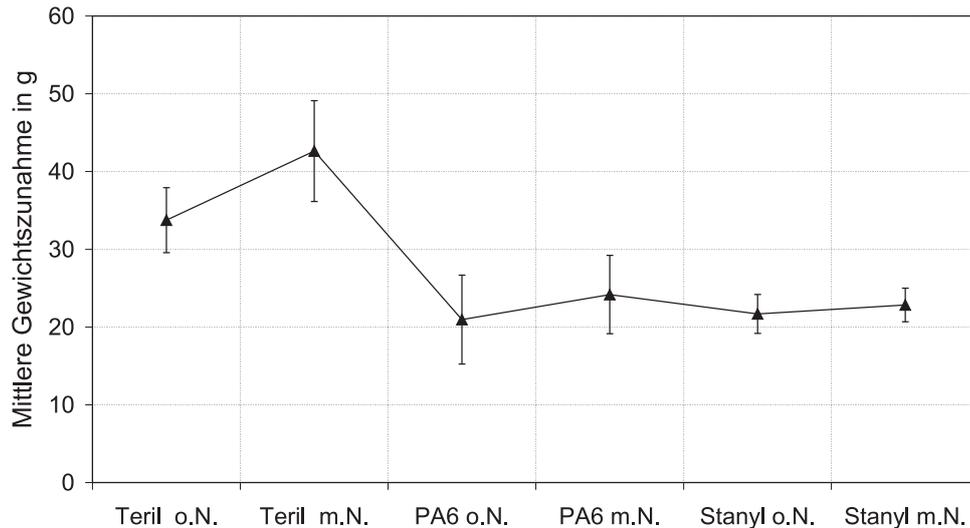
Die Gewichtszunahme der beiden Primärisolierpakete (PP1: linkes Spantfeld; PP2: rechtes Spantfeld) wurde durch Wägung vor und nach dem Versuch ermittelt, wobei das außen am Paket angesammelte Wasser durch Abwischen entfernt wurde. Für die Sekundär- und Spantisolierung wurde keine Wägung durchgeführt, da die Wasseransammlung in der Sekundärisolierung im Flugzeug kein Problem darstellt und eine Umrüstung der Spantisolierung mit neuen Folien zu aufwendig gewesen wäre.



**Abbildung 6.38:** Mittelwerte der Wasseransammlung in PP1 und PP2 für Teril34, PA6 und Stanyl 1 jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) mit der Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

#### 6.4.2.2 Messergebnisse

Die Ergebnisse der Messungen sind in den Abbildungen B.9 bis B.11 im Anhang B dargestellt. Die Abbildung B.9 zeigt dabei die Gewichtszunahme mit Teril34 als Umhüllungsfolie für Untersuchungen mit und ohne Luftspalt (mit und ohne Nylon, m.N./o.N.). Es ist erkennbar, dass in dem PP1-Paket meist etwas mehr Wasser anfällt als in dem PP2-Paket. Dies ändert sich nicht, wenn die Pakete PP1 und PP2 getauscht werden (Index m.N.\* in Abbildung B.9). Es kann damit begründet werden, dass die Temperatur der linken Seite im Fall der gekühlten Außenhaut niedriger ist als die Temperatur des rechten Spantfeldes (siehe Abbildung 6.37). Die Wasseransammlung steigt für den Aufbau mit Luftspalt, wobei dabei hauptsächlich die Wasseraufnahme im Paket PP1 steigt. In Abbildung B.10 ist die Gewichtszunahme mit der adaptiven PA6-Folie dargestellt. Es kann wieder gezeigt werden, dass die Wasseransammlung im Paket mit Luftspalt steigt. Der hohe Wert der ersten Messung lässt sich mit der Sättigung des Isoliermaterials erklären, da ein sehr lange gelagertes und damit besonders trockenes Paket benutzt wurde. Mit Stanyl 1 als Folienmaterial (siehe Abbildung B.11) ist der Unterschied in der Gewichtszunahme durch den Einbau eines Luftspaltes kaum noch festzustellen. Die Abbildungen 6.38 und 6.39 zeigen die Mittelwerte aller Messungen mit der dazugehörigen Standardabweichung. Vergleicht man die Mittelwerte, ist zu erkennen, dass mit Luftspalt für alle Folienkombinationen eine Erhöhung der Wassermenge resultiert. Entscheidend ist die Wahl der Umhüllungsfolien. Der herkömmliche Aufbau mit Teril zeigt die höchste Wasseransammlung, die adaptiven Folien verringern die Wassermenge in der Isolierung. Zwischen PA6 und Stanyl 1 ist kein wesentlicher Unterschied in der Gesamtwassermenge feststellbar.



**Abbildung 6.39:** Mittelwerte der gesamten Wasseransammlung (PP1 + PP2) für Teril, PA6 und Stanyl 1 jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) mit der Standardabweichung als  $y$ -Fehlerindikator

### 6.4.2.3 Diskussion der Ergebnisse

Mit den Messungen zur Wasseransammlung in der Primärisolation konnte gezeigt werden, dass sich der Einsatz der adaptiven Folien positiv auf die akkumulierte Wassermenge auswirkt. Dies entspricht den Messergebnissen am Modellversuchsstand (siehe Abbildung 6.34). Dabei kann hier nicht festgestellt werden, welche der adaptiven Folien die größte Reduzierung der Wassermenge bewirkt. Die Mittelwerte der Wasseransammlungen am Seitenteil von PA6 und Stanyl 1 unterscheiden sich kaum. Bei den Messungen am Modellversuchsstand zeigt der Aufbau mit Stanyl 1 geringfügig weniger Wasser im Isolierpaket. Der  $s_d$ -Wert von Stanyl 1 ist für geringe relative Feuchten in der Umgebung ( $\varphi < 30\%$ ) höher als der Wert für PA6. Gleichzeitig ist die Stanyl 1-Folie dünner als PA6, wodurch sich das Gesamtgewicht der Isolierpakete reduzieren lässt. Deshalb eignet sich Stanyl 1 sehr gut als Folienmaterial.

Der am Modellversuchsstand gezeigte positive Einfluss eines Luftspaltes auf die Wassermenge im Isolationspaket (siehe Abbildungen 6.30 und 6.31) kann am Seitenteil nicht bestätigt werden. Für alle verwendeten Folienmaterialien steigt die Wassermenge mit Luftspalt. Dies kann dadurch begründet werden, dass am Seitenteil komplexere Randbedingungen herrschen, die denen im Flugzeug besser entsprechen als die am Modellversuchsstand. Die Spurengasmessungen (siehe Abschnitt 5.5.2) zeigen, dass sich auch ohne den zusätzlichen Luftspalt eine Strömung zwischen Isolierung und Struktur einstellt. Die Größenordnung dieser Wandströmung beträgt ca. 10 Prozent des dem Seitenteil zugeführten Volumenstromes. Dadurch wird Wasserdampf an die kalte Außenhaut transportiert, der bei Taupunktunterschreitung dort kondensiert. Dies ist ein Indiz dafür, dass die Isolierung in der herkömmlichen Einbausituation bereits Spalte zur Struktur aufweist. Dabei würde der bei definierten

Geometrien zeigte positive Einfluss eines Luftspaltes auch hier wirken. Vergrößert man den Abstand zwischen Isolierung und Außenhaut durch die Nylonfäden, ist ein Anstieg des Volumenstroms der Wandströmung durch existierende Undichtigkeiten denkbar. Damit würde auch der konvektive Wasserdampftransport erhöht. Die Stringer und Spante wirken als Kältebrücken in die Isolierung, wodurch sich lokal ein Partialdruckgefälle in die Isolierung ergeben könnte. Steigt der Wassergehalt im Luftspalt durch den definierten Abstand, kann auch der Wasserdampftransport in das Isolationspaket steigen. Dadurch könnte es zu einer Befeuchtung der Isolierpakete aus dem Luftspalt kommen. Am Modellversuchstand herrschen eindeutige geometrische Verhältnisse und eine Befeuchtung durch eine Hinterlüftung kann sich nicht einstellen. Deshalb zeigt dort der Aufbau mit Luftspalt bessere Ergebnisse als wenn die Isolierung direkt an der Kälteplatte anliegt.

### 6.4.3 ARCTIC-Cell

Die ARCTIC-Cell ist ein Mock-up der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg. Damit können Versuche zur thermischen Isolation und zum Kabinenkomfort im A380 durchgeführt werden. Die Bezeichnung ARCTIC steht für Aircraft Room Climate Technology Integrator for Comfort. In dem Mock-up ist ein sieben Spantfelder langes Rumpfteil eines A380 in einer klimatisierbaren Halle installiert (siehe Abbildung 6.40). Die Länge des Rumpfes beträgt ca. 4.5 m. Wie der A380, besteht die ARCTIC-Cell aus drei Ebenen (Cargo-Bereich, Main Deck und Upper Deck). Zur Einstellung der thermischen Flugrandbedingungen ist ein definiertes Kühlen und Heizen der Rumpfstruktur notwendig. Zusätzlich steht eine Innenklimaanlage zur Verfügung, die eine Konditionierung der Kabinenluft hinsichtlich Temperatur und Feuchte realisiert.

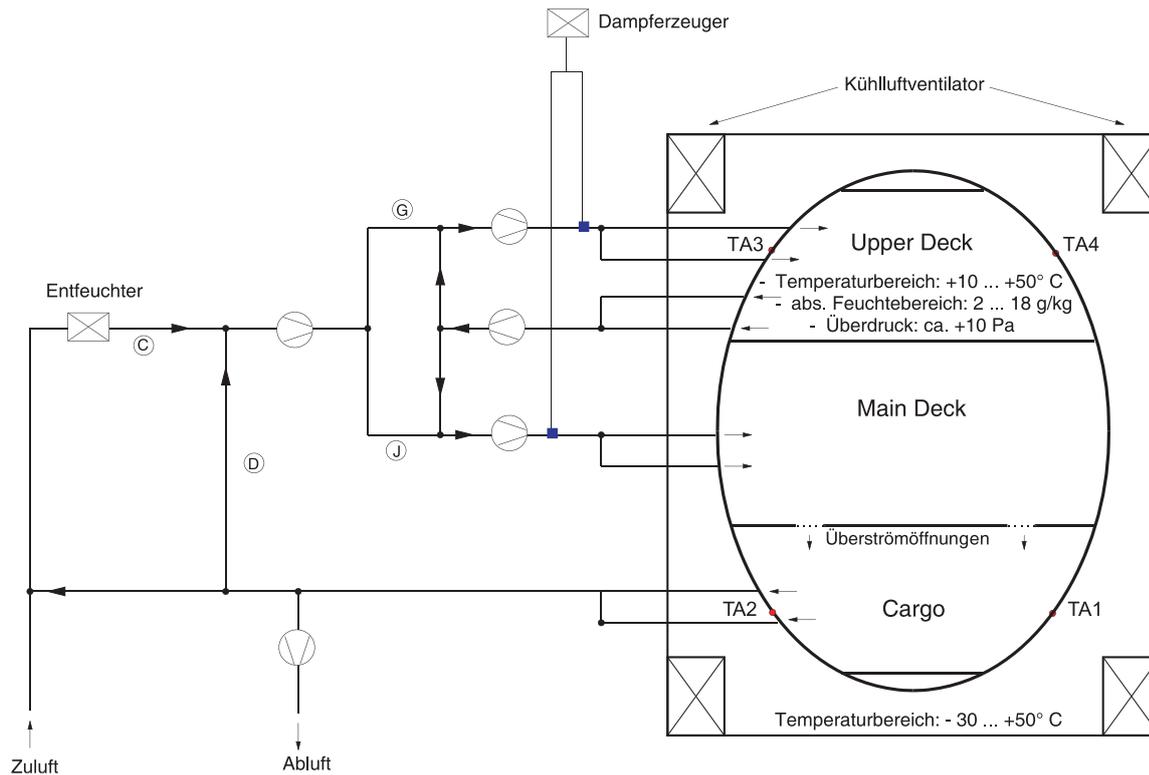
In der ARCTIC-Cell wurden in Zusammenarbeit mit der Abteilung ECTC der Airbus Deutschland GmbH erste Messungen zur Wasseransammlung in der Isolation durchgeführt.

#### 6.4.3.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Im Anlage besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Kälteanlage,
- elektrische Heizung,
- Nebenaggregate, wie Wärmeübertrager, Pumpen oder Ausgleichsbehälter,
- Schalt- und Regeleinrichtungen,
- vier Kühllufventilatoren zur Rumpfkühlung (siehe Abbildung 6.40),
- A380 Rumpfsegment.

Die komplette Einheit für die Kälte- und Wärmeversorgung ist außerhalb der ARCTIC-Cell in einem 20ft-Container installiert.



**Abbildung 6.40:** Schematische Darstellung der ARCTIC-Cell

Mit der Innenklimaanlage soll die Temperatur des Innenraums zwischen 10 und 50 °C und der Wassergehalt zwischen 2 und 18 g/kg regelbar sein [4]. Grundsätzlich besteht die Anlage im inneren des Rumpfes aus je zwei Zuluft- und Abluftrohren (siehe Abbildung 6.40). Jede Zu- und Abluftleitung unterteilt sich in zwei Stränge, jeweils einen für die linke Seite, und einen für die rechte Seite der Kabine. Die Kabinenzuluft wird dem Upper- und dem Main Deck zugeführt (G, J in Abbildung 6.40), während die Abluftrohre sich nur im Upper- und im Cargo Deck befinden. Die Abluft aus dem Upper Deck wird der Zuluft zum Upper- und Main Deck zugemischt, wodurch die Zuluft zu den beiden Decks Mischluft ist. Vom Main- ins Cargo Deck sind Überströmöffnungen installiert. Die Abluft wird anschließend aus dem Cargo-Bereich abgesaugt. Über die Verbindungsleitung D kann der Zuluft wiederum Abluft zugemischt werden. Wird trockene Luft benötigt, kann die Zuluft entfeuchtet werden (C), während die mögliche Befeuchtung mit einem Dampferzeuger realisiert wird. In den einzelnen Strängen sind fünf Ventilatoren installiert. Zusätzlich dargestellt sind vier Sensoren für die Ermittlung der Temperatur außen am Rumpf (TA1 bis TA4 in Abbildung 6.40).

Bei den nachfolgend beschriebenen Versuchen war es noch nicht möglich eine komplett ausgerüstete Kabine zu verwenden. Bei den bis dato durchgeführten Messungen fehlten Teile der Luftzuführung im Main Deck sowie verschiedene kleinere Liningelemente. Dadurch könnten die Messungen verfälscht worden sein. Inwieweit dies einen Einfluss auf die Messungen hatte, kann erst festgestellt werden, wenn alle nötigen Einbauten implementiert sind und zukünftig Vergleichsmessungen erfolgen.

Für die Kühlung des Rumpfes sind folgende Vorgaben der Airbus Deutschland GmbH einzuhalten [4]: Temperaturbereich der Außenhaut einstellbar von  $-25$  bis  $50$  °C, maximal zulässige lokale Temperaturabweichung auf der Struktur im stationären Betrieb  $\Delta T = \pm 5$  K, zulässige Dauer der Umtemperierung von  $+15$  auf  $-15$  °C sowie von  $-15$  auf  $+15$  °C maximal 30 Minuten.

Die Versuchsdurchführung entspricht im Wesentlichen der Beschreibung der Versuche am A310-Seitenteil in Abschnitt 6.4.2.1. Dabei wurden im Upper Deck der ARCTIC-Cell drei verschiedene Folienmaterialien für die Primärsolierpakete jeweils auf der Kabinen- (K) und Strukturseite (A) verwendet:

- Modell 4: PA6 ( $s = 18\mu\text{m}$ ),
- Modell 5: Stanyl 1,
- Modell 6: Terul 18.

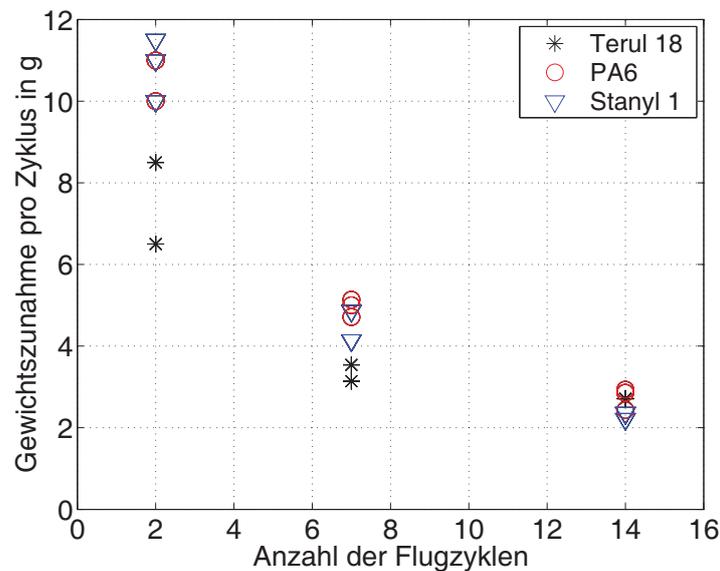
Die Primärisolierungen sind dabei gemäß der A380-Definition, ohne zusätzlichen Luftspalt zur Struktur, befestigt worden. Durch die Rumpfkühlung und die Innenklimatisierung werden Flüge simuliert. Nach einer bestimmten Anzahl an Flugzyklen wird die Anlage ausgeschaltet und es folgt der Ausbau der Isolierpakete. Durch die Messung des Gewichtes des Isolierpaketes vor und nach dem simulierten Flug lässt sich die angesammelte Wassermenge ermitteln. Vorteilhaft im Vergleich zum A310-Versuchsstand ist, dass die verschiedenen Materialien parallel getestet werden können. Bei den Versuchen am Seitenteil musste dies nacheinander erfolgen. Zusätzlich konnte am A310-Seitenteil nur ein Flugzyklus simuliert werden, da eine automatische Regelung der Kühlung nicht möglich war. Vor dem Wiegen der Pakete wurden diese wiederum mit einem Tuch abgewischt, um das außen an der Folie befindliche Wasser zu entfernen.

