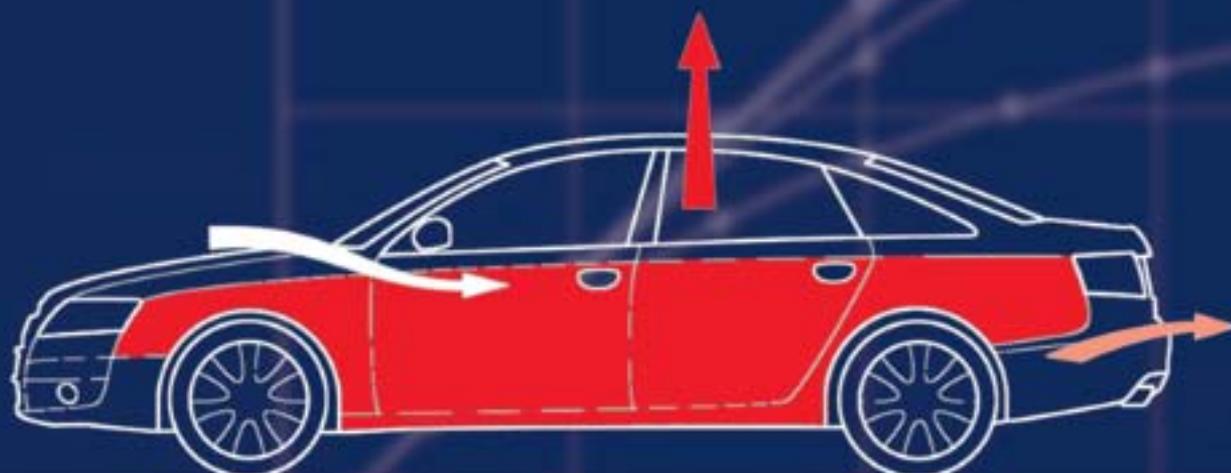


Holger Großmann

Pkw- Klimatisierung

Physikalische Grundlagen
und technische Umsetzung



VDI

 Springer

Pkw-Klimatisierung

Holger Großmann

Pkw-Klimatisierung

Physikalische Grundlagen
und technische Umsetzung



Springer

Dipl. Ing. Holger Großmann
Ingolstädter Str. 122
86668 Karlshuld
Deutschland
grossmann.dynamics@web.de

ISBN 978-3-642-05494-5 e-ISBN 978-3-642-05495-2
DOI 10.1007/978-3-642-05495-2
Springer Heidelberg Dordrecht London New York

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

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Einbandentwurf: WMXDesign GmbH, Heidelberg

Gedruckt auf säurefreiem Papier.

Springer ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media (www.springer.com)

Vorwort

In dieser Schrift werden die Bezeichnungen „Pkw-Klimatisierung“ und „Klimaanlagen“ verwendet, wohlwissend, dass diese technisch nach DIN 1946-1 nicht korrekt sind.¹

Diese Begriffe haben sich im Sprachgebrauch für Raumluftechnische Anlagen von Pkws eingebürgert und durchgesetzt.

Die Idee über physikalische Grundlagen der Pkw-Klimatisierung zu berichten, stammt von Kollegen der Organisationseinheit „Entwicklung Aerodynamik/Klimatisierung/Thermomanagement Aufbau“ der Audi AG und des Arbeitskreises 5 „Klimatisierung“ der FAT (Forschungsvereinigung der Automobiltechnik e. V. im VDA). Sie legten den Grundstein einer anspruchsvollen und zielführenden Aufgabe für den Ruhestand nach einer 36-jährigen aktiven Tätigkeit in der Technischen Entwicklung der Audi AG in Ingolstadt. Maßgebende Impulse hierfür gaben Ch. Böttcher² und K. Straßer³.

An einigen Hochschulen und Universitäten haben sich eigenständige Vorlesungen zum Fachgebiet der Pkw-Klimatisierung etabliert (z. B. TU München, TU Braunschweig). Die Pkw-Klimatisierung ist jedoch kein eigenständiges Fachgebiet, vielmehr werden Bestandteile anderer Fächer wie z. B. die Klimaphysiologie über die Thermodynamik bis hin zur Mathematik integriert.

Der fachliche Inhalt dieser Schrift basiert auf früheren Veröffentlichungen und Patentschriften des Autors. Daher sind Ähnlichkeiten nicht zu vermeiden. Dies betrifft auch den Beitrag über „Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw“ in „Aerodynamik des Automobils“, von W.-H. Hucho⁴.

Die angegebenen Methoden und mathematischen Formulierungen sollen das Verständnis der oftmals komplexen Zusammenhänge erleichtern und einfache

¹ Eine Klimaanlage hat nach DIN 1946-1 folgende thermodynamische Luftbehandlungsfunktionen: Heizen, Kühlen, Entfeuchten und Befeuchten. Eine gezielte Befeuchtung ist bei der Klimatisierung von Pkws nicht vorhanden.

² Dr.-Ing. Christof Böttcher, Volkswagen AG, Wolfsburg und Obmann des Arbeitskreises AK 5 der FAT.

³ Dr.-Ing. Klaus Straßer, Audi AG, Ingolstadt, Leiter Entwicklung Kältemittelkreislauf.

⁴ Hucho WH (2005) Aerodynamik des Automobils. Vieweg Verlag, Wiesbaden.

Abschätzungen ermöglichen. Diese erheben keinen Anspruch auf die Berücksichtigung sämtlicher Parameter sowie deren Interferenzen und Genauigkeiten. Dafür gibt es in den Entwicklungsabteilungen Rechner mit aufwändigen Programmen, den sogenannten „Tools“.

Bei der Pkw-Klimatisierung steht der Mensch im Fahrgastraum im Mittelpunkt. Daher werden hier die unmittelbar tangierenden Themen vertieft. Diese sind die Klimaphysiologie, das Klima der Umgebung sowie die Durchströmung des Fahrgastraums mit erwärmter oder gekühlter Luft. Im Klimagerät sind im Wesentlichen das Gebläse, das Luftfilter, der Verdampfer und der Heizungswärmeübertrager integriert. Das Klimagerät ist die Schnittstelle zwischen dem Fahrgastraum und der Außenluft sowie den Aggregaten, die dieses mit heißem und kaltem Fluid versorgen. Die Wärmeübertrager und Gebläse bilden daher einen besonderen Schwerpunkt in dieser Arbeit. Die Wirkung der sommerlichen Wärmeeinstrahlung auf den Menschen und auf den Fahrgastraum wird analytisch dargestellt. Im Kapitel „Luftaustausch durch die Karosserie“ befinden sich die ingenieurmäßig notwendigen Lösungen im Text. Die mathematischen Lösungen haben rein theoretisches Interesse. Sie befinden sich daher im Anhang.