Aus Zeitmangel konnten bei den hier beschriebenen ersten Messungen an der ARCTIC-Cell nur drei Versuche durchgeführt werden (2, 7 und 14 Flugzyklen). Als Randbedingungen wurden in der Kabine während des Fluges  $\vartheta = 24$  °C und  $\varphi = 16$  % eingestellt. Am Boden betrug die relative Feuchte in der Kabine  $\varphi = 39$  %. Das verwendete Flugprofil wurde aus Abbildung 6.6, gemäß der vorhandenen Kühlleistung, abgeleitet und findet sich in Abbildung B.12 im Anhang B.

### 6.4.3.2 Messergebnisse

Die gemessenen Wasseransammlungen in den Isolierpaketen sind in Abbildung 6.41 dargestellt. Im Gegensatz zu den Messungen am Modellversuchsstand in Abschnitt 6.4.1 ist bei den Ergebnissen eine Abhängigkeit von der Flugzyklenzahl festzustellen. Die Gewichtszunahme pro Zyklus sinkt für alle Folienkombinationen mit zunehmender Zyklenzahl. Mit den adaptiven Folien (Modelle 4 und 5) sammelt sich für 2 Flugzyklen mehr Wasser an als mit Terul 18 (Modell 6). Mit gesteigerter Zyklenzahl reduziert sich der Unterschied bei den verschiedenen Materialien. So zeigen die Ergebnisse bei 14 Flügen, dass mit Terul 18 sogar geringfügig mehr Kondensat anfällt als mit Stanyl 1.

Während des Fluges stellt sich zwischen der Primär- und der Sekundärisolierung eine relative Feuchte  $\varphi$  zwischen 16 und 18 % ein. Das Modell 6 weist trotz der niedrigen relativen Feuchte einen höheren  $s_d$ -Wert auf als die adaptiven Folien (siehe Abbildung 6.4) der Modelle 4 und 5. Daher ist zu erwarten, dass weniger Wasser in das Isolierpaket 6 eindringen und kondensieren kann. Allerdings wird dadurch auch das Austrocknen behindert. Steigt die relative Feuchte, sinkt der  $s_d$ -Wert der adaptiven Folien und das Austrocknen wird beschleunigt. Eine Erklärung für die vorliegenden Ergebnisse könnte sein, dass mit zunehmender Zyklenzahl die adaptiven Folien das Austrocknen fördern und sich somit längerfristig ein Vorteil bei den Modellen 4 und 5 ergibt. Mit Terul 18 wird zwar kurzfristig das Eindringen von Wasser reduziert, aber längerfristig kann das Isolierpaket nicht austrocknen.



**Abbildung 6.41:** Gewichtszunahme der ARCTIC-Cell Isolierpakete in Abhängigkeit von der Flugzyklenanzahl

Insgesamt müssen zukünftig weitere Versuche durchgeführt werden, bei denen die vorhandenen Ergebnisse zu reproduzieren sind. Dabei ist darauf zu achten, dass die Einbauten in der ARCTIC-Cell komplett ausgeführt sind, um mögliche Rückkopplungen zu vermeiden. Dies könnte zum Beispiel passieren, wenn während des Fluges warme Luft hinter das Lining strömt und somit die Messungen verfälscht.

Des Weiteren ist der Einfluss der Zyklenzahl auf die Gewichtszunahme zu untersuchen. Dafür muss die Anzahl der Zyklen erhöht werden.

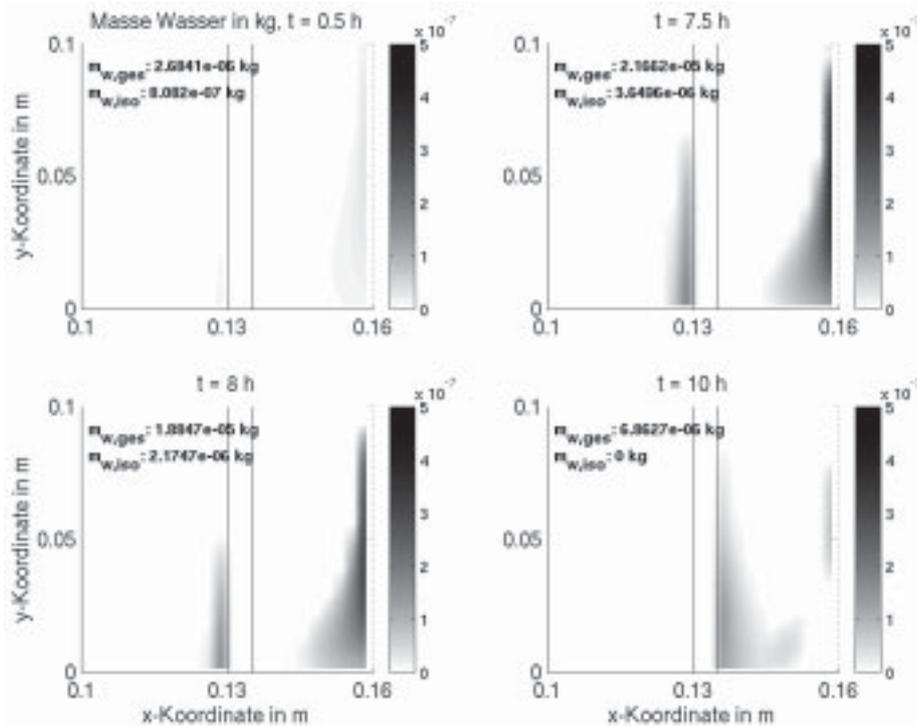
## 6.5 Vergleich 2D-Simulation-Messung

In Abschnitt 6.4.1 werden Messungen am Modellversuchsstand beschrieben, die zur Validation der 2D-Simulationen durchgeführt wurden. Dabei fällt auf, dass durch die vorhandene Anlagenkonfiguration ein Betrieb mit den in Abschnitt 6.1.3 eingeführten Randbedingungen (Kabine:  $\vartheta = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 0.4$ ; Außenhaut: 10h Flugzyklus) nicht möglich war. Wie beispielhaft in Abbildung 6.27 gezeigt, stellten sich dabei Temperaturen in der Kabine ein, die unterhalb der geforderten  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  lagen. Für die abgebildeten 7 Flugzyklen ergab sich der Mittelwert der Kabinentemperatur zu  $\bar{\vartheta}_{Kabine} = 18.59 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die minimale Kabinentemperatur beträgt ca.  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Damit der Wassergehalt der Messungen dem der geforderten Randbedingungen entspricht, muss die relative Feuchte steigen. Wie in Abbildung 6.27 zu sehen ist, ergeben sich damit relative Feuchten im Bereich der Kabine von bis zu  $57 \%$ . Wenn der Wassergehalt gleich bleibt, ändert sich auch der Partialdruckgradient zwischen der Kabine und der kalten Struktur nicht. Da der Diffusionskoeffizient  $D$  von der Temperatur abhängig ist (siehe Gleichung 4.39), ergibt sich dadurch nur eine geringe Änderung des Wasserdampftransportes. Allerdings steigt durch die höhere relative Feuchte die Permeabilität der adaptiven Folien, weshalb mehr Wasser in die Isolierung transportiert wird. Damit können die Simulationen aus Abschnitt 6.2 nicht mit den Messungen am Modellversuchsstand verglichen werden.

Entsprechend der Abbildung 6.27 wurden daher neue 2D-Berechnungen mit einer Kabinentemperatur von  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Die Zeitschrittweite beträgt wieder  $1.5 \text{ s}$ , womit sich insgesamt  $24000$  Zeitschritte ergeben. Zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens sind die maximale Anzahl der inneren Iterationen auf  $200$ , und die der äußeren Iterationen auf  $10000$  erhöht worden. Normalerweise wird die maximale Anzahl allerdings nie erreicht, da das voreingestellte Residuum nach wenigen Iterationen unterschritten ist und der Iterationsprozess beendet wird. Die restlichen Simulationsparameter und Randbedingungen entsprechen denen in Abschnitt 6.2. Wie für die Versuche in Abschnitt 6.4.1.3 beschrieben, erfolgten die neuen Simulationen mit den Modellen 1 bis 5, jeweils mit und ohne Luftspalt (Gitter 1 und 3).

Beispielhaft ist das Simulationsergebnis für die Berechnungen mit dem Gitter 1 mit Luftspalt und dem Modell 4 in der Abbildung 6.42 dargestellt. Durch die höhere Luftfeuchtigkeit auf der Kabinenseite erhöht sich im Vergleich zur den Simulationsergebnissen in Abbildung 6.17 die Permeabilität der PA6-Folie (K). Damit diffundiert mehr Wasser in die Isolierung und kondensiert dort. Während der Zeitpunkte  $0.5$ ,  $7.5$  und  $8$  Stunden, ist zusätzlich zur Kondensatmenge im Luftspalt auch Wasser in der Isolierung vorhanden. Am Boden (bis  $10$  Stunden) führt die erhöhte Permeabilität auch zu einem verbesserten Austrocknen. Allerdings reicht dies nicht aus, um die höhere Kondensatmenge im Luftspalt zu entfernen. Gerade nach  $10$  Stunden zeigt sich der Unterschied zu der Simulation in Abbildung 6.17. Die Temperatur in der Kabine ist niedriger als die Temperatur der Struktur. Daraus folgt ein negativer Temperaturgradient von der Kabine zur Außenhaut. Die konvektive Strömung im Spalt erwärmt sich an der Außenwand und kühlt an der Isolierung ab. Dadurch trocknet der Bereich an der Struktur. Das Wasser fällt dann hauptsächlich auf der Isolierungsseite im Luftspalt an.

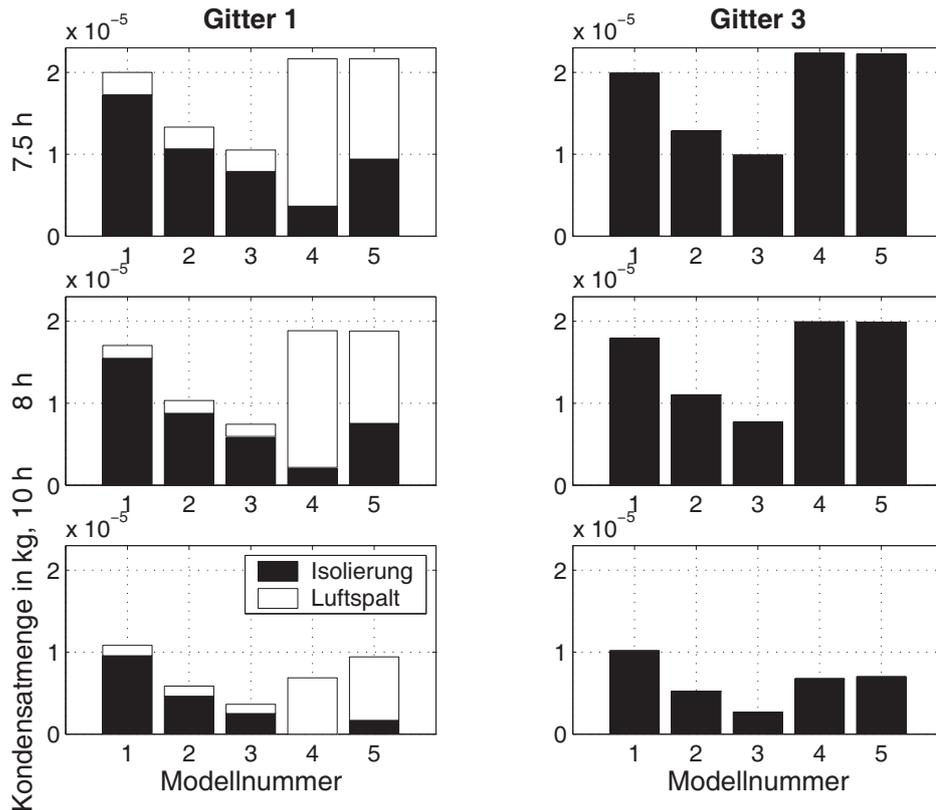
Die Abbildung 6.43 zeigt den Vergleich der Simulationsergebnisse der verschiedenen Modelle und Gitter nach  $7.5$ ,  $8$  und  $10$  Stunden. Die Ergebnisse nach  $10$  Stunden können mit der middle-



**Abbildung 6.42:** Wasseransammlung im Gitter 1 bei  $\vartheta_{Kabine} = 18^\circ\text{C}$  mit Luftspalt für das Modell 4

ren Gewichtszunahme der Messungen in den Abbildungen 6.30 bis 6.35 verglichen werden. Dabei ist zu beachten, dass die gemessene Wassermenge an einem Isolierblock mit einem Volumen von  $V = 100 \cdot 200 \cdot 300 \text{ mm} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  ermittelt wurde. Für die 2D-Simulationen wird das in Abbildung 6.10 gezeigte Gitter zugrundegelegt. Für den Vergleich eignet sich allerdings nur das Wasser, das in der Isolierung ( $x \leq 0.13 \text{ m}$ ) anfällt. Das Wasser in der Folie ( $0.13 < x \leq 0.135 \text{ m}$ ) wird dem Luftspalt zugewiesen. Daraus ergibt sich ein Isolationsvolumen von  $5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ . Bei der Umrechnung der simulierten Wassermengen auf die Geometrie der Probe fällt auf, dass diese im Bereich einer Größenordnung höher sind. Damit lassen sich keine quantitativen, sondern nur qualitative Vergleiche ziehen.

Wird die gesamte Wassermenge in der Isolierung und im Luftspalt betrachtet (Gitter 1) zeigen sich qualitativ gleiche Ergebnisse. Wie in Abbildung 6.32 dargestellt, sinkt die Wassermenge für dichtere Folien. Daher zeigt das Modell 2 weniger Kondensat als das Modell 1. Die Kondensatmenge im Modell 3 ist wiederum geringfügig geringer als im Modell 2. Durch die hohe Permeabilität der Folie (K) im Modell 4 fällt mehr Wasser an als im Modell 2. Dies ist auch bei den Simulationen zu beobachten. Ohne Luftspalt (Gitter 3, siehe Abbildung 6.33) ändert sich qualitativ nichts. Die gesamte Wassermenge ist für alle Modelle niedriger als im Gitter 1, aber nur in der Isolierung zu finden. Beim Gitter 1 sammelt sich ein Teil im Luftspalt, weshalb die Wassermenge in der Isolierung für alle Modelle im Gitter 1 niedriger ist. Die Messungen in Abbildung 6.35 bestätigen diese Ergebnisse. Mit dem Modell 5 ergeben sich geringfügig geringere Wassermengen als im Modell 4. Im Gegensatz dazu fällt bei den Simulationen mit dem Modell 5 mehr Wasser an als im Modell 4. Dies lässt sich durch



**Abbildung 6.43:** Vergleich der Wasseransammlungen der Modelle 1 bis 5 in den Gittern 1 und 3 bei  $\vartheta_{Kabinen} = 18^\circ\text{C}$  nach 7.5, 8 und 10 Stunden Flugzeit

den höheren  $s_d$ -Wert von Stanyl 1 für hohe Luftfeuchtigkeiten erklären, wodurch das Austrocknen behindert wird. Die Permeabilität von PA6 ist höher. Damit kann während der Bodenphase mit dem Modell 4 mehr Wasser abgeführt werden.

Bei der Auswertung der gemessenen Gewichtszunahme der Isolierung (siehe Abbildungen 6.30 und 6.31) kann der positive Einfluss des Luftspaltes bewiesen werden. Mit Luftspalt reduziert sich die Wassermenge in der Isolierung. Bei den Simulationen des Modells 4 mit Luftspalt bewirkt die hohe Permeabilität der Folien ein vollständiges Austrocknen der Isolierung nach 10 Stunden. Dies kann mit den Messungen nicht bestätigt werden. Die gemessene Wassermenge in dem Isolierpaket des Modells 4 ist geringfügig niedriger als im Modell 2, aber höher als im Modell 3. Bei den Messungen der Abbildung 6.34 fällt im Modell 4 sogar mehr Wasser an als im Modell 2, während das Modell 5 weniger Kondensat aufweist. Ohne Luftspalt (siehe Abbildung 6.31) zeigen die Messungen und Simulationen wieder qualitativ gleiche Ergebnisse. Mit den Modellen 4 und 5 fällt mehr Wasser an als im Modell 2, aber weniger als im Modell 1.

Folglich lässt sich bei den eindeutig definierten Geometrien und Randbedingungen des Modellversuchsstandes und der 2D-Simulationen feststellen, dass der Luftspalt einen positiven Einfluss auf die Wasseransammlung in der Isolierung hat. Mit Luftspalt fällt insgesamt mehr Wasser an, allerdings teilt sich die Kondensatmenge auf die Isolierung und den Spalt auf.

Des Weiteren zeigt ein Folienaufbau mit hohem Durchlasswiderstand auf der Kabinenseite und hoher Permeabilität zum Luftspalt positives Verhalten. Der Wassereintrag wird reduziert und zum Luftspalt geführt, wo es drainiert werden kann. Mit den adaptiven Folien stellt sich dieses Verhalten automatisch ein. Insbesondere bei sehr niedrigen umgebenden Feuchten sperren die adaptiven Folien. Wenn das Kondensat am Boden auftaut, führt die dann hohe Permeabilität zu einem guten Austrocknen. Strömt allerdings während des Fluges Luft mit hoher relativer Feuchte hinter das Lining, kann sich die Adaptivität negativ auswirken. Die Folie ist dann offen und der Wassereintrag würde sich erhöhen.

Die Ergebnisse der Messungen am A310-Seitenteil in Abschnitt 6.4.2.2 bestätigen den positiven Einfluss des zusätzlichen definierten Luftspaltes nicht. Schon die heutigen Primärisolierungspakete liegen nicht überall auf der Struktur, sondern hauptsächlich auf den Stringern auf. Damit ergeben sich teilweise undefinierte Spalte, die bereits ein Austrocknen bewirken. Es wird vermutet, dass mit zusätzlichem Spalt eine vergrößerte Hinterlüftung mit feuchter Luft den Wassereintrag in die Isolierpakete erhöht. Nur durch die Vermeidung dieser Hinterlüftung lassen sich die in LUFO 1 [65] und am Modellversuchsstand erzielten positiven Eigenschaften eines Luftspaltes ausnutzen. Der vorgeschlagene Aufbau eignet sich daher für Bereiche mit definierter Geometrie (zum Beispiel Türen), wo die Isolierung bisher flächig direkten Kontakt mit der kalten Außenhaut hat.



# Kapitel 7

## Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit stellt globale- und lokale Untersuchungen des Feuchtetransportes in Flugzeugen vor.

Am Boden gelangt feuchte Luft über die geöffneten Türen in das Flugzeug. Während des Fluges resultiert aus der Klimatisierung der Flugzeugkabine eine sehr niedrige relative Luftfeuchtigkeit von ca. 10 bis 15 %, wobei der in der Luft enthaltene Wasserdampf hauptsächlich von den Menschen über die Haut abgegeben wird. Strömt Kabinenluft hinter die Verkleidung in die Bereiche des kalten Rumpfes, ergibt sich aufgrund der Temperaturunterschiede zur Kabinenluft auch ein Wasserdampf-Partialdruckgradient. Dieser bewirkt einen Wasserdampf-Diffusionsstrom durch die Umhüllungsfolien der Isolierpakete. Bei Taupunktunterschreitung kondensiert, bzw. gefriert das Wasser in der Isolation. Nach der Landung taut das Eis und das flüssige Wasser sammelt sich im unteren Bereich der Isolationspakete. Durch die kleine Grenzfläche des Kondensats zur Luft verdampft am Boden sehr wenig Wasser. Damit nimmt die Wassermenge mit der Anzahl an Flügen zu.

Durch zukünftige größere Flugzeuge, die mehr Passagiere über größere Entfernungen transportieren können, wird die Kondensationsproblematik im Bereich der Isolierung voraussichtlich erhöht. Wenn zusätzlich, wie teilweise geplant, aus Komfortgründen die Luftfeuchtigkeit in der Kabine angehoben wird, resultiert auch daraus eine Erhöhung der Kondensatmenge.

Die Ansammlung von Wasser im Bereich zwischen dem Kabinenlining und der Rumpfstruktur kann verschiedene Probleme, wie zum Beispiel Korrosion, Kurzschlüsse, unkontrollierbare Wasserbewegungen, erhöhten Treibstoffverbrauch durch mehr Leergewicht, Bildung von Schimmelpilzen und damit einen erhöhten Wartungsaufwand, hervorrufen. In dieser Arbeit werden deshalb aktive und passive Maßnahmen zur Reduktion der Wasseransammlung erläutert.

Aufbauend auf einem eindimensionalen SIMULINK-Modell zur Berechnung der Temperaturen und der Verteilung der trockenen Luftströmungen im Flugzeugrumpf in [51] erfolgt die globale Bilanzierung der Enthalpie- und Massenströme feuchter Luft in einem mathematisch-physikalischen Simulationsmodell. Dafür wird die objektorientierte Simulationssoftware DYMOLA/MODELICA benutzt. Dies ist ein multidisziplinäres Programm, das auch für die Modellierung thermo-hydraulischer Systeme geeignet ist. Für die vorliegende Problemstellung wurde die frei verfügbare Modellbiblio-

thek THERMOFLUID [58] benutzt und erweitert. Damit ergibt sich ein vereinfachtes Rumpfqerschnittsmodell, welches aus fünf Bereichen (Kabine, Crown, Spalt zwischen der Isolierung, Dreieck und Bilge) besteht. Im Vergleich zu dem blockorientierten SIMULINK-Modell lässt es das physikalische Modell erkennen. Dieser Aufbau erleichtert die Überschaubarkeit und vereinfacht zukünftige Erweiterungen. Mit dem Modell können die Temperaturen, Massenströme, Drücke und Kondensatmengen in den verschiedenen Bereichen eines Flugzeuges berechnet werden.

Für die Simulationsrechnungen müssen die strömungsmechanischen- und thermodynamischen Parameter bekannt sein. Zur Ermittlung der relevanten strömungsmechanischen Parameter wurden Messungen an Mock-up's bei der Airbus Deutschland GmbH in Hamburg durchgeführt. Diese beinhalten die Regression der Strömungswiderstände von Kabinenelementen sowie der Spalte zwischen verschiedenen Kabineneinbauten. Die Verteilung der Luftströmungen im Rumpf ist von der Größe der jeweiligen Widerstände abhängig.

Mit dem erstellten Modell konnte der positive Einfluss der aktiven Belüftung von Teilbereichen mit relativ trockener Luft auf die Kondensation im Bereich der Isolierung gezeigt werden. Durch Parameterstudien ist es möglich, zum Beispiel den Einfluss der Kabinenzulufttemperatur und -feuchte auf die Kondensation sowie Temperaturen, Massenströme oder Drücke in den fünf verschiedenen Bereichen zu untersuchen.

Zur Verifikation des Modells werden die Simulationsergebnisse mit den SIMULINK-Berechnungen verglichen. Dabei ergeben sich ähnliche Ergebnisse. Die geringen Unterschiede lassen sich durch den unterschiedlichen Modellierungsansatz begründen.

Eine Validation durch Flugversuche oder Messungen in Flugzeugen am Boden war aufgrund des Aufwandes und den damit verbundenen Kosten nicht möglich. Dafür konnten Messungen mit der Spurengasmethode an einem A310-Seitenteil Mock-up den Volumenstrom im Spalt ermitteln. Dabei zeigte sich, dass die Mittelwerte der gemessenen Volumenströme im Bereich des simulierten Volumenstromes liegen. Eine Validierung der Strömungen zwischen den Bereichen oder der Temperaturen war bisher nicht möglich.

Für die lokale Untersuchung des Feuchtetransportes im Bereich der Isolation wurden ein- und zweidimensionale Rechnungen durchgeführt. Basierend auf den Arbeiten in [65] wird dabei der Einfluss von passiven Maßnahmen auf die Wasseransammlung betrachtet. Diese berücksichtigen die Anordnung der Isolationspakete relativ zur Rumpfstruktur sowie die Auswahl geeigneter Umhüllungsfolien zur Verringerung der Kondensation. Für die 1D-Simulationen wurde ein in [65] erstelltes MATLAB-Programm zur gekoppelten Berechnung des Wärme- und Stofftransportes um die Adaptivität der Folien erweitert.

Die Umhüllungsfolien der Isolierpakete verhindern das Eindringen von flüssigem Wasser und behindern den diffusiven Wasserdampftransport. Der Dampfdiffusionswiderstand der adaptiven Folien ist von der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft abhängig. Die Permeabilität der Folien erhöht sich mit steigender relativer Feuchte. Wenn während des Fluges relativ trockene Kabinenluft hinter die Kabinenverkleidung und zur Isolierung strömt, sperrt die Folie. In Relation zur herkömmlichen Teril34-Folie diffundiert weniger Wasser in das Isolierpaket, wodurch auch die Kondensatmenge reduziert wird. Nach der Landung erwärmt sich die Struktur und ein Teil des vorher kondensierten

Wassers verdampft. Mit steigender relativer Feuchte im Paket erhöht sich die Permeabilität der Folie, was das Austrocknen begünstigt.

In [65] wird als Bauweise eine Anordnung mit einem zusätzlichen definierten Luftspalt zwischen Isolierung und Struktur vorgeschlagen. Zur Untersuchung der Auswirkungen einer konvektiven Strömung im Luftspalt reicht die 1D-Betrachtung nicht aus. Dafür wird das CFD-Programm STAR-CD benutzt, mit dem zweidimensionale Berechnungen durchgeführt werden. Um die Wasseransammlung berechnen zu können, ist es erforderlich den Phasenwechsel über benutzerdefinierte Subroutinen zu beschreiben, die an passender Stelle in den Lösungsablauf des Hauptprogrammes eingebunden sind. In den Parameterstudien werden die im heutigen Flugzeugbau verwendete Teril34-Folie sowie neuartige adaptive Folienmaterialien untersucht.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich ein Luftspalt zwischen Isolierung und Außenhaut bei definierter Geometrie positiv auf die Kondensatmenge auswirkt. Wird gleichzeitig eine zur Kabinenseite diffusionsdichte, und zum Luftspalt offene Folie verwendet, sammelt sich weniger Wasser im Paket, da ein Teil an der kalten Struktur kondensiert. Wird konstruktiv die Drainage des Kondensates unterstützt, kann die gesamte angesammelte Wassermenge reduziert werden. Dies bestätigt die Ergebnisse in [65]. Die adaptiven Folien haben den Vorteil, dass sich die gewünschten Folieneigenschaften automatisch als Funktion der relativen Feuchte einstellen. Sie sorgen für ein Austrocknen der Isolation zum Luftspalt.

Zur Validation wurden Messungen an einem Modellversuchsstand an der TUHH sowie an Mock-up's bei der Airbus Deutschland GmbH durchgeführt. Die Kondensatmenge konnte dabei durch die Gewichtszunahme der Isolierrpakete während eines simulierten Fluges ermittelt werden. Für die Flugsimulation wird die Temperatur der Struktur entsprechend eines in [65] aus Flugtestdaten abgeleiteten Flugprofils eingestellt. Für die definierten Geometrien am Modellversuchsstand ergeben sich bei den Messungen qualitativ ähnliche Ergebnisse wie in den Berechnungen.

An dem A310-Seitenteil zeigt sich wiederum der positive Effekt der adaptiven Folien im Vergleich zur Teril-Folie. Der zusätzliche definierte Luftspalt zur Außenhaut erhöht allerdings die Wassermenge. Dies konnte am Modellversuchsstand und in den Simulationen nicht beobachtet werden. Es wird angenommen, dass der zusätzliche Luftspalt die Hinterlüftung mit Kabinenluft fördert. Durch den realen Isolationsaufbau am Seitenteil ergeben sich komplexeren Randbedingungen, wodurch die Hinterlüftung die Wassermenge im Paket erhöht. Vielmehr ist bereits durch die reale Einbausituation teilweise ein Luftspalt vorzufinden. Die Isolierung liegt nicht flächig auf der Struktur, sondern auch auf den Stringern auf. Damit kann auch ohne den zusätzlichen Spalt davon ausgegangen werden, dass sich bei geeigneter Folienwahl das Kondensat an der Struktur sammelt. Für bestimmte Bereiche, wo die Isolation flächig an der Struktur anliegt (zum Beispiel Türen), wird der Einbau eines definierten Spaltes mit zugehöriger Drainage vorgeschlagen.

Der ARCTIC-Cell Mock-up ist ein sieben Spanfelder langes Rumpfstück eines A380, das in eine Kühlkammer integriert wurde. Durch definiertes Kühlen lassen sich wieder Flüge simulieren. Die Messergebnisse mit einer neuen sehr dichten Folie (Terul 18) zeigen, dass dabei kurzfristig weniger Wasser anfällt als mit den adaptiven Folien, während gleichzeitig das Austrocknen des Paketes durch den hohen Diffusionswiderstand behindert wird. Erhöht sich die Anzahl der Flüge, sammelt sich mit

Terul 18 allerdings geringfügig mehr Kondensat an als mit dem adaptiven Material Stanyl 1. Somit wird auch hier der Vorteil der Adaptivität deutlich.

## 7.1 Ausblick

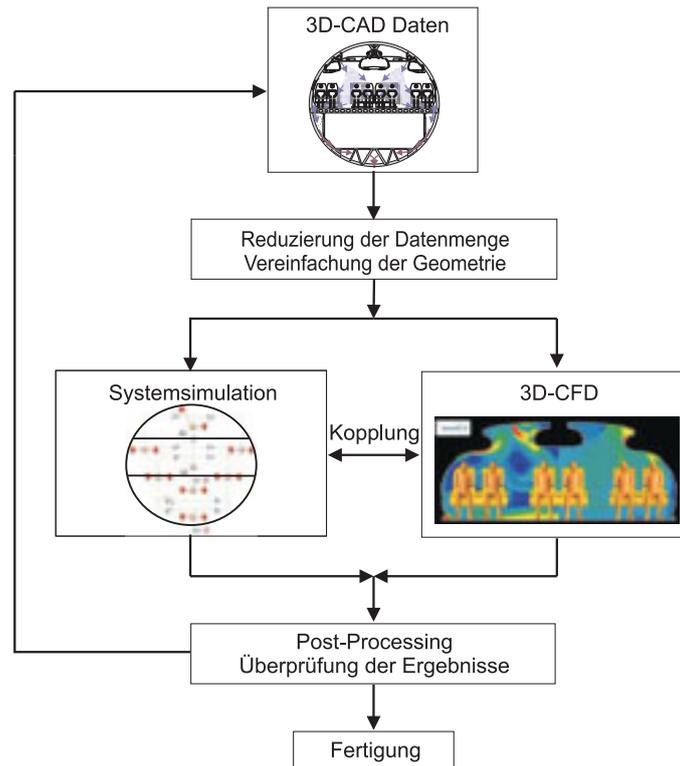
Die durchgeführten Systemsimulationen zeigen, dass sich die thermo-hydraulischen Verhältnisse im Flugzeug mit dem objektorientierten Programm DYMOLA/MODELICA simulieren lassen. Das bisher erstellte globale Rumpfquerschnittsmodell ist allerdings zu grob, um quantitativ richtige Verhältnisse im Flugzeug zu berechnen. Deshalb ist es zukünftig erforderlich die geometrische Auflösung des Modells zu erhöhen. Durch das Zusammenschalten unterschiedlicher Querschnittsmodelle kann anschließend ein physikalisches Modell erstellt werden, welches das gesamte Flugzeug abbildet.

Ein solches Gesamtmodell könnte in Zukunft für die Entwicklung von Kabinensystemen sowie des Kabinenlayouts benutzt werden. Ziel ist es, zukünftig den Design- und Entwicklungsprozess zu verkürzen, um schneller auf Kundenwünsche reagieren zu können, und um die Kosten zu senken. Mittels CFD ist es auch heute schon möglich Kabinenteilbereiche zu modellieren. Allerdings ist die gesamte Flugzeuggeometrie zu komplex, um daraus ein komplettes 3D-Berechnungsgitter zu generieren. Da keine Notwendigkeit besteht, jedes Detail in einem 3D-Gitter abzubilden, bietet sich als Kopplung die Systemsimulation an. Nach dem Einlesen der CAD-Daten würde die Reduzierung der Datenmenge folgen. Dies beinhaltet die Vereinfachung der Geometrie. Wo eine detaillierte Berechnung der Kabinenzustände erforderlich ist, werden CFD-Simulationen durchgeführt. Der übrige Teil wird mit der 1D-Systemsimulationssoftware in Kopplung zum 3D-Modell berechnet. Das 1D-Modell würde somit die Randbedingungen für die CFD-Modelle ermitteln. Die Abbildung 7.1 zeigt den möglichen zukünftigen Entwicklungsprozess durch die Kopplung von 1D- und 3D-Modellen.

Bei der Erstellung des 1D-Gesamtmodells ist eine Validation der Simulationsergebnisse durchzuführen. Dies kann, wie in dieser Arbeit beschrieben, durch die Validation von Teilmodellen erfolgen. Allerdings muss auch eine Validation des Gesamtmodells durch Flugversuche oder Messungen im Flugzeug am Boden eingeplant werden.

Zur Validierung der Ergebnisse der Feuchtetransportuntersuchungen sind weitere Messungen am ARCTIC-Cell Mock-up notwendig, um den positiven Einfluss der adaptiven Folien auf die Wassermenge in der Isolation zu bestätigen. Bisher konnten nur drei erste Messungen (2, 7 und 14 simulierte Flüge) durchgeführt werden, da die ARCTIC-Cell erst am Ende dieser Arbeit in Betrieb genommen werden konnte. Neben der Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse, muss auch die Anzahl der Flüge erhöht werden. Bisher zeigte sich, dass für 2 und 7 Flüge das Folienmaterial Terul 18 Vorteile bietet, da dessen Permeabilität erheblich niedriger als die der adaptiven Materialien ist. Gleichzeitig wird dadurch das Austrocknen behindert. Bei 14 aufeinanderfolgenden Flügen fällt mit Terul 18 geringfügig mehr Wasser an als mit der adaptiven Stanyl 1-Folie. Deshalb muss zukünftig untersucht werden, ob sich für Flugzyklenzahlen größer 14 dieser Trend bestätigen lässt.

Des Weiteren ist der Einfluss des Luftspaltes zwischen Isolierung und Außenhaut auch an der ARCTIC-Cell zu untersuchen. Die Ergebnisse am Modellversuchsstand bestätigen den positiven Effekt, wäh-



**Abbildung 7.1:** Möglicher zukünftiger Entwicklungsprozesses zur Simulation der Luftströmungen in der Flugzeugkabine

rend am A310-Seitenteil mit Luftspalt mehr Wasser anfällt. Wenn möglich, sind auch Türbereiche in die Messungen einzubeziehen, da sich dort ähnliche definierte Verhältnisse, wie am Modellversuchstand und in den Simulationen ergeben. Schließlich sollte zukünftig auch der Einfluss der Breite des Luftspaltes auf die Wasseransammlung in der Isolierung untersucht werden.