Die neuesten deutschen (DIN), europäischen (EN) und internationalen Normanpassungen (ISO) für die Bezeichnungen konnten nicht vollständig umgesetzt werden, da viele Begriffe in der deutschsprachigen Fachwelt unverständlich sind oder zu Verwechslungen führen können. Daher werden hauptsächlich die bisherigen Standards nach der DIN 1304 (Stand März 1994) verwendet. Zum Beispiel soll nach dem neuesten Stand für die bisherige Bezeichnung des Wärmeübergangskoeffizienten α der Buchstabe h verwendet werden. Unter h verstehen viele Praktiker die spezifische Enthalpie. Oder der bisherige Wärmedurchgangskoeffizient k soll nun U heißen. Die neuen Bezeichnungen sind in der angelsächsischen Literatur üblich.

Mein Dank gilt der Organisationseinheit „Entwicklung Aerodynamik/Klimatisierung/Thermomanagement Aufbau“ der Audi AG, die diese Arbeit ermöglicht hat. Ganz besonders möchte ich Herrn Dr.-Ing. Klaus Straßer danken, der mich mit fachlichen Diskussionen und Korrekturen unterstützt hat.

Für zahlreiche fachliche und organisatorische Gespräche sowie dem Korrektur lesen und der Bearbeitung zahlreicher Abbildungen danke ich besonders Herrn Dr.-Ing. Christof Böttcher der Volkswagen AG. Er hat damit wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Ganz herzlich danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Johannes Reichelt (TWK Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH) für die Durchsicht dieser Arbeit und seine Korrekturvorschläge. Mit seiner Erfahrung als Autor zahlreicher Bücher und Veröffentlichungen hat er mir wesentliche Impulse gegeben und mir damit sehr geholfen.

Für die stets gute Zusammenarbeit danke ich Herrn Lehnert vom Springer Verlag, Berlin.

Dank gebührt schließlich meiner Frau Georgine für ihre Geduld und meiner Tochter Uta für die erste Durchsicht meiner Texte.

Holger Großmann

Inhalt

Übersicht	xiii
Nomenklatur	xix
1 Grundlagen	1
1.1 Historie	1
1.2 Weltweite Klimate	2
1.2.1 Lufttemperatur, Wasserdampfgehalt und Sonnenstrahlung ...	3
1.2.2 Luftdruck	4
1.2.3 Regen	5
1.3 Vorschriften, Normen und Richtlinien	6
Literatur.....	9
2 Klimaphysiologie	11
2.1 Abgrenzung zur Klimatisierung von Gebäuden	11
2.2 Thermodynamisches System „Mensch-Fahrgastraum“	12
2.3 Bewertungen	13
2.3.1 Behaglichkeitsmodell nach P. O. Fanger	13
2.3.2 Einfluss der Sonneneinstrahlung	15
2.3.3 Einfluss der Wasserdampf- und Schweißabgabe	17
2.3.4 Maximal zulässiger Wasserdampfgehalt der Luft	20
2.3.5 Kontakttemperatur	21
2.4 Messungen in einem Pkw	22
2.4.1 Einfluss der Sonneneinstrahlung auf die Regelung einer Klimaanlage	22
2.4.2 Einfluss der Temperatur auf die Herzfrequenz	23
2.5 Klimamess-Puppen	24
2.6 Beispiele	26
Literatur	27
3 Luftstrom durch den Fahrgastraum	29
3.1 Zu- und Abluftöffnungen	29
3.2 Gebläsekennlinien	31

3.2.1	Gebälsetypen	31
3.2.2	Kennlinien eines Radialgebläses	32
3.2.3	Differenz des Schalldrucks	40
3.2.4	Beispiele	41
3.3	Durchströmung der Komponenten	46
3.3.1	Abhängigkeit von der Reynolds Zahl	47
3.3.2	Rohrreibungszahlen aus der Literatur	48
3.3.3	Umrechnung der Messergebnisse auf eine andere Luftdichte und Viskosität	49
3.3.4	Beispiele	51
3.4	Ermittlung des Belüftungsstroms	52
3.4.1	Messmethoden	52
3.4.2	Abluftlinien	54
3.4.3	Belüftungsstrom	54
3.5	Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung	55
3.5.1	Gemessene Leckagelinien (Druckverlustlinien)	55
3.5.2	Dimensionslose Darstellung	57
3.5.3	Anwendungen der dimensionslosen Leckagelinie	58
3.5.4	Ableitung der Leckzu- und Abluftströme	59
3.5.5	Ergebnisse	60
3.5.6	Beispiele	62
	Literatur	63
4	Wärmestrom durch den Fahrgastraum	65
4.1	Definition der mittleren Innenraumlufttemperatur	65
4.2	Wärmebilanz	66
4.2.1	Winterbetrieb	66
4.2.2	Sommerbetrieb	67
4.3	Ansätze zur Abschätzung der Ablufttemperatur	67
4.3.1	Methode nach Frank	68
4.3.2	Methode nach Nitz und Hucho	68
4.4	Mittlere Innenraumlufttemperatur	69
4.5	Wärmedurchgang der Karosserie	69
4.5.1	Ermittlung der Wärmedurchgangszahl	70
	Literatur	75
5	Winterbetrieb	77
5.1	Messergebnisse an einer Heizung im Klimawindkanal	78
5.1.1	Instationäre Aufheizung im Außenluftbetrieb	78
5.1.2	Stationäre Aufheizung im Außen- und Umluftbetrieb	79
5.2	Erforderliche stationäre Heizleistung	79
5.2.1	Außenluftbetrieb	80
5.2.2	Umluftbetrieb	80
5.2.3	Beispiele	81