# Literaturverzeichnis

- [1] AIRBUS DEUTSCHLAND GMBH: *Ermittlung der Sorptionsisothermen von Polyimid-Schaum und Glaswolle*. Dokumentation, Abteilung ECTC, N. Garrels, H.D. Wenck, 1998.
- [2] AIRBUS DEUTSCHLAND GMBH: *Flugtestdaten des Airbus A340 D-AIGB der Deutschen Lufthansa*. Dokumentation, Abteilung ECTC, 1997.
- [3] AIRBUS DEUTSCHLAND GMBH: *Regression des Strömungswiderstandes am Airbus A310-Seitenteilversuchsstand*. Dokumentation, Abteilung EYVAT, J. Kwee, 2003.
- [4] AIRBUS DEUTSCHLAND GMBH: *Spezifikation ARCTIC-Cell*. Dokumentation, Abteilung ECTC, M. Sieme, 2002.
- [5] AMCOR: *Company Products*. <http://www.amcor.com>, 2003.
- [6] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik*. Springer Verlag, 6. Auflage, 1988.
- [7] BAEHR; STEPHAN: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag, 2. Auflage, 1996.
- [8] BEITZ, W.; KÜTTNER, K.-H.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 18. Auflage, Springer Verlag, 1995.
- [9] BOHL, W.: *Technische Strömungslehre*. 5. Auflage, Vogel Verlag, 1982.
- [10] BRENAN, K. E.; CAMPELL, S. L.; PETZOLD, L. R.: *Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations*. Elsevier Science Publ., 2. Auflage, 1996.
- [11] BRÜEL & KJÆR INNOVA A/S: *Instruction Manual for Multipoint Sampler And Doser Type 1303*. 1989.
- [12] BRÜEL & KJÆR INNOVA A/S: *Technische Dokumentation für Multigasmonitor Typ 1302, Vol.1: Betrieb*. 1991.
- [13] BRÜEL & KJÆR INNOVA A/S: *User Manual for Application Software Type 7620*. 1996.
- [14] CARL, U.: *Flugzeugsysteme III*. Vorlesungsskript 95/222.S8, Arbeitsbereich Flugzeugsystemtechnik, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1998.

- [15] CD-ADAPCO GROUP: *User Guide*. STAR-CD Version 3.150, <http://www.cd-adapco.com>, 2002.
- [16] CD-ADAPCO GROUP: *Methodology*. STAR-CD Version 3.150, <http://www.cd-adapco.com>, 2002.
- [17] CTT SYSTEMS AB: *CTT Company Brochure*. Stockholm, Schweden, <http://www.ctt.se>, 1999.
- [18] DEUTSCHE NORM: *Bestimmung der Wasserdampfdurchlässigkeit von Bau- und Dämmstoffen*. DIN 52615, 1987.
- [19] DEUTSCHE NORM: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt*. DIN EN ISO 5167-1, Teil 2, 2000.
- [20] DSM ENGINEERING PLASTICS COMPANY: *The Moisture Absorption of PA46 (Stanyl 1) and its Consequences*. Report, 2002.
- [21] DYNASIM AB: *Dymola - Dynamic Modeling Laboratory, User's Manual Version 5.1*. <http://www.dynasim.com>, Lund, Schweden, 2002.
- [22] FERZIGER, J.H; PERIĆ, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Second Edition, Springer Verlag, 1999.
- [23] FLUKE DEUTSCHLAND GMBH: *Fluke Hydra Data Bucket*. <http://www.fluke.de>, 2004.
- [24] GERSTEN, K.: *Einführung in die Strömungsmechanik*. Vieweg Verlag, 6. Auflage, 1991.
- [25] HALSTRUP-WALCHER GMBH: *Portable Digital Manometer EMA 84*. <http://www.halstrup-walcher.de>, 2004.
- [26] HEIDT, F. D.: *Zur Messung des Luftwechsels mit Spurengasmethode*. Bauphysik 9, Heft 6, S. 272-278, Verlag Ernst & Sohn, 1987.
- [27] HOLM, A.: *Erfassung und Behebung der Feuchtigkeitsaufnahme der thermischen Isolation von Verkehrsflugzeugen - Luftfahrtforschungsprogramm 2*. Dokumentation, Fraunhofer Institut für Bauphysik, 2003.
- [28] HOLM, A.: *Zwischenbericht 12/2002 - Luftfahrtforschungsprogramm 2*. Dokumentation, Fraunhofer Institut für Bauphysik, 2002.
- [29] HUBER, P.; SCHUSTER, K.; TOWNSEND, R.: *Controlling Nuisance Moisture in Commercial Airplanes*. Aeromagazine, Aero 5, The Boeing Company, 1999.
- [30] HUNT, E. H.; REID, D. H.; SPACE, D. R.; TILTON, F. E.: *Commercial Airliner Environmental Control System*. Engineering Aspects of Cabin Air Quality, The Boeing Company, <http://www.boeing.com/commercial/cabinair>, 2005.

- 
- [31] KALIDE, W.: *Einführung in die Technische Strömungslehre*. Carl Hanser Verlag, 6. Auflage, 1984.
- [32] KIESSL, K.: *Kapillarer und dampfförmiger Feuchtetransport in mehrschichtigen Bauteilen*. Dissertation, Fachbereich Bauwesen, Universität Essen, 1983.
- [33] KRISCHER, O.: *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik*. Springer Verlag, 3. Auflage, 1978.
- [34] KÜNZEL, H. M.: *Feuchtesichere Altbausanierung mit neuartiger Dampfbremse*. Bundesbaublatt 45, Heft 10, S. 798-801, 1996.
- [35] KÜNZEL, H. M.; KASPER, F. J.: *Von der Idee einer feuchteadaptiven Dampfbremse bis zur Markteinführung*. Bauphysik 20, Heft 6, S. 257-260, Verlag Ernst & Sohn, 1998.
- [36] LAUDA GmbH & Co. KG: *Betriebsanleitung LAUDA Compact-Thermostate*. <http://www.lauda.de>, 1998.
- [37] LAUDA GmbH & Co. KG: *Betriebsanleitung LAUDA Durchlaufkühler DLK*. <http://www.lauda.de>, 1994.
- [38] MATHCORE ENGINEERING AB: *MathModelica*. <http://www.mathcore.com>, Linköping, Schweden, 2004.
- [39] MICROSOFT: *Microsoft Office-Excel*. <http://office.microsoft.com>, 2004.
- [40] MODELICA-ASSOCIATION: *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling*. Language Specification, Version 2.0, Linköping, Schweden, <http://www.modelica.org>, 2002.
- [41] MÜHLTHALER, G.: *Anwendung objektorientierter Simulationssprachen zur Modellierung von Kraftwerkskomponenten*. Fortschrittsberichte VDI, Reihe 6, Nr. 450, VDI-Verlag, 2001.
- [42] NAGDA, N. L.; HODGSON, M.: *Low Relative Humidity and Aircraft Cabin Air Quality*. Indoor Air, 11, S. 200-214, 2001.
- [43] OTTER, M. et al.: *Objektorientierte Modellierung physikalischer Systeme*. Aufsatzserie in 17 Teilen, at-Automatisierungstechnik, 47-48, A1-A68, Oldenbourg Industrieverlag, 1999-2000.
- [44] PATANKAR, S. V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publ. Corp, USA, 1980.
- [45] PFAFFEROTT, T.: *Dynamische Simulation von CO<sub>2</sub>-Kälteprozessen für mobile Anwendungen*. Dissertation, Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2004.

- [46] RECKNAGEL; SPRENGER; SCHRAMEK: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. Oldenbourg Industrieverlag, 71. Auflage, 2003.
- [47] REN, Z; STEWART, J.; : *Simulating Air Flow and Temperature Distribution inside Buildings using a modified Version of COMIS with Sub-Zonal Divisions*. Energy and Buildings 35, S. 257-271, 2003.
- [48] RICHERT, F.; RÜCKERT, J; SCHLOSSER, A.: *Vergleich von Modelica und Matlab anhand der Modellbildung eines Dieselmotors*. at-Automatisierungstechnik, 51, Nr. 6, Oldenbourg Industrieverlag, 2003.
- [49] SCHMIDT, G.: *Simulationstechnik*. Oldenbourg Verlag, 1980.
- [50] SCHMITZ, G.: *Heizung, Lüftung, Wärmeschutz*. Vorlesungsskript, Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2003.
- [51] SCHMITZ, G.: *Numerische Modellierung des Feuchttransportes im Flugzeug*. Zwischenbericht Luftfahrtforschungsprogramm 2, Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2000.
- [52] SEIFFERT, K.: *Wasserdampfdiffusion im Bauwesen*. Bauverlag Wiesbaden und Berlin, 3. Auflage, 1982.
- [53] THE BOEING COMPANY: *Boeing 787 Dreamliner*.  
<http://www.boeing.com/commercial/7e7/flash.html>, 2004
- [54] THE MATHWORKS: *Matlab & Simulink*. <http://www.mathworks.com>, 2004
- [55] THERMA THERMOFÜHLER GMBH: *Online-Katalog*. <http://www.thermagmbh.de/grenzabw.htm>, 2003.
- [56] THOMAS, C.: *Ein objektorientiertes Konzept zur Modellierung und Simulation komplexer Systeme*. Fortschrittsberichte VDI, Reihe 20, Nr. 208, VDI-Verlag, 1996.
- [57] TILLER, M. M.: *Introduction to Physical Modelling with Modelica*. Kluwer Academic Publ., 2001.
- [58] TUMMESCHEIT, H.: *Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica*. Dissertation, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Schweden, 2002.
- [59] UNIVERSITÄT HANNOVER: *FORTTRAN 77 - Sprachumfang*. 8. Auflage, Regionales Rechenzentrum für Niedersachsen, Universität Hannover, 1987.
- [60] VAISALA GMBH: *Technical Data, Humichip 17204HM and 17205HM*.  
<http://www.vaisala.com>, 2001.

- 
- [61] VDI-VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI-Wärmeatlas*. 6. Auflage, VDI-Verlag, 2001.
- [62] VDI-VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI 6032, Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung*. VDI-Richtlinien, Beuth Verlag, 2004.
- [63] WALCHER, W.: *Praktikum der Physik*. Teubner Verlag, 8. Auflage, 2004.
- [64] WHITE et al.: *Aircraft Fuselage Lining System*. United States Patent, Patent Number 5.398.889, 1995.
- [65] WITSCHKE, M.: *Numerische Untersuchung neuer Isolationskonzepte für Flugzeugkabinen unter besonderer Berücksichtigung der Wasserdampfkondensation*. Abschlussbericht Luftfahrtforschungsprogramm 1, Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1999.
- [66] WITSCHKE, M.; SCHMITZ, G.: *Untersuchungen zum Wasserdampftransport in Isolierungen von Flugzeugkabinen*. Tagungsbandbeitrag, DKV-Tagung Bremen, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 2000.
- [67] WITSCHKE, M.; SCHMITZ, G.; SCHERER, T.: *Effects of Increased Humidity in Airplane Cabins on Airplane Insulation*. Proceedings of the 37th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA-American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reno, USA, 1999.



# Anhang A

## Systemsimulationen der Kabinenströmung

Parameter	Initialwert	Variation in %				
		-50	-25	$\pm 0$	+25	+50
$\zeta_{ks}$ [-]	15	7.500	11.250	15.000	18.750	22.500
$A_{kc}$ [m <sup>2</sup> ]	0.01	0.0050	0.0075	0.01	0.0125	0,015
$A_{ks}$ [m <sup>2</sup> ]	0.0003	0.00015	0.000225	0.0003	0.000375	0.00045
$A_{db}$ [m <sup>2</sup> ]	0.05	0.0250	0.0375	0.05	0.0625	0.0750

Parameter	Initialwert	-20	-10	$\pm 0$	+10	+20
$\mu_{kc}$ [-]	0.61	0.489	0.550	0.61	0.672	0.733

**Tabelle A.1:** Parameter der Sensitivitätsanalyse

	Massenstrom [g/s] bei Variation von $\zeta_{ks}$					max. Abweichung [%]	
	-50 %	-25 %	$\pm 0$ %	+25 %	+50 %	- Variation	+ Variation
$\dot{m}_{kc}$		6.162	6.230	6.324	6.376	-1,09	2.34
$\dot{m}_{kd}$		61.210	61.310	61.670	61.860	-0.16	0.90 %
$\dot{m}_{ks}$		0.171	0.147	0.135	0.122	16.55	-16.69 %
$\dot{m}_{cd}$		6.278	6.262	6.276	6.281	0.26	0.30 %
$\dot{m}_{db}$		33.790	33.730	34.200	34.190	0.18	1.36 %
$\dot{m}_s$		6.447	6.409	6.410	6.403	0.59	-0.09 %

**Tabelle A.2:** Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungswiderstandes  $\zeta_{ks}$  zwischen Kabine und Spalt

	Massenstrom [g/s] bei Variation von $A_{kc}$					max. Abweichung [%]	
	-50 %	-25 %	$\pm 0$ %	+25 %	+50 %	- Variation	+ Variation
$\dot{m}_{kc}$	4.701	5.768	6.230		6.859	-24.54	10.10
$\dot{m}_{kd}$	62.880	62.420	61.310		60.920	2.56	-0.64
$\dot{m}_{ks}$	0.151	0.149	0.147		0.146	2.52	-0.68
$\dot{m}_{cd}$	4.701	5.724	6.262		6.801	-24.93	8.61
$\dot{m}_{db}$	33.790	34.180	33.730		34.250	0.18	1.54
$\dot{m}_s$	4.851	5.873	6.409		6.947	-24.31	8.39

**Tabelle A.3:** Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes  $A_{kc}$  zwischen Kabine und Crown

	Massenstrom [g/s] bei Variation von $A_{ks}$					max. Abweichung [%]	
	-50 %	-25 %	$\pm 0$ %	+25 %	+50 %	- Variation	+ Variation
$\dot{m}_{kc}$	6.405	6.404	6.230	6.264	6.366	2.81	2.18
$\dot{m}_{kd}$	61.990	61.890	61.310	61.390	61.770	1.11	0.75
$\dot{m}_{ks}$	0.109	0.111	0.147	0.184	0.222	-26.02	51.09
$\dot{m}_{cd}$	6.289	0.627	6.262	6.259	6.272	0.43	0.16
$\dot{m}_{db}$	33.930	34.370	33.730	33.770	34.190	0.59	1.36
$\dot{m}_s$	6.398	6.385	6.409	6.443	6.494	-0.17	1.33

**Tabelle A.4:** Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes  $A_{ks}$  zwischen Kabine und Spalt

	Massenstrom [g/s] bei Variation von $A_{db}$					max. Abweichung [%]	
	-50 %	-25 %	$\pm 0$ %	+25 %	+50 %	- Variation	+ Variation
$\dot{m}_{kc}$	6.310		6.230	6.197	6.289	1.28	0.95
$\dot{m}_{kd}$	61.560		61.310	61.260	61.620	0.41	0.51
$\dot{m}_{ks}$	0.147		0.147	0.147	0.148	0.34	0.48
$\dot{m}_{cd}$	6.264		6.262	6.269	6.284	0.03	0.35
$\dot{m}_{db}$	34.020		33.730	33.990	33.940	0.86	0.62
$\dot{m}_s$	6.412		6.409	6.415	6.431	0.05	0.34

**Tabelle A.5:** Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes  $A_{db}$  zwischen Dreiecksbereich und Bilge

	Massenstrom [g/s] bei Variation von $\mu_{kc}$					max. Abweichung [%]	
	-50 %	-25 %	$\pm 0$ %	+25 %	+50 %	- Variation	+ Variation
$\dot{m}_{kc}$	5.900	6.179	6.230	6.323	6.664	-5.30	6.97
$\dot{m}_{kd}$	61.900	61.890	61.310	61.120	61.570	0.96	0.42
$\dot{m}_{ks}$	0.148	0.148	0.147	0.146	0.147	0.95	0.41
$\dot{m}_{cd}$	5.812	6.065	6.262	6.428	6.567	-7.19	4.87
$\dot{m}_{db}$	33.960	34.140	33.730	34.020	34.140	0.68	1.22
$\dot{m}_s$	5.960	6.213	6.409	6.575	6.714	-7.01	4.76

**Tabelle A.6:** Sensitivitätsanalyse: Massenströme für die Variation der Ausflusszahl  $\mu_{kc}$  zwischen Kabine und Crown

Messstrecke	Blendendurchmesser $d$ [mm]	Korrekturfaktor $c$ [-]	Messbereich $\dot{V}$ [l/s]
Messstrecke 1	78.0	0.74	60 - 150
Messstrecke 2	48.0	0.63	10 - 27
Messstrecke 3	24.6	0.72	5 - 12
Messstrecke 4	19.0	0.8183	2 - 4
Messstrecke 5	-	0.0342	0.3 - 3.3

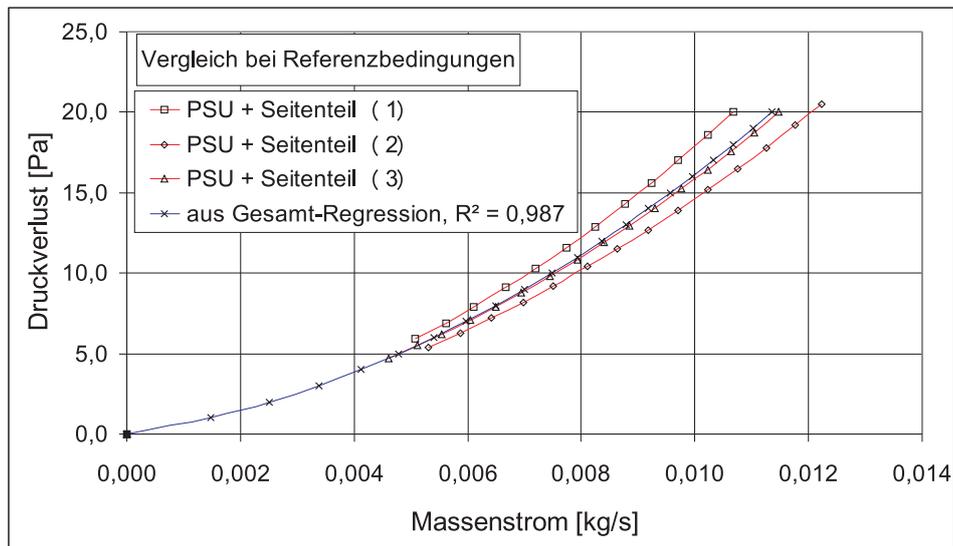
**Tabelle A.7:** Parameterermittlung: Verwendete Messstrecken mit Blendendurchmesser, Beiwert und Messbereich