5.3	Wärmebilanz am Motor	82
5.3.1	Instationärer Betrieb	84
5.3.2	Stationärer Betrieb	84
5.4	Zusatzheizungen	85
5.4.1	Elektrische Zusatzheizung	85
5.4.2	Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 (CO ₂)	86
5.4.3	Standheizung	87
5.4.4	Wärmespeicher	87
5.4.5	Elektrische Vorwärmung der Kühlflüssigkeit	87
5.4.6	Nutzung der Motor-Restwärme, Speicherheizung	88
5.5	Scheibenbeschlag	88
5.5.1	Vorschriften	89
5.5.2	Strömungswalze an der Schalttafel	90
5.5.3	Coanda-Effekt an der Schalttafel	90
5.6	Elektrisch beheizte Scheiben	91
5.6.1	Strömungs- und Temperaturfelder	91
5.6.2	Verschiedene Anordnungen	92
	Literatur	97
6	Sommerbetrieb	99
6.1	Sonneneinstrahlung	99
6.1.1	Tagesgang der Sonne	99
6.1.2	Winkel zwischen der Flächennormalen und der Richtung zur Sonne	104
6.1.3	Eigenschaften verschiedener Gläser	107
6.1.4	Einfluss der Farben auf die Aufheizung lackierter Bleche in der Sonne	113
6.2	Aufheizung geparkter Pkws in der Sonne	117
6.2.1	Treibhauseffekt	118
6.3	Aufheizung der Luft an der Motorhaube und im Belüftungssystem ...	120
6.3.1	Versuche auf der Straße	121
6.3.2	Versuche im Klimawindkanal	121
6.3.3	Sonderversuche	123
6.3.4	Analysen	124
6.3.5	Aufheizung an der Motorhaube	124
6.3.6	Beispiele	127
6.4	Vergleich eines weißen und schwarzen Pkws ohne Kälteanlage im Klimawindkanal	128
6.4.1	Aufheizung der geparkten Pkws	129
6.4.2	Abkühlung	130
6.5	Messungen an einer Kälteanlage in einem Klimawindkanal im Außen- und im Umluftbetrieb	130
6.5.1	Instationäre Abkühlung im Umluftbetrieb	130
6.5.2	Stationäre Abkühlung im Außen- und Umluftbetrieb	131

6.6	Erforderliche stationäre Verdampferleistung	132
6.6.1	Umluftbetrieb	132
6.6.2	Außenluftbetrieb	134
6.6.3	Beispiele	135
6.7	Standbelüftung mit Solartechnik	137
6.8	Entstehung von Scheibenbeschlag im Sommer	139
	Literatur	139
7	Stofftransport	141
7.1	Wasserabscheidung	141
7.1.1	Luft Eintrittssystem und Wasserkasten	141
7.1.2	Verdampfer	142
7.1.3	Speicherung von Wasser im Verdampfer	143
7.1.4	Kondensation an Bauteilen	144
7.2	Filterung	144
7.3	Wasserdampf im Fahrgastraum	145
7.4	Gaskonzentration im Fahrgastraum	146
7.4.1	Stationäre Gaskonzentration	146
7.4.2	Instationäre Gaskonzentration im Fahrgastraum	147
7.5	Praktische Grenzwerte einer Kältemittelfüllung	150
	Literatur	150
8	Wärmeübertrager	153
8.1	Theoretische Wärmeströme verschiedener Wärmeübertrager	153
8.2	Kennlinien eines Heizungswärmeübertragers	158
8.2.1	Wärmestromfelder	159
8.2.2	Druckverlustlinien	165
8.3	Kennlinien eines Verdampfers	173
8.3.1	Gemessene Enthalpieströme	173
8.3.2	Druckverlustlinien, luftseitig	175
8.3.3	Luftseitige Wärmebilanz, sensible und latente Wärme	177
	Literatur	184
9	Kältemittelkreislauf	185
9.1	Kompressionskälteanlage mit R134a	186
9.2	Kompressionskälteanlage mit R774	187
	Literatur	190
10	Komforterhöhung und Energieersparnis	191
10.1	Karosserie	191
10.1.1	Geometrie und Ausführung der Scheiben	191
10.1.2	Wärmedämmung der Karosserie	191
10.1.3	Farbe der Lackierung	192
10.1.4	Wärmekapazitäten im Fahrgastraum	192

- 10.1.5 Lage und Ausführung der Luftansaugung 193
- 10.1.6 Solartechnik 193
- 10.2 Klimagerät 193
 - 10.2.1 Regelungen des Außenluft- und Umluftbetriebs 193
 - 10.2.2 Regelung der Lufttemperatur mit dem Saugdruck 194
 - 10.2.3 Einsatz eines Wasserabsperrventils bei luftseitig
geregelten Klimageräten 195
- 10.3 Kältemittelkreislauf 196
 - 10.3.1 Drosselorgane 196
 - 10.3.2 Innerer Wärmeübertrager 197
 - 10.3.3 Geregelte Luftmassenströme durch den Kondensator 197
 - 10.3.4 Ölabscheider 198
- Literatur 199

- 11 Prüfstände 201**
 - 11.1 Klimawindkanäle 201
 - 11.1.1 Aufgaben 202
 - 11.1.2 Beschreibung 203
 - 11.2 Prüfstand für Komponenten der Heizung, Lüftung und
Klimaanlage 205
 - 11.2.1 Aufgaben 206
 - 11.2.2 Beschreibung 206
 - 11.2.3 Auswertung der Messungen 208
 - 11.3 Prüfstand für komplette Kältemittel-Kreisläufe 218
 - 11.3.1 Aufgaben 218
 - 11.3.2 Beschreibung 218
 - 11.4 Prüfstand zur Messung der Luftströme durch den Fahrgastraum ... 219
 - 11.4.1 Aufgaben 221
 - 11.4.2 Beschreibung 222
 - 11.4.3 Typische Versuche 222
 - 11.5 Beregnungsanlage mit schwenkbarer Hebebühne 223
 - 11.5.1 Aufgaben 223
 - 11.5.2 Beschreibung 223
 - 11.5.3 Prüfvorschriften 224
 - Literatur 225

- 12 Straßenversuche 227**
 - 12.1 Messungen der Temperaturen im Fahrgastraum 228
 - 12.2 Messung luftseitiger Differenzdrücke 229
 - 12.2.1 Anwendung eines Prandtl-Rohres 229
 - 12.2.2 Anwendung eines kalibrierten Bezugspunktes
an der Karosserie 232
 - Literatur 232

13 Anhang A bis E	233
13.1 Anhang A: Diagramme	233
13.1.1 Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft	233
13.1.2 Äthylenglykol-Wassermischungen: Dichte, spez. Wärmekapazität, Viskosität und Prandtl-Zahlen	234
13.1.3 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R134a	238
13.1.4 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R744	238
13.2 Anhang B: Häufig verwendete Formeln	239
13.2.1 Strömungsmechanik	239
13.2.2 Wärmeübertragung	240
13.2.3 Mechanik	242
13.2.4 Mathematik	242
13.2.5 Umrechnung angelsächsischer Einheiten in SI-Einheiten	243
13.3 Anhang C: Darstellung der Kennlinien mit empirischen Formeln	244
13.3.1 Theoretische Grundlagen	244
13.3.2 Beispiele	246
13.4 Anhang D: Approximation des Wärmestromfelds eines Heizungswärmeübertragers	252
13.4.1 Modell: $kA = \dot{Q}_{100}/100$	254
13.4.2 Modell: Gegenstromwärmeübertrager	255
13.4.3 Modell: Kreuzstromwärmeübertrager	257
13.5 Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung: Lösung der Integrale und Bestimmung der Streuung aus Messungen	258
13.5.1 Symmetrieeigenschaften	260
13.5.2 Umformung und Reihenentwicklung	261
13.5.3 Integration durch Reihenentwicklung	262
13.5.4 Modifikation der integrierten Reihenentwicklung	264
13.5.5 Ermittlung der Streuung aus gemessenen Leckagelinien	267
13.5.6 Sonderfälle im Wendepunkt einer dimensionslosen Leckagelinie	268
13.5.7 Bezeichnungen	269
Literatur	270
Sachverzeichnis	271

Übersicht

1 Grundlagen

In drei Kapiteln wird über die Historie, weltweite Klimate und Regelwerke (Vorschriften, Normen und Richtlinien) berichtet. Die geschichtliche Entwicklung wird skizziert und auf wesentliche Meilensteine eingegangen. Normen, Richtlinien und Literaturstellen werden zusammengestellt, die für die Auslegung einer Klimaanlage und einer Heizung unentbehrlich sind. In einem Beispiel wird der Einfluss der Lufttemperatur und der Feuchte verschiedener Standorte auf die erforderliche Verdampferleistung gezeigt. Die Umrechnung des Luftdrucks auf eine andere Höhe wird mit einem Beispiel belegt. Es werden auch verschiedene Regenarten beschrieben. Zulassungsrelevante und wichtige Normen wurden zusammengestellt, die wiederum Querverweisungen enthalten.

2 Klimaphysiologie

In dieser Abhandlung werden die Unterschiede zwischen der Klimatisierung von Gebäuden und Pkw beschrieben. Zur Bewertung des Komforts wird das Modell nach Fanger erklärt, durch die direkte Sonneneinstrahlung erweitert und das Prinzip durch Diagramme veranschaulicht. Für Pkw ohne Klimaanlage (AC) ist bei sommerlichen Bedingungen die Schweißbildung der Insassen erheblich. Daher wird auf den Stofftransport des Schweißes und dessen Speicherung in der Kleidung und im Sitz hingewiesen. Messungen in einem Pkw zeigen bei Sonneneinstrahlung, dass beim Einsatz einer AC primär die Lufttemperatur in den Düsen abgesenkt und sekundär die Gebläsestufe nur geringfügig angehoben wird. Gezeigt wird die Herzfrequenz mit und ohne AC vs. Zeit nach dem Einsteigen in einem von der Sonne aufgeheizten Pkw. Ohne Klimaanlage steigt die Herzfrequenz kontinuierlich an. Mit AC sinkt die Herzfrequenz, bis nach etwa 20 min nahezu die Ruhefrequenz erreicht wird. Weiterhin wird auf den Einsatz von Klima-Messpuppen hingewiesen.

3 Luftstrom durch den Fahrgastraum

Die Luft, die durch den Fahrgastraum strömt, ist das wichtigste Transportmedium für die erforderliche Wärme- und Stoffübertragung. Dabei wird die Heizungs- Lüftungs- und Klimaanlage mit Außenluft und nur in Sonderfällen mit Umluft betrieben. In diesem Kapitel werden die Zusammenhänge zwischen den Anordnungen der Zu- und Abluftöffnungen, dem Gebläse, den Luftführungen bzw. durchströmten Komponenten, dem Entlüftungssystem und der Karosserie aufgezeigt. Es wird z. B. gezeigt, wie ein gemessenes Kennfeld eines Gebläses auf einen anderen Gebläsemotor umgerechnet werden kann. Zur Ermittlung des Luftstroms durch den Fahrgastraum wird die Innendruckmethode am Beispiel eines Pkw der B-Klasse angewendet. Die Druckverlustlinien der Karosserie (Leckagelinien) werden analysiert, dimensionslos dargestellt und theoretisch abgeleitet. Beispiele aus der Praxis ergänzen die zusammengestellten Grundlagen.

4 Wärmestrom durch den Fahrgastraum

Die mittlere Innenraumlufttemperatur wird nach DIN 1946-3:2006 definiert. Für den Winter- und Sommerbetrieb werden vereinfachte Wärmebilanzen aufgestellt. Im Außenluftbetrieb ist die Ablufttemperatur unbekannt. Daher wird diese mit verschiedenen Ansätzen abgeschätzt. So werden Gleichungen für die mittlere Innenraumlufttemperatur erhalten. Der Wärmedurchgang einer Karosserie wird meistens experimentell ermittelt und als Erfahrungswert verwendet. Dieser beträgt etwa 60 W/K bei einem Volumen des Fahrgastraums von 2,5 m³. Es wird über verschiedene Methoden berichtet, um den Einfluss der Scheiben zu analysieren. Beispiele aus der Praxis ergänzen die zusammengestellten Grundlagen.