$\Delta p$ [mm H <sub>2</sub> O]	$\Delta p$ [Pa]	$\dot{V}$ [l/s]
1	9.807	0.349
5	49.033	1.746
10	98.066	3.313

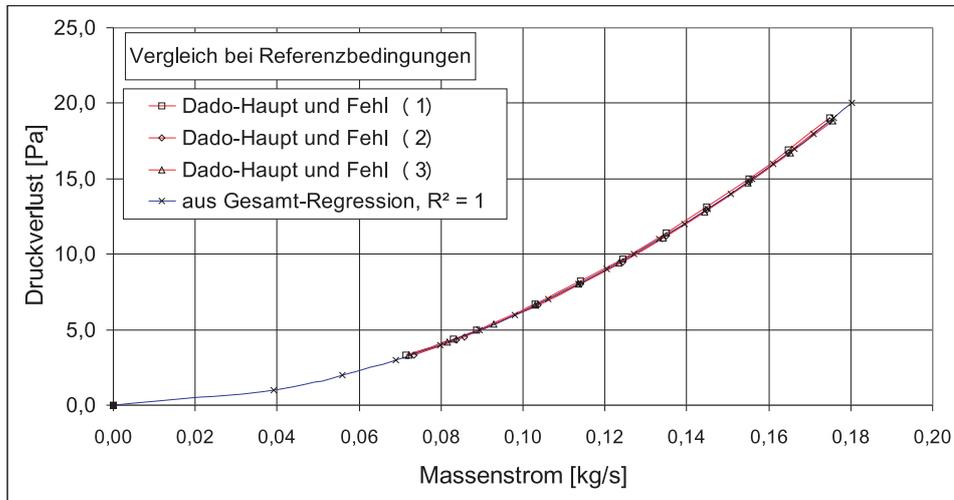
**Tabelle A.8:** Parameterermittlung: Stützstellen für den Zusammenhang zwischen Druckverlust über der Messstrecke und Volumenstrom für die Messstrecke 5

	Blendendurchmesser $d$ [mm]	Korrekturfaktor $c$ [-]	Messbereich $\dot{V}$ [l/s]
Messstrecke	75.0	0.783	15 - 35

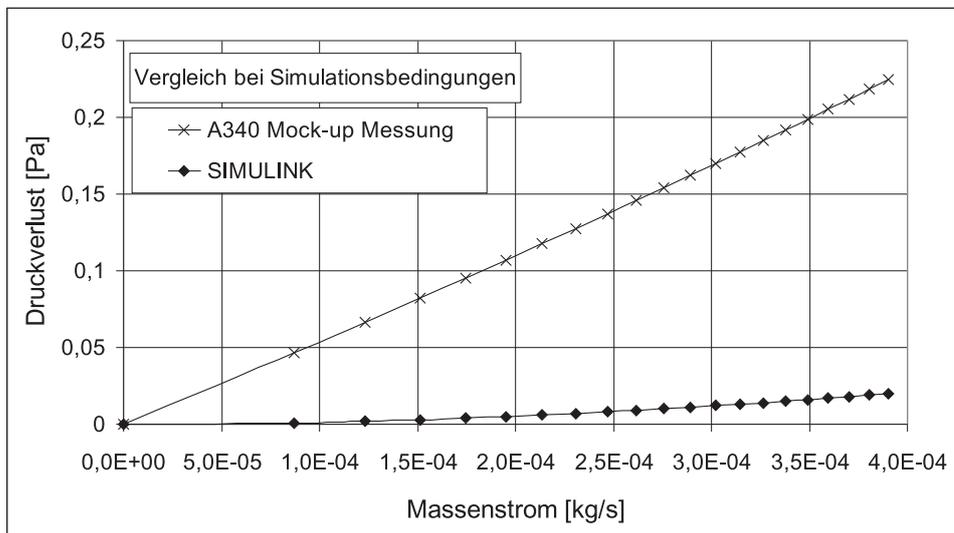
**Tabelle A.9:** Validation: Koeffizienten der Messstrecke für die Tracergasversuche mit Blendendurchmesser, Beiwert und Messbereich



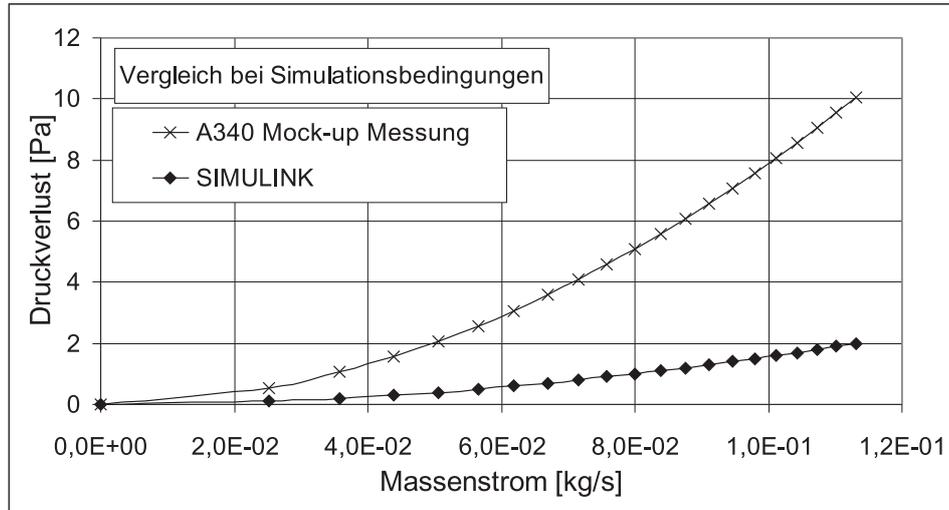
**Abbildung A.1:** Parameterermittlung: Regression der Messreihen 1 bis 3 und Gesamt-Regression für den Bereich Seitenteil und PSU



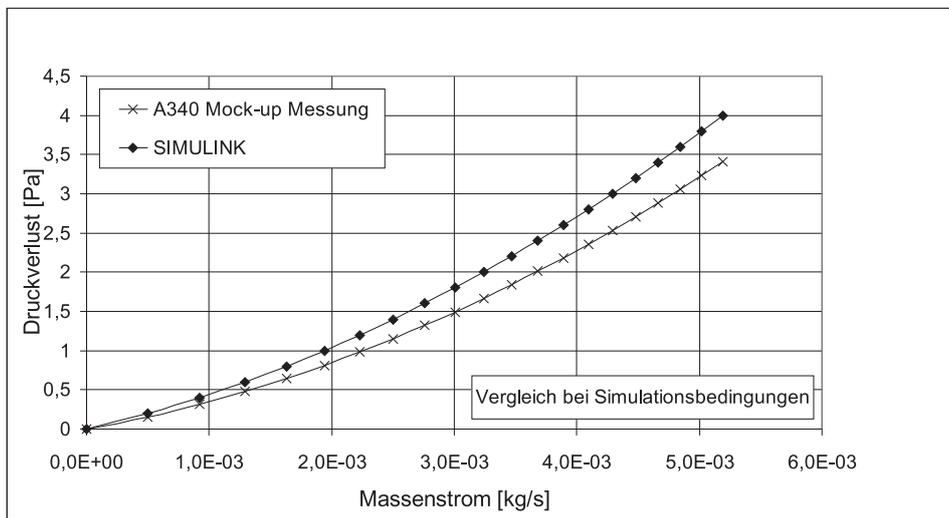
**Abbildung A.2:** Parameterermittlung: Regression der Messreihen 1 bis 3 und Gesamt-Regression für den Bereich Dado-Panel, Erfassung der Hauptströmung sowie Fehlströmungen durch Spalte



**Abbildung A.3:** Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich Seitenteil und PSU)



**Abbildung A.4:** Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich Dado-Panel)



**Abbildung A.5:** Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich Seitenwand)

Randbedingung	Größe	Einheit
Massenquelle-Kabine $\dot{m}_k$	0.074	kg/s
Massenquelle-Crown (sorptiver Trockner) $\dot{m}_c$	0	g/s
Zulufttemperatur-Kabine $\vartheta_k$	20/23/26	°C
Feuchtigkeit der Kabinenzuluft $\varphi_k$	15/20/25/30 %	-
Luftdruck in der Massensenke $p_b$	767.12	hPa
Außenhauttemperatur $\vartheta_a$	-30	°C

**Tabelle A.10:** Randbedingungen für die Simulation des DYMOLA/MODELICA-Modells ohne sorptive Trocknung

Randbedingung	Größe	Einheit
Massenquelle-Kabine $\dot{m}_k$	0.074	kg/s
Massenquelle-Crown (sorptiver Trockner) $\dot{m}_c = \dot{m}_{ST}$	1/3	g/s
Temperatur sorptiv getrockneter Luftmassenstrom $\vartheta_{ST}$	20	°C
Wassergehalt sorptiv getrockneter Luftmassenstrom $x_{ST}$	1/2.6	g/kg
Zulufttemperatur-Kabine $\vartheta_k$	23	°C
Feuchtigkeit der Kabinenzuluft $\varphi_k$	30 %	-
Luftdruck in der Massensenke $p_b$	767.12	hPa
Außenhauttemperatur $\vartheta_a$	-30	°C

**Tabelle A.11:** Randbedingungen für die Simulation des DYMOLA/MODELICA-Modells mit sorptiver Trocknung

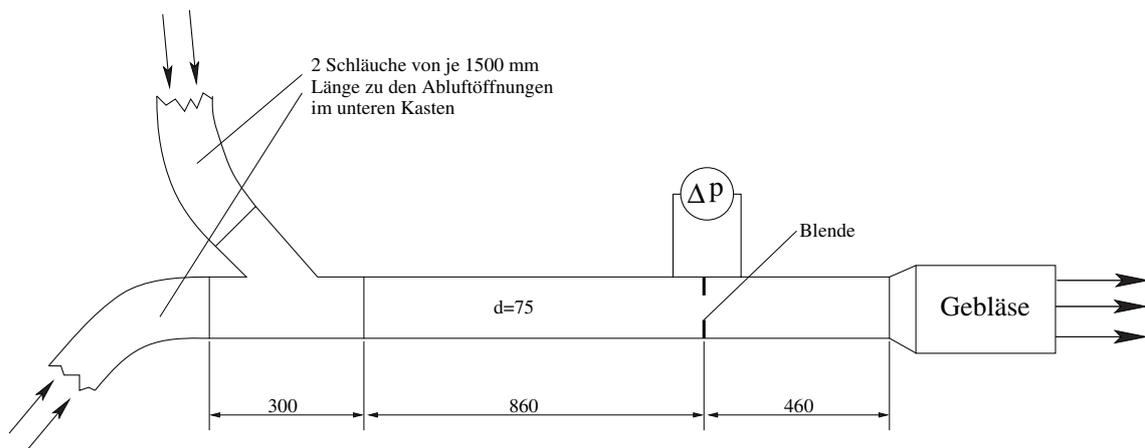


Abbildung A.6: Blendenmessstrecke für die Tracergas-Validationsversuche

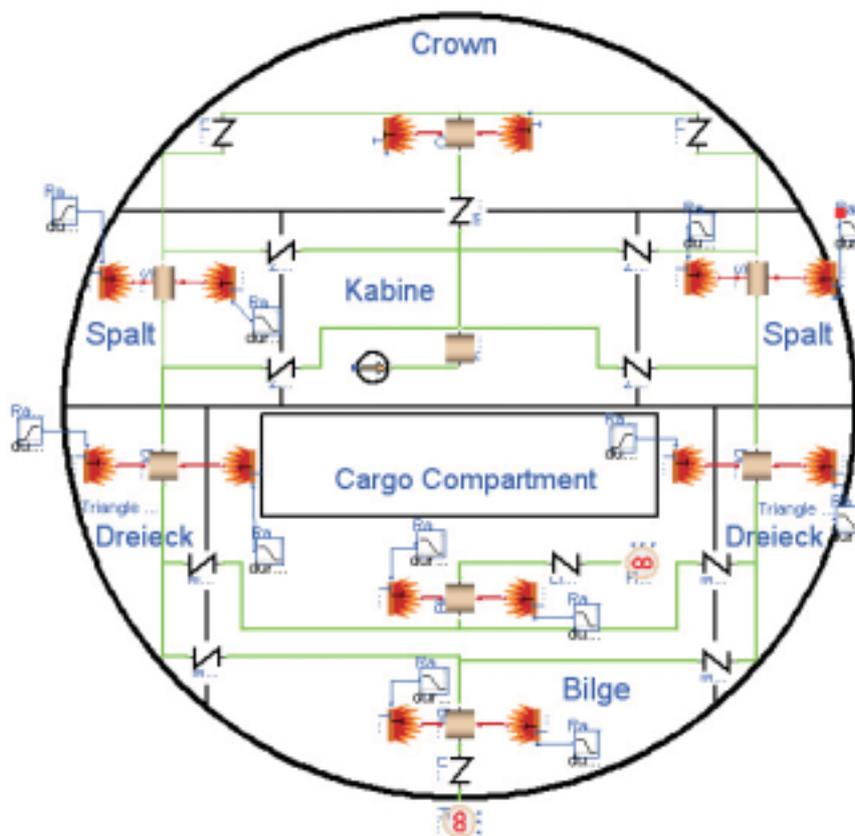


Abbildung A.7: DYMOLA/MODELICA-Modell für die Verifikation

<b>Crown</b>		Größe	Einheit
$V_c$	Crownvolumen	1.23	m <sup>3</sup>
$A_{cu}$	Fläche Crown-Umgebung	3.9	m <sup>2</sup>
$k_{cu}$	Wärmedurchgangskoeffizient Crown-Umgebung	2	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$A_{kc}$	Fläche Kabine-Crown	3.35	m <sup>2</sup>
$k_{kc}$	Wärmedurchgangskoeffizient Kabine-Crown	2.35	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$T_c$	Temperatur der Crown 17°C geregelt	290.15	K
$T_k$	Temperatur der Kabine 22°C geregelt	295.15	K
<b>Kabine</b>			
$\dot{m}_k$	Kabinenzuluft bei $\dot{V}_k = 72$ l/s, 0.8 bar, 22°C	0.06797	kg/s
$T_k$	Temperatur der Kabine 22°C geregelt	295.15	K
$p_k$	Kabinendruck, 0.8 bar	80000	Pa
$V_k$	Kabinenvolumen	10	m <sup>3</sup>
<b>Spalt</b>			
$V_s$	Spaltvolumen gesamt, alle 4 Spalte	0.0058915	m <sup>3</sup>
$A_{su}$	Fläche Wärmeabgabe Spalt-Umgebung	0.3215	m <sup>2</sup>
$k_{su}$	Wärmedurchgangskoeffizient Spalt-Umgebung	6	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$A_{ks}$	Fläche Wärmeabgabe Kabine-Spalt	0.3215	m <sup>2</sup>
$k_{ks}$	Wärmedurchgangskoeffizient Kabine-Spalt	1	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$l_s$	Spaltlänge	1.4	m
$\dot{V}_s$	Volumenstrom-Regressionswiderstand	$-2.45 + \sqrt{6.0025 + 14.3\Delta p}$	l/s
$T_k$	Temperatur der Kabine 22°C geregelt	295.15	K
$T_u$	Außenwandtemperatur Flugfall	241.15	K

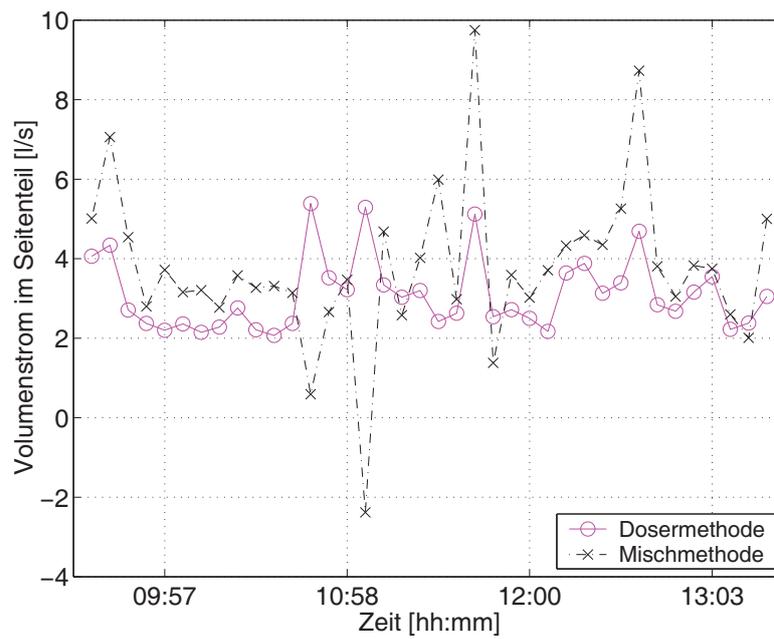
**Tabelle A.12:** Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Crown, Kabine und Spalt