5 Winterbetrieb

Es werden Messergebnisse von Versuchen gezeigt, die in einem Klimawindkanal bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C durchgeführt wurden. Im Umluftbetrieb beträgt die erforderliche Heizleistung etwa 50 % von der im Außenluftbetrieb, jedoch beschlagen und vereisen die Scheiben auf der Innenseite. Eine vereinfachte Wärmebilanz am Verbrennungsmotor verdeutlicht das Defizit an Heizleistung bei verbrauchsoptimierten Ausführungen. Die Wirkungsweise verschiedener Zusatzheizungen wird beschrieben. Für die Entfeuchtung und Enteisung der Scheiben gibt es Vorschriften, die erfüllt werden müssen (FMVSS 103, EWG 78/317, ADR 15). Von den Düsen der Scheibenentfeuchtung kann kontaminierte Luft aus dem Fahrgastraum angesaugt werden. Das Kondensat der Partikel an den Scheiben führt insbesondere bei Gegenlicht zu Sichtbehinderungen. Beim Coanda-Effekt legt sich die Luft an der Hutze der Schalttafel an und strömt nicht zur Scheibe. Für verschiedene Anord-

nungen von elektrisch beheizten Scheiben wurden dazugehörnde Formeln zusammengestellt. Beispiele aus der Praxis ergänzen die zusammengestellten Grundlagen.

6 Sommerbetrieb

Die Sonneneinstrahlung in einen Pkw wird mit dem Tagesgang der Sonne, der geometrischen Anordnung der Scheiben und der Ausrichtung beschrieben. Die Transmission der einzelnen Scheiben wird berücksichtigt. Die Lackierung der Karosserie absorbiert Sonnenstrahlung. Der Einfluss der Farben wird mit Messungen und einer Wärmebilanz belegt. Der Treibhauseffekt von geparkten Pkw in der Sonne und die Aufheizung der Luft an der Motorhaube werden theoretisch erklärt und mit Versuchen bestätigt. Es wird über Messungen in einem Klimawindkanal mit und ohne Einsatz einer Klimaanlage berichtet. Mit einfachen Ansätzen wird die erforderliche Verdampferleistung (Kälteleistung) abgeschätzt. Eine Standbelüftung mit Solartechnik verbessert den Einstiegscomfort. Schließlich wird über die Entstehung von Scheibenbeschlag berichtet. Beispiele aus der Praxis ergänzen die zusammengestellten Grundlagen.

7 Stofftransport

Eintretender Regen in das Belüftungssystem und Kondensat am Verdampfer müssen bei allen Betriebsbedingungen vollständig abgeführt werden. Auch ist die Speicherung von Wasser im Verdampfer zu minimieren und die Kondensation an Bauteilen im Fahrgastraum zu vermeiden. Wasser bzw. Wasserdampf im Fahrgastraum begünstigen den Scheibenbeschlag und das Wachstum von Mikroorganismen. Nach der Richtlinie VDI 6032 sind Partikel vor dem Verdampfer mit einem Filter abzuscheiden. Filter sind in einem trockenen Bereich anzuordnen, da sich auf der Zuluftseite bei hoher Feuchtigkeit ein Substrat (Nährboden) für Schimmelpilze bilden kann. Für die Gaskonzentration im Fahrgastraum, die z. B. durch ausgeatmetes Kohlendioxid hervorgerufen wird, können die MAK-Werte als Anhalt herangezogen werden. Für die maximale Kältemittelfüllung, die plötzlich in einen Raum einströmen würde, gibt es praktische Grenzwerte für Maschinenräume.

8 Wärmeübertrager

Es werden theoretische Betriebscharakteristika von Wärmeübertragern (WT) aus der Literatur zusammengestellt. Damit wird der Zusammenhang zu vereinfachten Formeln, die in der Praxis üblich sind, und zu verwendeten Begriffen, z. B. ETD (Eintritts-Temperatur-Differenz), k' und \dot{Q}_{100} hergestellt. Die theoretischen Gleichungen bilden die Grundlage für Interpolationen und Analysen eines WT. Es werden gemessene Wärmestromkennfelder und Druckverlustlinien von einem Heizungswärmeübertrager (HWT) und einem Verdampfer gezeigt. Diese Kennfel-

der werden so, wie in der Praxis üblich, dargestellt. Beschrieben werden ferner Interpolationen von Wärmestromkennfeldern, die Abhängigkeit des Wärmestromkennfelds und der Druckdifferenz eines HWT von den Stoffgrößen auf der Flüssigkeitsseite sowie die luftseitige Wärmebilanz eines Verdampfers. Die Analysen und Beschreibungen werden mit Beispielen ergänzt.

9 Kältemittel-Kreislauf

Es werden die theoretischen Kreisprozesse einer Kompressionskälteanlage mit den Kältemitteln R134a und R744 (Kohlendioxid) dargestellt. Letzterer wird als überkritisch bezeichnet, da der Hochdruck meistens oberhalb des kritischen Drucks liegt. Dieser ist bis zu 10-mal höher als bei einer R134a-Anlage. Bei niedrigen Außenlufttemperaturen kann der Hochdruck wie bei herkömmlichen Anlagen unterhalb des kritischen Drucks sein. Aus der Literatur werden Verfahren zusammengestellt, um eine optimale Leistungszahl (COP Coefficient of Performance) mit einer R744-Kälteanlage zu erzielen. Die Leistungszahlen einer R744- und R134a-Kälteanlage sind etwa gleich.

10 Komforterrhöhung und Energieersparnis

Potenziale zur Komforterrhöhung und Energieersparnis lassen sich physikalisch ableiten. Diese sind den Ingenieuren der Pkw-Klimatisierung meistens bekannt. Die eigentliche Schwierigkeit ist die Umsetzung der Maßnahmen, da der Pkw maßgeblich durch das Design und die Kosten geprägt wird. Wegen der aktuellen Vorgaben des CO₂-Ausstoßes durch die Europäische Union werden wirksame und kostengünstige Lösungen gesucht und bei Eignung verwirklicht. Mit der konsequenten Regelung des Klimagerätes und des Kältemittelkreises kann ein breites Potenzial erschlossen werden (Thermomanagement). Eine günstigere Anordnung der Luftansaugung oder eine nach physikalischen Gesichtspunkten ausgewählte Geometrie der Verglasung tangieren jedoch das Erscheinungsbild des Pkw und treffen kaum den jeweiligen Zeitgeschmack. Über Verbesserungen, z. B. einem zusätzlichen Wärmeübertrager im Kältekreis (Innerer Wärmeübertrager), wird berichtet.

11 Prüfstände

Einige Prüfstände der Audi AG und deren Spezifikationen sowie Aufgaben werden beschrieben. Diese sind ein Klimawindkanal (Bj. 2007) und eine Klimakammer (Bj. 1971). Für einen Prüfstand zur Messung der Heizung, Lüftung und Klima-

anlage werden Hinweise zur Auswertung von Messungen gegeben. Dies betrifft insbesondere die Ermittlung von Massen- und Wärmeströmen an Heizungswärmeübertragern und Verdampfern. Hierzu werden Beispiele aus der Praxis genannt. Ein Prüfstand für komplette Kältemittel-Kreisläufe mit alternativen Kältemitteln ist ähnlich aufgebaut und wurde erweitert. Mit einem sehr einfachen Prüfstand können mit der Innendruckmethode die Luftmassenströme durch den Fahrgastraum ermittelt werden. Die Möglichkeiten der Innendruckmethode werden dargestellt. Eine Beregnungsanlage mit einer schwenkbaren Hebebühne wird gezeigt und die Prüfverfahren werden genannt.

12 Straßenversuche

Mit heutigen Klimawindkanälen können die physikalischen Größen an Pkws sehr genau und reproduzierbar gemessen werden. Doch werden nicht sämtliche Randbedingungen, die in der Natur vorkommen, hinreichend genau simuliert. Hierzu gehören z. B. der Tagesgang der Sonne, wechselnde Temperaturen und Luftfeuchten der Außenluft etc. Daher sind Versuche auf der Straße, vorzugsweise in einem abgesicherten Prüfgelände, erforderlich. Die Messung der Temperaturen im Fahrgastraum wird beschrieben. Für den Vergleich verschiedener Pkws werden die Messungen synchron durchgeführt. Vorteilhaft ist es, wenn ein genau vermessenes Fahrzeug als Referenz immer mitgemessen wird. Die Anordnung der Messstellen und die Bewertung der Messergebnisse erfolgt nach DIN 1946-3:2006. Zur Messung luftseitiger Druckdifferenzen wird ein Prandtl-Rohr verwendet, das vorzugsweise oberhalb des Fahrzeugdachs im hinteren Bereich angeordnet ist. Anstelle des Prandtl-Rohrs kann ein kalibrierter Bezugspunkt an der Karosserie verwendet werden.

13 Anhang A bis E

Im Anhang sind Diagramme für feuchte Luft, Äthylenglykol-Wassermischungen sowie Kältemittel R134a und R744 zusammengestellt. Dort findet man auch häufig verwendete Formeln. Zur Darstellung der Kennlinien mit empirischen Formeln werden die Abgleichmethode, die Summe der kleinsten Fehlerquadrate und die Interpolation verwendet. Damit werden die Kennlinien verschiedener Komponenten mit Beispielen abgebildet, aber auch die Grenzen bei der Anwendung aufgezeigt. Das Wärmestromfeld eines Heizungswärmeübertragers kann hinreichend genau approximiert werden. Grundlage sind die Annahme eines theoretischen Wärmeübertragers und die Ermittlung einer Funktion des Wärmedurchgangs. Beispiele aus der Praxis zeigen solche Auswertungen und den Vergleich zwischen der Messung und der Approximation. Die Interpolation inner-

halb des gemessenen Bereichs ist zufrieden stellend. Teilweise kann auch mit der notwendigen Vorsicht extrapoliert werden. Mit theoretischen Ableitungen des Luftaustauschs durch die Karosserie wurden Parameterintegrale erhalten. Die Integrale werden umgeformt, in Reihen entwickelt und mit Hilfe von Gammafunktionen und den Symmetrieeigenschaften, welche zwischen dem Leckzu- und abluftstrom bestehen, gelöst.

Nomenklatur

Formelzeichen

A	[m ²]	Fläche
A _S	[-]	Absorptionsvermögen der Sonneneinstrahlung
a	[m ² /s]	Temperaturleitfähigkeit
b	[J/(m ² · K · s ^{0,5})]	Wärmeeindringzahl
C _S	[W/(m ² · K ⁴)]	Konstante der Wärmestrahlung
c _p	[J/(kg · K)]	Spezifische isobare Wärmekapazität
c _p	[-]	Druckbeiwert der Außenströmung
c _i	[-]	Dimensionsloser Innenraumdruck
D, d	[m]	Durchmesser
dB	[-]	Schalldruck
g	[m/s ²]	Örtliche Fallbeschleunigung
H	[-]	Häufigkeit
H	[J]	Enthalpie
\dot{H}	[W]	Enthalpiestrom
\dot{H}	[W]	Sensibler Wärmestrom
\dot{H}^{sen}	[W]	Latenter Wärmestrom
H_u^{lat}	[J/kg]	Spezifischer Brennwert, unterer Heizwert
h	[J/kg]	Spezifische Enthalpie
h	[m]	Höhe
\dot{h}	[W/kg]	Spezifischer Enthalpiestrom
I	[A]	Elektrische Stromaufnahme
I	[W/m ²]	Solare Bestrahlungsstärke, Sonnenintensität
k	[-]	Exponent
k	[W/(m ² · K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
L	[°]	Geographische Länge
L _p	[dB]	Schalldruck
l	[m]	Länge
l	[-]	Dimensionsloser Luftstrom
M	[Nm]	Drehmoment
m	[kg]	Masse