<b>Dreieck</b>		Größe	Einheit
$V_d$	Dreiecksvolumen	0.2	m <sup>3</sup>
$A_{du}$	Fläche Wärmeabgabe Dreieck-Umgebung	2.7	m <sup>2</sup>
$k_{du}$	Wärmedurchgangskoeffizient Dreieck-Umgebung	3	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$A_{dcc}$	Fläche Wärmeabgabe Dreieck-Cargo	2.65	m <sup>2</sup>
$k_{dcc}$	Wärmedurchgangskoeffizient Dreieck-Cargo	2.2	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$A_{df}$	Fläche Wärmeabgabe Dreieck-Fußboden	0.6	m <sup>2</sup>
$k_{df}$	Wärmedurchgangskoeffizient Dreieck-Fußboden	3	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$T_u$	Außenwandtemperatur Flugfall	241.15	K
$T_{cc}$	Wandtemperatur Cargo	285.15	K
$T_f$	Wandtemperatur zum Fußboden	289.15	K
<b>Bilge</b>			
$V_b$	Bilgevolumen	1	m <sup>3</sup>
$A_{bu}$	Fläche Wärmeabgabe Bilge-Umgebung	3.9	m <sup>2</sup>
$k_{bu}$	Wärmedurchgangskoeffizient Bilge-Umgebung	10	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$A_{bcc}$	Fläche Wärmeabgabe Bilge-Cargo	3.3	m <sup>2</sup>
$k_{bcc}$	Wärmedurchgangskoeffizient Bilge-Cargo	3	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$T_u$	Außenwandtemperatur Flugfall	241.15	K
$T_{cc}$	Wandtemperatur zum Cargo	282.15	K

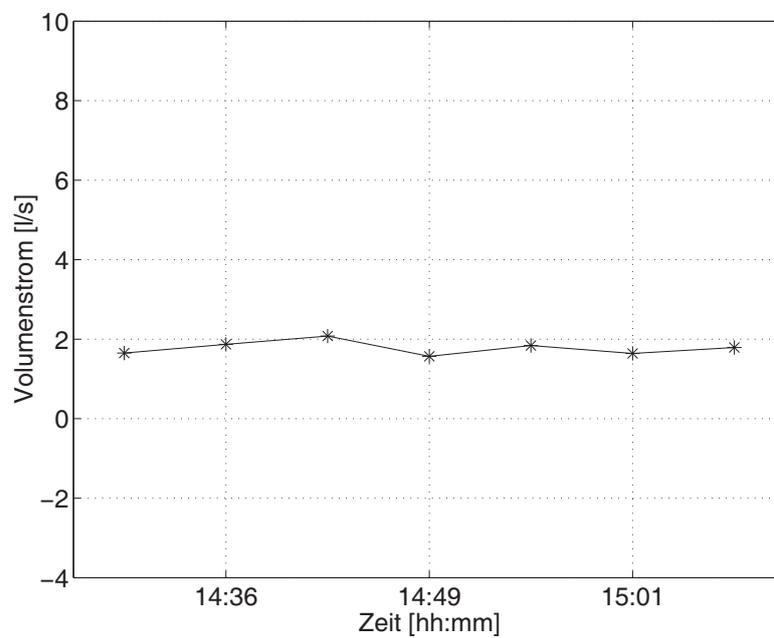
**Tabelle A.13:** Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Dreieck und Bilge

<b>Crownschlitze</b>		Größe	Einheit
$A_{kc}$	durchströmte Fläche	0.01	m <sup>2</sup>
$\mu_{kc}$	Ausflusszahl Kabine-Crown	0.611	-
<b>Seitenlining</b>			
$B_{ks}$	durchströmte Breite	0.000107	m
$L_{ks}$	durchströmte Länge	1.4	m
$A_{ks}$	durchströmte Fläche	0.00015	m <sup>2</sup>
$\zeta_{ks}$	Widerstandszahl 2-Linings	15	-
<b>Dado-Panel</b>			
$B_{dado}$	durchströmte Breite	0.0344	m
$L_{dado}$	durchströmte Länge	0.5	m
$A_{dado}$	durchströmte Fläche	0.0172	m <sup>2</sup>
$\zeta_{dado}$	Widerstandszahl Dadopanel	1.13	-
<b>Schubbleche</b>			
$A_{db}$	durchströmte Fläche	0.025	m <sup>2</sup>
$\mu_{db}$	Ausflusszahl Dreieck-Bilge	0.611	-

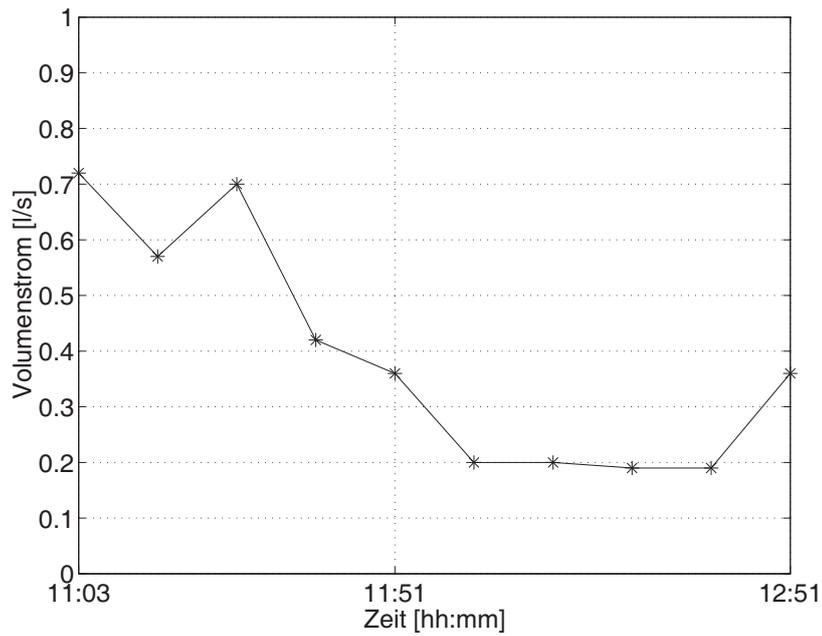
**Tabelle A.14:** Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Seitenlining, Crownschlitze, Dado-Panel und Schubbleche



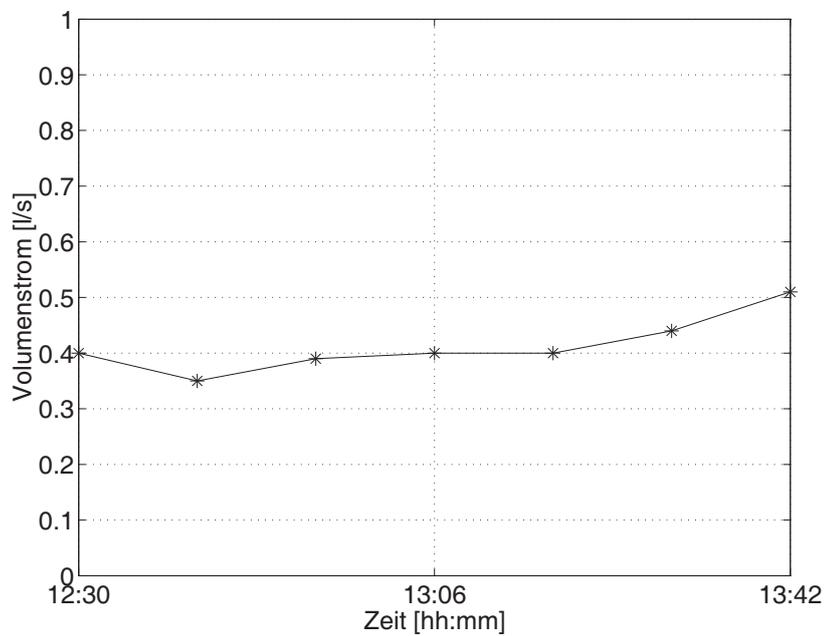
**Abbildung A.8:** Validation: Verlauf des Volumenstroms im Seitenteil über der Zeit beim Versuch mit Gebläse, ohne Kühlung, mit verschiedenen Methoden berechnet



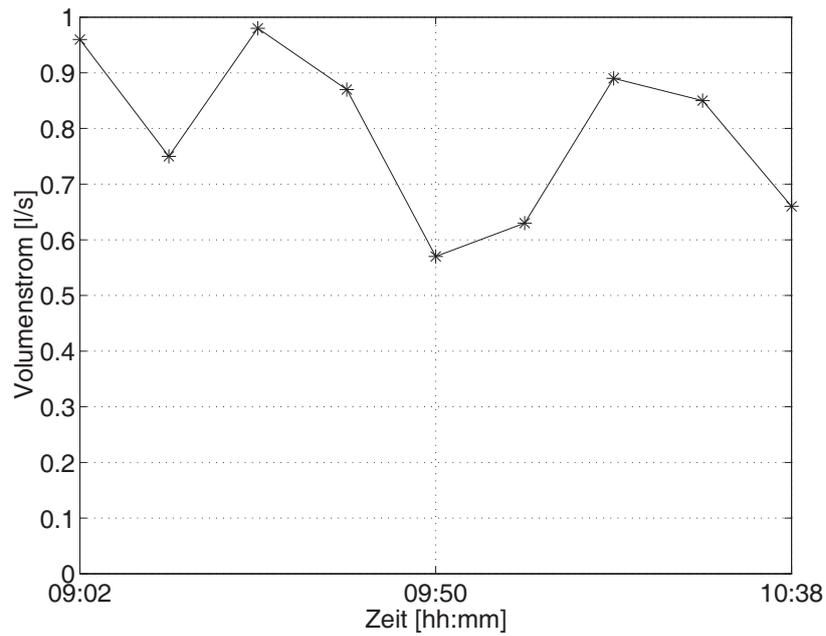
**Abbildung A.9:** Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Versuch ohne Gebläse und mit Kühlung



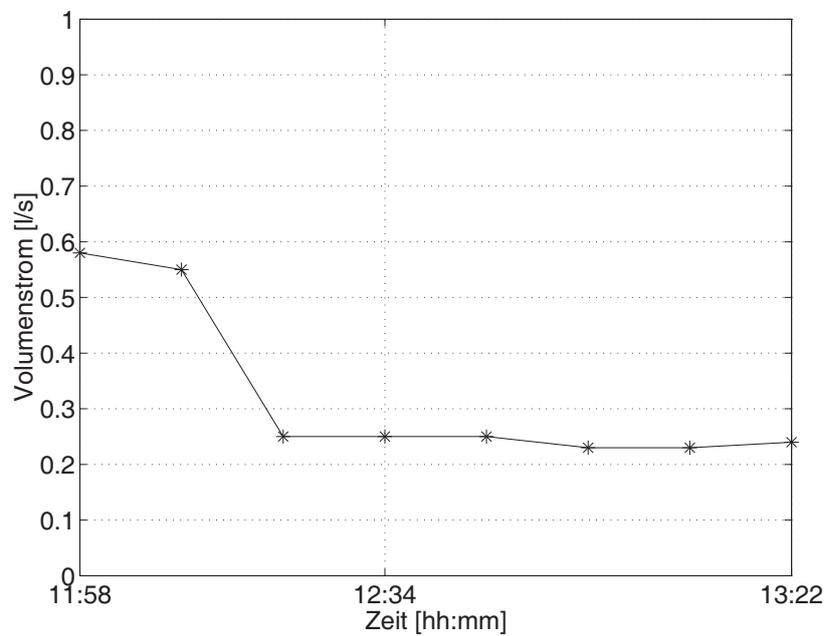
**Abbildung A.10:** Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 1-Versuch ohne Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 2



**Abbildung A.11:** Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 1-Versuch mit Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 2



**Abbildung A.12:** Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 2-Versuch ohne Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 3

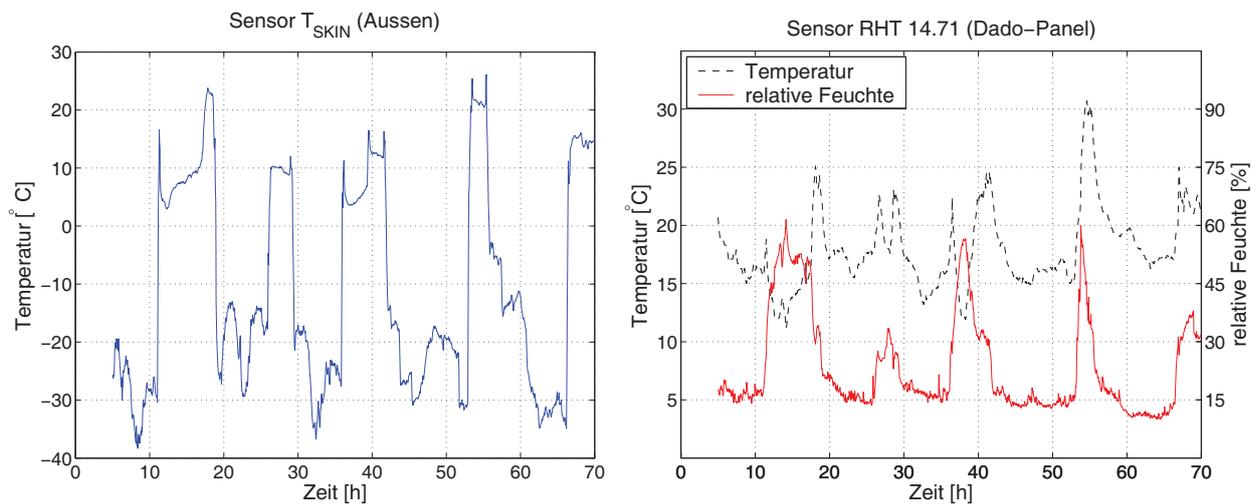


**Abbildung A.13:** Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 2-Versuch mit Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 3



# Anhang B

## Simulationen zum Feuchtetransport in Isolierungen



**Abbildung B.1:** Ergebnisse der Flugtests mit einem A340 [2]; Temperatur der äußeren Struktur (Sensor  $T_{SKIN}$ ) sowie Temperatur und relative Feuchte am Dado-Panel (Sensor RHT 14.71)

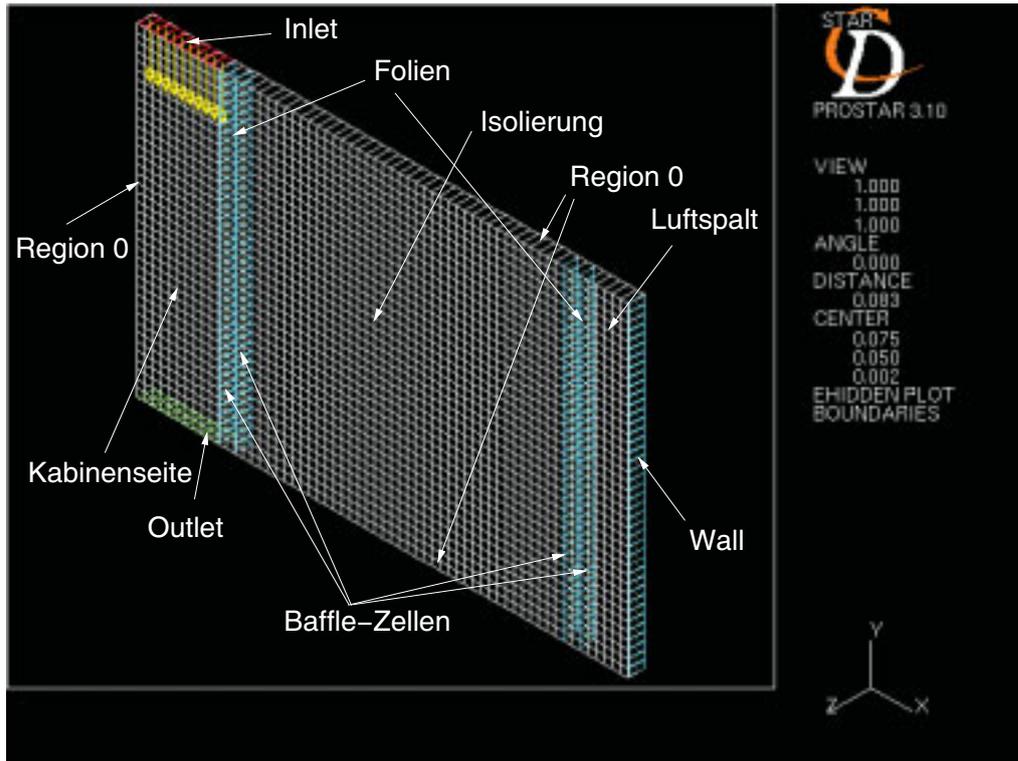


Abbildung B.2: Bereiche und Randbedingungen am Beispiel von Gitter 1 mit Luftspalt

Region	Typ	Skalar-Randbedingungen
0	Wall	Adiabatic
1	Inlet	Concentration
2	Outlet	-
3	Wall	Adiabatic
4	Symplane	-
5	Baffle	Diffusion
6	Baffle	Diffusion
7	Baffle	Diffusion
8	Baffle	Diffusion

Tabelle B.1: Randbedingungen für den Skalar Wasserdampf im Gitter 1

Parameter	Luft	Isolation	Wasserdampf (VPR)
Molare Masse $M$ in kg/kmol	28.96	28.96	18.015
Dichte $\rho$ in kg/m <sup>3</sup>	-	-	0.01731
Dynamische Viskosität $\eta$ in kg/m s	$1.824 \cdot 10^{-5}$	$1.824 \cdot 10^{-5}$	$9.727 \cdot 10^{-6}$
Isobare Wärmekapazität $c_p$ in kJ/kg K	1007	1007	1882
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in W/m K	0.02569	0.04	0.01823