\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
n	[s ⁻¹]	Drehzahl
Nu	[-]	Nußelt-Zahl
P	[W]	Leistung
Pr	[-]	Prandtl-Zahl
p	[Pa]	Druck
p_{amb}	[Pa]	Umgebender Atmosphärendruck
Q	[J]	Wärme, Wärmemenge
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
\dot{Q}_{100}	[W]	Wärmestrom mit ETD = 100 K
\dot{Q}_0	[W]	Verdampferleistung
q	[Pa]	Staudruck
q_0	[kJ/kg]	Massenstrombezogene Kälteleistung
q_c	[kJ/kg]	Massenstrombezogene Verflüssigerleistung
\dot{q}_s	[W/m ²]	Sonnenstrahlung
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
R_B	[J/kg · K]	Spezielle Gaskonstante des Stoffes B
R	[m ² · K/W]	Wärmeleitwiderstand
Re	[-]	Reynolds-Zahl
r	[J/kg]	Spezifische Verdampfungswärme
T	[K]	Thermodynamische Temperatur
t	[s]	Zeit
U	[V]	Elektrische Spannung
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
v	[m ³ /kg]	Spezifisches Volumen
W	[W/K]	Wärmekapazitätsstrom
w	[m/s]	Geschwindigkeit
w	[kJ/kg]	Massenstrombezogene Leistungsaufnahme des Verdichters
x	[kg/kg]	Wassergehalt
z	[-]	Anzahl der Tage ab dem 1. Januar
z	[m]	Höhe über dem Meeresspiegel

Griechische Bezeichnungen

α	[W/(m ² · K)]	Wärmeübergangskoeffizient
α_s	[-]	Absorptionsgrad der Sonneneinstrahlung
α	[°]	Azimet der Flächennormalen
β	[°]	Anstellwinkel einer Fläche zur Horizontalen
β	[-]	Exponent

γ	[°]	Elevation, Sonnenhöhe
Δ		Differenz
δ	[°]	Deklination, Neigung der Erde
δ	[m]	Dicke
ε	[-]	Emissionsgrad
ε	[-]	Leistungszahl, COP
ζ	[-]	Druckverlustzahl
η	[-]	Wirkungsgrad
η	[Pa · s]	Dynamische Viskosität
η	[°]	Einfallswinkel
ϑ	[°C]	Celsius-Temperatur
κ	[-]	Leistungszahl, NTU
λ	[W/(m · K)]	Wärmeleitfähigkeit
λ	[-]	Rohrreibungs-Zahl
λ	[m]	Wellenlänge
μ	[-]	Mittelpunkt einer Normalverteilung
ν	[m ² /s]	Kinematische Viskosität
ν	[-]	Durchmesserverhältnis
ξ	[-]	Druckverlustzahl
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	Streuung der Normalverteilung
τ	[-]	Transmissionsgrad
τ	[-]	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme
Φ	[-]	Effektivität, Betriebscharakteristik
φ	[-], [%]	Relative Feuchte
φ	[°]	Geographische Breite
φ	[-]	Lieferziffer
ψ	[-]	Druckziffer
ψ	[°]	Azimut der Sonne
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω	[°]	Stundenwinkel der Sonne

Bezeichnungen

\dot{Q}_{100}	Wärmestrom bezogen auf eine Eintritts-Temperatur-Differenz von 100 K
ETD	Eintritts-Temperatur-Differenz

Abkürzungen

AC	Air Conditioning (Klimaanlage, ohne Luftbefeuchtung)
COP	Coefficient of Performance
GND	Ground, über Grund

HVAC	Heating Ventilation Air Conditioning
HWT	Heizungswärmeübertrager
MEZ	Mitteleuropäische Zeit
MESZ	Mitteleuropäische Sommerzeit
MOZ	Mitteleuropäische Ortszeit
NN	Normal Null
NTU	Number of heat transfer Units, Leistungszahl
PMV	Predicted Mean Vote (mittlerer Wärmebeurteilungs-Index)
R134a	Kältemittel 1,1,1,2-Tetrafluorethan
R744	Kältemittel Kohlenstoffdioxid
r. F.	Relative Feuchte
SAD	Schiebe-Ausstelldach
WOZ	Wahre Ortszeit
WT	Wärmeübertrager
ZGL	Zeitgleichung

Mathematische Symbole

Logische Symbole

π	Ludolfsche Zahl; $\pi = 3,14159 \dots$
e	Eulersche Zahl; $e = 2,71828 \dots$
n!	Fakultät
$\sum_{i=1}^n a_i$	Summe
\vec{V}	Vektor

Funktionen

e^x	Exponentialfunktion oder $\exp x$
$\ln x$	Natürlicher Logarithmus zur Basis e
$\log_{10} x, \lg x$	Logarithmus zur Basis 10
x^α	Allgemeine Exponentialfunktion
$\sin x, \cos x$	Sinus von x und Kosinus von x
$\arcsin x, \arccos x$	Arkussinus von x und Arkuskosinus von x
$\sinh x$	Sinus hyperbolicus
Γx	Gammafunktion von x
r^2	Bestimmtheitsmaß
$\operatorname{sgn} x$	Signum von x, Vorzeichen von x
$\int_a^b f(x) dx$	Integral der Funktion f(x) im Intervall [a, b]

Indizes

ab	Abgeführt
abt	Absorbiert
amb	Umgebung
i	Nummerierung
n	Nummerierung
sat	Gesättigt
w	Geschwindigkeit
zu	Zugeführt

Kapitel 1

Grundlagen

1.1 Historie

Die ersten Automobile (Ende des 19. Jahrhunderts) hatten keine Vorrichtungen zur Lüftung, zum Heizen oder zum Kühlen. Die Fahrgeschwindigkeit, die Sicht des Fahrers und der Klimakomfort entsprachen einer Pferdekutsche. Mit größer werdender Fahrgeschwindigkeit änderte sich der Aufbau, es entstand eine Karosserie mit Scheiben. Diese musste nun gelüftet und beheizt werden.

Koenig-Fachsenfeld (1946, 1951) beschreibt den damaligen Stand der Technik zur „Heizung und Lüftung“ mit historisch brillanten Lösungen. Die Lüftung wird vorrangig durch das Ausstellen der Windschutzscheibe bewirkt. Für die Belüftung empfiehlt er bereits einen Filter. Die Wärme für die Heizung wird dem Motor entnommen oder kann auch elektrisch zugeführt werden. Damals war auch bekannt, dass ein Unterdruck im Fahrgastraum erhebliche Mängel provozieren kann. So wurde beobachtet, dass bei einer leicht geöffneten Seitenscheibe die Lufttemperatur im Fahrgastraum ansteigt. Dies erklärt Koenig-Fachsenfeld damit, dass heiße Luft aus dem Motorraum durch die undichte Karosserie angesaugt werde. Weiterhin warnt er davor, Be- und Entlüftungsöffnungen in der Nähe von Abgasrohren anzuordnen, da Abgas bei einem Unterdruck im Fahrgastraum angesaugt werden kann.