**Tabelle B.2:** Stoffeigenschaften der Luft, der Isolation und des Skalars Wasserdampf bei 20 °C [51], [61]

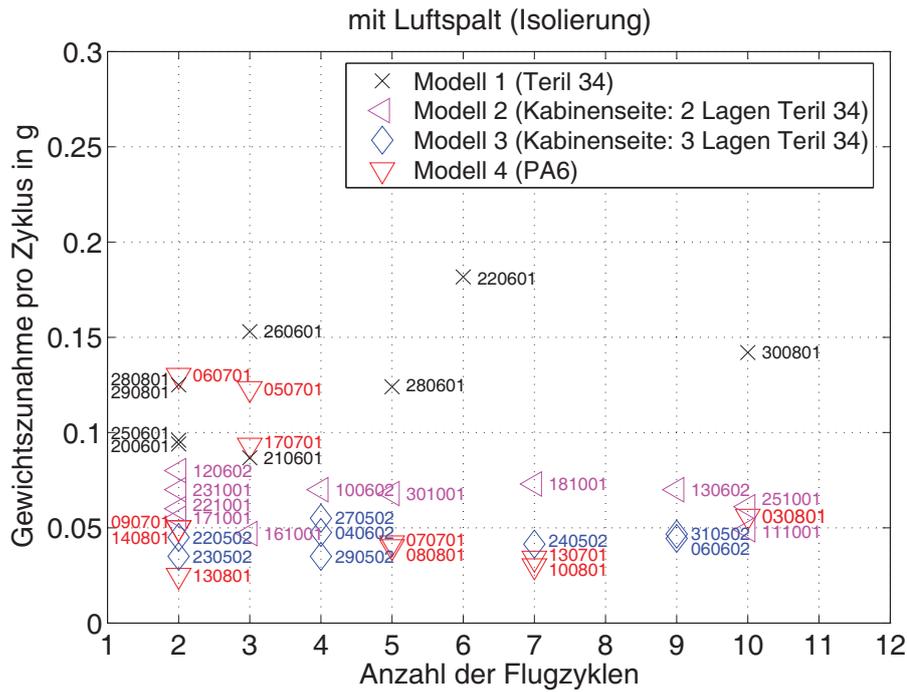


Abbildung B.3: Messreihen A: Gewichtszunahme der Isolierung mit Luftspalt

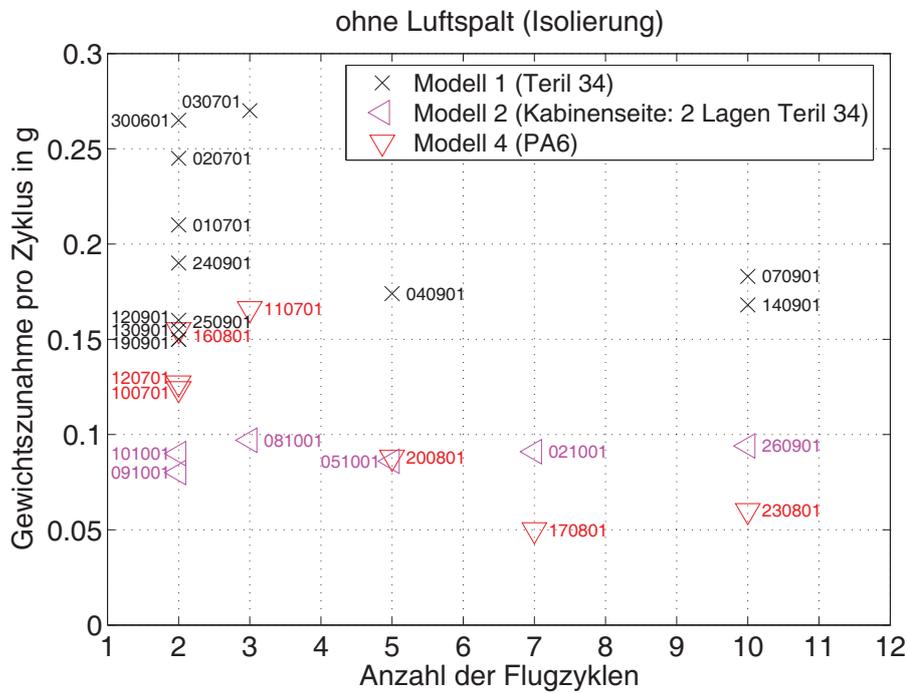


Abbildung B.4: Messreihen A: Gewichtszunahme der Isolierung ohne Luftspalt

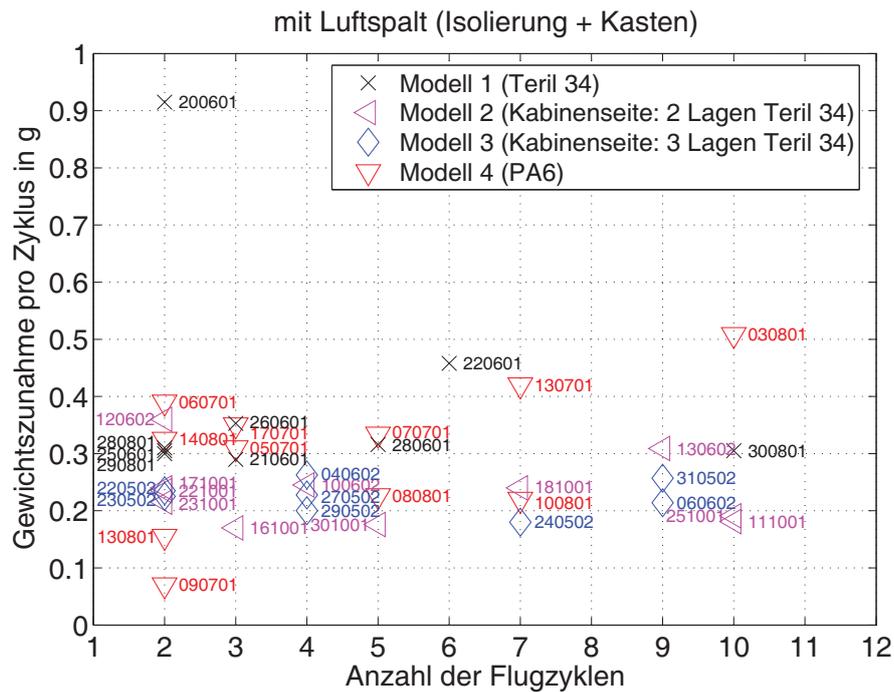


Abbildung B.5: Messreihen A: Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten mit Luftspalt

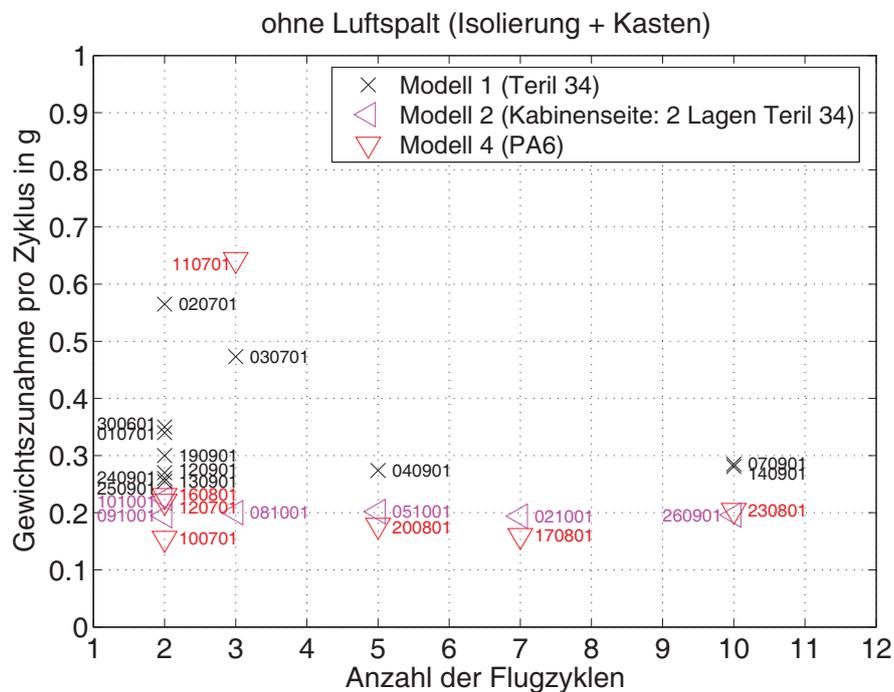
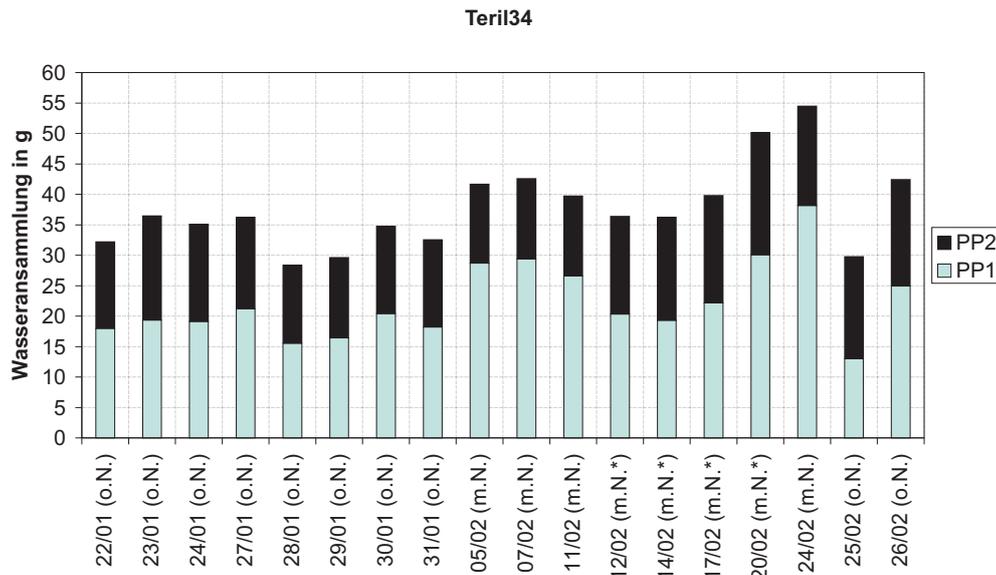
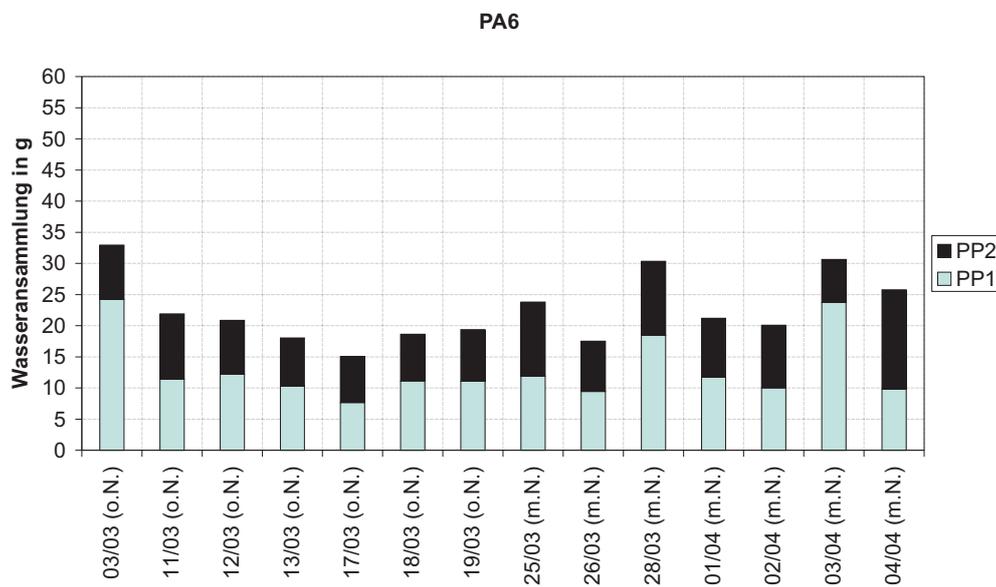


Abbildung B.6: Messreihen A: Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten ohne Luftspalt

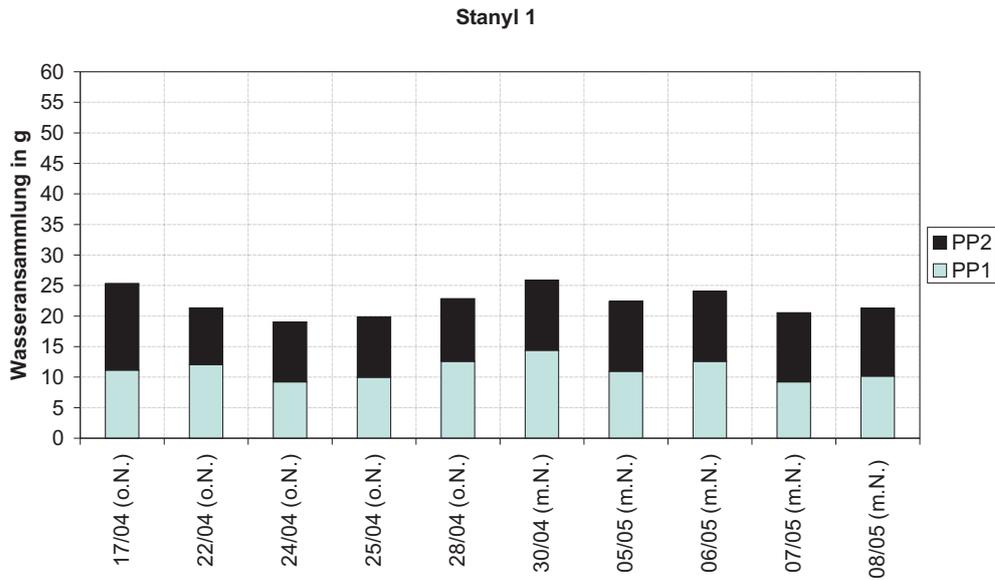




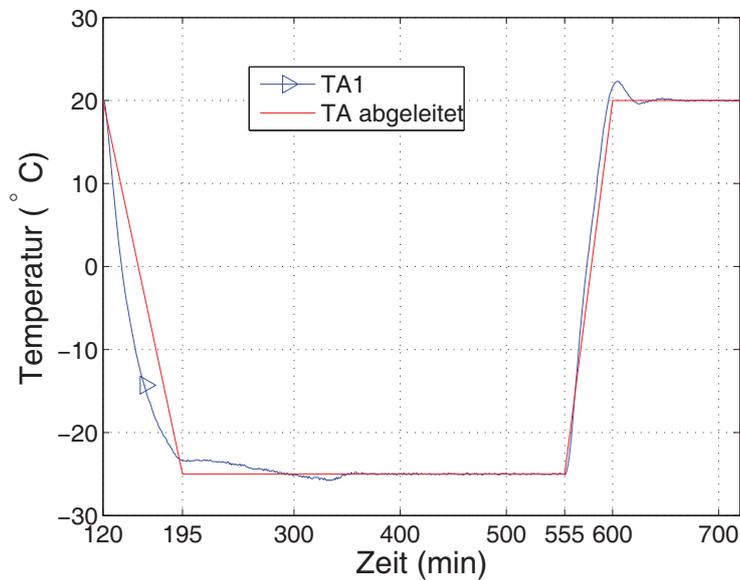
**Abbildung B.9:** Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der Teril34-Folie jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt)



**Abbildung B.10:** Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der PA6-Folie jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt)



**Abbildung B.11:** Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der Stanyl 1 Folie jeweils mit (m.N.) und (o.N.) ohne Nylon (Luftspalt)



**Abbildung B.12:** Vergleich der abgeleiteten ARCTIC-Cell Außenhauttemperatur (TA abgeleitet) mit den Temperaturverlauf am Sensor TA1 auf der Struktur

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Kondensatbildung als Eis an der Flugzeugstruktur (a), Wasserflecken am Rand eines Handgepäckfaches (b) [29] . . . . .	4
2.2	Feuchte Isolierpakete in einer Boeing 737-300 [29] . . . . .	4
2.3	Darstellung der Oberflächentemperaturen eines Flugzeuges ohne (a) und mit (b) zusätzlicher Frachttür direkt nach der Landung. Quelle: Lufthansa Technik AG, Customer Engineering Department FRA WE14 . . . . .	5
2.4	Geschätzte Kondensation in der Crown Area bei der Boeing 757 Flotte [29] . . . . .	7
2.5	Visualisierung der Strömungsgeschwindigkeiten (links) und Temperaturen (rechts) in einer Flugzeugkabine mittels CFD. Quelle: ICON CFD, <a href="http://www.icon-cg.co.uk">http://www.icon-cg.co.uk</a> . . . . .	10
2.6	Physikalisches Ersatzmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt [51] . . . . .	12
2.7	SIMULINK-Gesamtmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt [51] . . . . .	13
3.1	Innenansicht der Flugzeugkabine nach der Strukturmontage, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, <a href="http://www.airbus.com">http://www.airbus.com</a> . . . . .	16
3.2	Primär- und Spantisolierung, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVA . . . . .	17
3.3	Seitenlining mit Sekundärisolierung an einem Versuchsstand . . . . .	18
3.4	Vollständig ausgerüstete First Class Passagierkabine der Deutschen Lufthansa, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, <a href="http://www.airbus.com">http://www.airbus.com</a> . . . . .	18
3.5	Querschnitt durch einen typischen Aufbau der Isolierung im Spantbereich [51] . . . . .	19
3.6	Schematische Darstellung des Belüftungssystems eines Flugzeuges . . . . .	21
3.7	Schematische Darstellung der Mischkammer (Mix Manifold) mit Rezirkulationsfiltern und -lüftern (Recirculation Air Filters / Fan) [30] . . . . .	22
3.8	Übersicht der Luftverteilung im Flugzeugrumpf . . . . .	23

3.9	Verlauf der Druckhöhe in der Kabine (Kabinenhöhe) in Abhängigkeit von der Flughöhe bei einer Boeing 767 [30] . . . . .	25
3.10	Funktionsschema einer Expansionskühlanlage mit Hochdruckwasserabscheider . . .	26
3.11	$h, s$ -Diagramm einer Expansionskühlanlage mit Hochdruckwasserabscheider . . . .	26
3.12	Klimapack [14] . . . . .	27
3.13	Übersicht über die Strömungen im Querschnitt des Flugzeugrumpfes . . . . .	28
3.14	Querschnitt durch ein Dado-Panel, Quelle: Airbus Deutschland GmbH, Abteilung EYVA . . . . .	28
3.15	Blick in die Crown auf Höhe des Deckenlinings . . . . .	29
3.16	Blick von der hinteren Frachttür (a) und aus dem Cargo-Compartment (b) auf den Dreiecksbereich bei einem A340 . . . . .	30
4.1	Wasserdampfdiffusion mit Tauwasserausfall in einer Wand . . . . .	43
4.2	Rechteckiges 2D - KV mit Rechen- und Randpunkten [22] . . . . .	49
4.3	Mögliche Linearisierungen des Quellterms $S = 4 - 5\phi^3$ [44] . . . . .	53
5.1	Programm Architektur von DYMOLA [21] . . . . .	64
5.2	Übersicht über die ersten beiden Hierarchieebenen der THERMOFLUID-Bibliothek [58] . . . . .	65
5.3	Physikalisches Ersatzmodell der Impuls- und Wärmeströme im Rumpfquerschnitt für das DYMOLA/MODELICA-Modell . . . . .	67
5.4	DYMOLA/MODELICA-Gesamtmodell der Luftmassen- und Wärmeströme im Querschnitt eines A340 . . . . .	69
5.5	Darstellung des modellierten Kondensationsvorgangs im $h_{1+x}, x$ -Diagramm . . . . .	70
5.6	DYMOLA/MODELICA-Symbole für das adiabate Kontrollvolumen (KVadiabat), das Volumen mit Wärmeübertragung (KV) und das Rohrmodell; Detaillierte Darstellung des Modells KV mit Wärmeübertragung . . . . .	72
5.7	MODELICA-Code zur Modellierung der Klasse TwoPortLumpedCond . . . . .	74
5.8	MODELICA-Code zur Modellierung des $\mu$ -Widerstands . . . . .	77
5.9	MODELICA-Code zur Modellierung des Regressions-Widerstands . . . . .	77
5.10	DYMOLA/MODELICA-Symbol für den Widerstand, das Temperaturmodell sowie die Massenquelle und -senke . . . . .	79

5.11	Druckverlust über Volumenstrom beim Dado-Panel [51] . . . . .	81
5.12	Widerstandszahl $\zeta$ beim Dado-Panel als Funktion des Volumenstroms [51] . . . . .	81
5.13	Übersicht der in [51] verwendeten Strömungs- und Wärmedurchgangparameter ( $A_m$ : Durchströmte Fläche, $A_q$ : Wärmeübertragungsfläche) . . . . .	82
5.14	A340 Mock-up, hintere Rumpfsktion . . . . .	84
5.15	Versuchsstand im Oberflurbereich des A340 Mock-up . . . . .	86
5.16	Querschnitt des Versuchsaufbaus mit exemplarischer Abtrennung für die Messung des Bereichs <i>Crown</i> . . . . .	86
5.17	Übersicht der vermessenen Bereiche <i>Crown</i> , <i>Seitenteil</i> und <i>PSU</i> und <i>Dado-Panel</i> . . . . .	87
5.18	Mögliche Einzelspalte im Bereich <i>Crown</i> . . . . .	88
5.19	Regression der Messreihen 3 bis 5 und Gesamt-Regression für den Bereich <i>Crown</i> . . . . .	93
5.20	Regression von drei Messreihen und Gesamt-Regression für den <i>Seitenwandbereich</i> ; Lining A340-600 mit befestigter Isolierung [3] . . . . .	93
5.21	Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich <i>Crown</i> ) . . . . .	95
5.22	Verlauf der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Bereichen und dem Outflow Val- ve bei 20 °C Kabinentemperatur und 15 % relativer Feuchte . . . . .	98
5.23	Aufteilung der Massenströme auf die einzelnen Bereiche bei 20 °C Kabinentempe- ratur und 15 % relativer Feuchte . . . . .	99
5.24	Verlauf der Temperatur- und der Taupunkttemperatur für die Kabinenzustände 20 °C / 15 % und 26 °C / 30 % . . . . .	99
5.25	Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion der relativen Kabinenfeuchte bei einer konstanten Kabinentemperatur von 23 °C . . . . .	100
5.26	Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion der Kabinentemperatur bei einer konstan- ten relativen Kabinenfeuchte von 30 % . . . . .	100
5.27	Verlauf der Druckdifferenz zwischen den einzelnen Bereichen und dem Outflow Val- ve bei 23 °C Kabinentemperatur und 30 % relativer Feuchte, Betrieb des sorptiven Trocknungssystems mit 1 g/s und 3 g/s sowie einem Wassergehalt von jeweils 1 g/kg . . . . .	103
5.28	Kondensatmassenstrom in g/h als Funktion des sorptiv getrockneten Massenstroms und des Wassergehaltes bei einer Kabinentemperatur von 23 °C und 30 % relativer Feuchte . . . . .	103

5.29	Modellierter Aufbau des Spaltbereichs mit SIMULINK (nur Temperaturberechnung) und DYMOLA/MODELICA . . . . .	104
5.30	Versuchsaufbau Spurengasuntersuchung . . . . .	110
5.31	Schematische Darstellung der Sensorpositionen am Spurengas-Versuchsaufbau: (a) Vorderansicht, (b) Seitenansicht . . . . .	110
5.32	Regression der Messwerte im Bereich 60 bis 2800 ppm . . . . .	113
5.33	Vergleich des simulierten- und des experimentell mit der Tracergasmethode ermittelten Volumenstroms der Spaltströmung im Seitenteil, mit Gebläse und Kühlung . . . . .	115
6.1	Feuchtetransport in porösen Stoffen [65] . . . . .	120
6.2	Mögliche Aufbauten der Primärisolierung [66] . . . . .	122
6.3	Gittergeometrie in mm und Anzahl der Gitterpunkte der Bauweise (a) mit Luftspalt . . . . .	123
6.4	Interpolation der gemessenen $s_d$ -Werte von PA6 und Stanyl 1 als Funktion der relativen Feuchte im Vergleich zu Teril34 bei 23 °C . . . . .	125
6.5	Interpolation der $\mu$ -Werte von PA6 und Stanyl 1 als Funktion der relativen Feuchte im Vergleich zu Teril34 bei 23 °C . . . . .	125
6.6	Verlauf der Außenhauttemperatur durch Anpassung an die begrenzte Kühlleistung im Vergleich zum “Witschke-Profil” aus [65] . . . . .	127
6.7	1D-Simulationsergebnisse ohne Luftspalt . . . . .	129
6.8	1D-Simulationsergebnisse mit Luftspalt . . . . .	130
6.9	1D-Simulationsergebnisse mit Luftspalt . . . . .	133
6.10	Geometrien der STAR-CD Berechnungsgitter 1 bis 3 . . . . .	134
6.11	Temperaturverteilung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1 . . . . .	143
6.12	Temperaturverteilung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1 ( $x$ -Koordinate 0.1 bis 0.16 m) . . . . .	143
6.13	Relative Feuchte im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1 . . . . .	144
6.14	Wasserdampf-Skalarkonzentration im Gitter 1 mit Luftspalt für die Modelle 1, 3 und 4, jeweils nach 7.5 und 10 Stunden ( $y = 0.05125$ m) . . . . .	144
6.15	Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 1 . . . . .	148
6.16	Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 3 . . . . .	148
6.17	Wasseransammlung im Gitter 1 mit Luftspalt für das Modell 4 . . . . .	149

---

6.18	Wasseransammlung im Gitter 2 ohne Luftspalt für das Modell 1 . . . . .	149
6.19	Vergleich der Wasseransammlungen der Modelle 1 bis 6 in den Gittern 1, 2 und 3 nach jeweils 7,5, 8 und 10 Stunden Flugzeit . . . . .	150
6.20	Schema des Modellversuchsstandes . . . . .	155
6.21	Modellversuchsstand . . . . .	155
6.22	Druckbehälter mit Kälteplatte . . . . .	157
6.23	Schnittdarstellung des Kastens . . . . .	158
6.24	(a) Kasten mit Isolationspaket (b) Polyimid-Isolationspaket . . . . .	158
6.25	Druckbehälter mit Kasten . . . . .	159
6.26	Vergleich zwischen dem theoretischen Verlauf der Kälteplattentemperatur und den Temperatur-Messwerten im Druckbehälter am 11.03.2003 . . . . .	160
6.27	Verlauf der Temperaturen und relativen Feuchten der Messung am 07.02.2003 . . . . .	161
6.28	Vergleich der Gewichtszunahme des Isolierpaketes aus LUFO 1 [65] mit Messungen bei -30 °C und -20 °C . . . . .	163
6.29	Vergleich der Gewichtszunahme des Isolierpaketes mit und ohne Kasten . . . . .	164
6.30	Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	165
6.31	Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus ohne Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	165
6.32	Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	166
6.33	Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus ohne Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	166
6.34	Mittlere Gewichtszunahme der Isolierung pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	168
6.35	Mittlere Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten pro Zyklus mit Luftspalt, Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	168
6.36	Schematischer Versuchsaufbau am A310-Seitenteil ohne (a) und mit (b) Nylonfäden zwischen den Stringern . . . . .	170
6.37	Verlauf der Außenhauttemperatur im linken (L) und rechten (R) Spantfeld des A310- Seitenteils im Vergleich zum theoretischen Profil am 20.02.2003 . . . . .	171

6.38	Mittelwerte der Wasseransammlung in PP1 und PP2 für Teril34, PA6 und Stanyl 1 jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) mit der Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	172
6.39	Mittelwerte der gesamten Wasseransammlung (PP1 + PP2) für Teril, PA6 und Stanyl 1 jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) mit der Standardabweichung als $y$ -Fehlerindikator . . . . .	173
6.40	Schematische Darstellung der ARCTIC-Cell . . . . .	175
6.41	Gewichtszunahme der ARCTIC-Cell Isolierpakete in Abhängigkeit von der Flugzyklenanzahl . . . . .	177
6.42	Wasseransammlung im Gitter 1 bei $\vartheta_{Kabine} = 18\text{ °C}$ mit Luftspalt für das Modell 4 . . .	179
6.43	Vergleich der Wasseransammlungen der Modelle 1 bis 5 in den Gittern 1 und 3 bei $\vartheta_{Kabine} = 18\text{ °C}$ nach 7.5, 8 und 10 Stunden Flugzeit . . . . .	180
7.1	Möglicher zukünftiger Entwicklungsprozesses zur Simulation der Luftströmungen in der Flugzeugkabine . . . . .	187
A.1	Parameterermittlung: Regression der Messreihen 1 bis 3 und Gesamt-Regression für den Bereich <i>Seitenteil und PSU</i> . . . . .	199
A.2	Parameterermittlung: Regression der Messreihen 1 bis 3 und Gesamt-Regression für den Bereich <i>Dado-Panel</i> , Erfassung der Hauptströmung sowie Fehlströmungen durch Spalte . . . . .	200
A.3	Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich <i>Seitenteil und PSU</i> ) . . . . .	200
A.4	Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich <i>Dado-Panel</i> ) . . . . .	201
A.5	Parameterermittlung: Vergleich der Regression der Messungen am A340-Mock-up mit der Regression für das SIMULINK-Modell in [51] (Bereich <i>Seitenwand</i> ) . . . . .	201
A.6	Blendenmessstrecke für die Tracergas-Validationsversuche . . . . .	203
A.7	DYMOLA/MODELICA-Modell für die Verifikation . . . . .	203
A.8	Validation: Verlauf des Volumenstroms im Seitenteil über der Zeit beim Versuch mit Gebläse, ohne Kühlung, mit verschiedenen Methoden berechnet . . . . .	207
A.9	Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Versuch ohne Gebläse und mit Kühlung . . . . .	207

A.10 Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 1-Versuch ohne Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 2 . . . . .	208
A.11 Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 1-Versuch mit Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 2 . . . . .	208
A.12 Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 2-Versuch ohne Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 3 . . . . .	209
A.13 Validation: Verlauf des Volumenstroms über der Zeit beim Aux 2-Versuch mit Kühlung, berechnet aus der Tracergaskonzentration an der Stelle Aux 3 . . . . .	209
B.1 Ergebnisse der Flugtests mit einem A340 [2]; Temperatur der äußeren Struktur (Sensor $T_{SKIN}$ ) sowie Temperatur und relative Feuchte am Dado-Panel (Sensor RHT 14.71)	211
B.2 Bereiche und Randbedingungen am Beispiel von Gitter 1 mit Luftspalt . . . . .	212
B.3 Messreihen A: Gewichtszunahme der Isolierung mit Luftspalt . . . . .	214
B.4 Messreihen A: Gewichtszunahme der Isolierung ohne Luftspalt . . . . .	214
B.5 Messreihen A: Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten mit Luftspalt . . . . .	215
B.6 Messreihen A: Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten ohne Luftspalt . . . . .	215
B.7 Messreihen B: Gewichtszunahme der Isolierung mit Luftspalt . . . . .	216
B.8 Messreihen B: Gewichtszunahme von Isolierung und Kasten mit Luftspalt . . . . .	216
B.9 Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der Teril34-Folie jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) . . . . .	217
B.10 Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der PA6-Folie jeweils mit (m.N.) und ohne (o.N.) Nylon (Luftspalt) . . . . .	217
B.11 Messergebnisse A310-Seitenteil: Wasseransammlung in PP1 und PP2 mit der Stanyl 1 Folie jeweils mit (m.N.) und (o.N.) ohne Nylon (Luftspalt) . . . . .	218
B.12 Vergleich der abgeleiteten ARCTIC-Cell Außenhauttemperatur (TA abgeleitet) mit den Temperaturverlauf am Sensor TA1 auf der Struktur . . . . .	218



# Tabellenverzeichnis

4.1	Zusammensetzung der trockenen Luft [46] . . . . .	34
4.2	Wärmeleitfähigkeiten ausgewählter Stoffe bei 20 °C und 1 bar [7] . . . . .	38
5.1	Eingeschränkte Klassen in MODELICA [43] . . . . .	63
5.2	Koeffizienten $a_{reg}$ , $b_{reg}$ der Gleichung 5.20 für die Regression der Abhängigkeit des Druckverlustes vom Massenstrom . . . . .	94
5.3	Berechnete und aus <b>Messdaten</b> abgeleitete geometrische Parameter der Bereiche und der Seitenwand sowie Bestimmtheitsmaß $R^2$ . . . . .	94
5.4	Vergleich der Ergebnisse der Gesamtsimulation SIMULINK-DYMOLA/MODELICA	106
5.5	Vergleich der Temperaturen im diskretisierten Spalt mit SIMULINK und DYMOLA/MODELICA . . . . .	107
6.1	Beispiele für den Sättigungsdruck von Wasserdampf bei -30, -20 und 24 °C . . . . .	126
A.1	Parameter der Sensitivitätsanalyse . . . . .	195
A.2	Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungswiderstandes $\zeta_{ks}$ zwischen Kabine und Spalt . . . . .	196
A.3	Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes $A_{kc}$ zwischen Kabine und Crown . . . . .	196
A.4	Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes $A_{ks}$ zwischen Kabine und Spalt . . . . .	197
A.5	Sensitivitätsanalyse: Massenströme bei Variation des Strömungsquerschnittes $A_{db}$ zwischen Dreiecksbereich und Bilge . . . . .	197
A.6	Sensitivitätsanalyse: Massenströme für die Variation der Ausflusszahl $\mu_{kc}$ zwischen Kabine und Crown . . . . .	198

---

A.7	Parameterermittlung: Verwendete Messstrecken mit Blendendurchmesser, Beiwert und Messbereich . . . . .	198
A.8	Parameterermittlung: Stützstellen für den Zusammenhang zwischen Druckverlust über der Messstrecke und Volumenstrom für die Messstrecke 5 . . . . .	199
A.9	Validation: Koeffizienten der Messstrecke für die Tracergasversuche mit Blendendurchmesser, Beiwert und Messbereich . . . . .	199
A.10	Randbedingungen für die Simulation des DYMOLA/MODELICA-Modells ohne sorptive Trocknung . . . . .	202
A.11	Randbedingungen für die Simulation des DYMOLA/MODELICA-Modells mit sorptiver Trocknung . . . . .	202
A.12	Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Crown, Kabine und Spalt . . . . .	204
A.13	Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Dreieck und Bilge . . . . .	205
A.14	Verifikation des DYMOLA/MODELICA-Modells: Simulationsparameter Seitenlining, Crownslitze, Dado-Panel und Schubleche . . . . .	206
B.1	Randbedingungen für den Skalar Wasserdampf im Gitter 1 . . . . .	212
B.2	Stoffeigenschaften der Luft, der Isolation und des Skalars Wasserdampf bei 20 °C [51], [61] . . . . .	213

# Lebenslauf

Name	Mario Wörner
Geburtsdatum	03.08.1971
Geburtsort	Dresden
Staatsangehörigkeit	deutsch
Familienstand	verheiratet

## Schulbildung

1978 - 1984	Polytechnische Oberschule, Dresden
1984 - 1991	Lessing Gymnasium, Hamburg

## Berufsausbildung

08/1991 - 07/1994	Ausbildung zum Energieelektroniker / Anlagentechnik Krupp Maschinentechnik GmbH, Hamburg
-------------------	---

## Studium

10/1994 - 11/2000	Studium des Maschinenbaus Vertiefungsrichtung: Schiffsmaschinenbau und Energieanlagen Technische Universität Hamburg-Harburg
-------------------	--

## Berufstätigkeit

07/1994 - 09/1994	Gewerblicher Angestellter als Energieelektroniker Krupp Corpoplast Maschinenbau GmbH, Hamburg
11/2000 - 12/2004	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Arbeitsbereich Technische Thermodynamik Technische Universität Hamburg-Harburg
seit 01/2005	Ingenieur für Sicherheits- und Zuverlässigkeitsanalysen Vattenfall Europe Nuclear Energy GmbH, Hamburg