Heizungen wurden etwa ab 1950 als Mehrausstattung in Pkws installiert. Diese wurden seit 1963 für die Zulassung gesetzlich vorgeschrieben.

In den USA gab es die ersten Klimaanlage¹ in Pkws um 1940. Serienmäßig wurden diese ab 1953 angeboten. In Deutschland gab es wegen der moderaten klimatischen Bedingungen zunächst – abgesehen von wenigen Luxus-Pkw – keinen Bedarf an Klimaanlage. Für den Export in die USA mussten jedoch Klimaanlage vorgesehen werden. In den 70er Jahren wurde der Verdampfer in einer eigenen Ein-

¹ Es handelt sich – genau genommen – in Pkws nicht um „Klimaanlagen“, sondern um „Teilklimaanlagen“. Neben den Funktionen Lüften, Heizen, Kühlen und Entfeuchten kann mit einer Vollklimaanlage auch ein Befeuchten des Luftstroms realisiert werden. Da aber der Begriff „Klimaanlage“ fest eingebürgert ist, wird dieser auch in diesem Zusammenhang verwendet.

heit untergebracht, so dass das Heizgerät nicht verändert werden musste. Erst in den 80er Jahren wurde der Verdampfer im Heizgerät integriert. Man sprach dann vom „Klimagerät“, vgl. Fußnote.

Um den Klimakomfort im Fahrgastraum zu verbessern und um die Bedienung zu vereinfachen, wurde in den USA an der Regelung einer Klimaanlage schon in den 50er Jahren gearbeitet. Weiterentwicklungen wurden in Deutschland Mitte der 70er Jahre als ECC (Electronic Climate System) bekannt und angewendet.

Wegen des aerodynamischen Designs und dem damit verbundenen größeren Energieeintrag durch Sonneneinstrahlung in den Fahrgastraum sowie gehobener Ansprüche an den Klimakomfort im Fahrgastraum stieg ab Beginn der 80er Jahre die Nachfrage nach Klimaanlage.

Um den Klimakomfort beim Einstieg in einen von der Sonne aufgeheizten Pkw zu verbessern, wurde 1991 die Solartechnik zur Standbelüftung eingeführt.

Bis etwa Mitte der 90er Jahre wurde in Deutschland – und in den meisten europäischen Ländern – als Kältemittel in Pkw-Klimaanlagen R12, Dichlordifluormethan, CCl_2F_2 , ein FCKW (Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoff) verwendet. Wegen des hohen Ozonabbaupotenzials wurde R12 im Montrealer Abkommen von 1987 verboten. Die deutschen Automobilhersteller haben ab 1993 deshalb R134a (FKW) als Ersatzkältemittel verwendet. R134a hat keine schädigende Wirkung auf die Ozonschicht. Da es aber noch ein erhebliches Treibhauspotenzial hat, muss dieses in Kürze wiederum ersetzt werden. Ein geeigneter Ersatzstoff wäre Kohlenstoffdioxid (R744).

Ab Anfang der 80er Jahre wurden in Pkws mit sehr niedrigem Verbrauch, die der Heizung nicht mehr genügend Wärme zur Verfügung stellen können, serienmäßig elektrische Zuheizter eingebaut.

Seit den 90er Jahren werden energiesparende Konzepte und Detailoptimierungen verfolgt und umgesetzt. Zu den energiesparenden und umweltfreundlichen Konzepten gehört z. B. der Kältemittelkreislauf mit R744. Zu den Detailoptimierungen zählen z. B. geregelte Expansionsventile an Stelle einer Drossel (Orifice Tube) oder ein innerer Wärmeaustauscher im Kreislauf. Mit solchen Maßnahmen wird die Leistungszahl (COP, Coefficient of Performance) einer Kälteanlage verbessert.

1.2 Weltweite Klimate

Nachstehend sind wichtige Normen, Richtlinien und Literaturstellen zusammengestellt, die für die Auslegung von Klimaanlage und Heizungen unentbehrlich sind. Von besonderem Interesse ist die neue Klimadatenrichtlinie **VDI 4710,1** für außereuropäische Klimadaten. Anhand eines Beispiels wird gezeigt, wie wichtig die Korrelation zwischen der Lufttemperatur und dem Wasserdampfgehalt bei der erforderlichen Leistung des Verdampfers einer Klimaanlage ist. Es folgen praktische Ergänzungen zum Luftdruck und dem Regen.

1.2.1 Lufttemperatur, Wasserdampfgehalt und Sonnenstrahlung

Nach **DIN 1946-3: 2006–07** können die Temperaturen der Außenluft weltweit zwischen -45 und 55 °C betragen. Bei eigenen Versuchen in Skandinavien, den USA und in Algerien wurden Extremwerte zwischen -48 und 52 °C vorgefunden.

In der **DIN 4710: 2003** „Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland“ sind umfangreiche meteorologische Daten für Deutschland dargestellt. Sie umfassen Statistiken über die Lufttemperatur, den Wasserdampfgehalt, die Sonneneinstrahlung etc., welche die klimatischen Bedingungen sehr gut beschreiben. Die jeweils gemessene Lufttemperatur wird dem gemessenen Wasserdampfgehalt zugeordnet und mit einer Häufigkeit gekennzeichnet. Dies ergibt ein Diagramm „Korrelation der Lufttemperatur vs. Wasserdampfgehalt“. Dieses ist dem Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft ähnlich. Die einzelnen Werte können der spezifischen Enthalpie zugeordnet und in das Mollier-h, x-Diagramm eingetragen werden. Dies ist in Programmen, z. B. dem AHH (Air Humid Handling) für verschiedene Standorte, verwirklicht (Zeller).

Manier u. Fuchs (1979) berichten über die Berechnung der direkten Sonneneinstrahlung und der Globalstrahlung für 69 Orte der Bundesrepublik Deutschland. Manier u. Fuchs (1982) übertragen klimatologische Daten der Global- und Himmelsstrahlung auf Orte ohne Strahlungsmessungen.

In der Klimadatenrichtlinie **VDI 4710,1** werden außereuropäische Klimadaten für die Gebäudetechnik beschrieben. Masuch et al. (2007) geben Erläuterungen zur neuen Klimadatenrichtlinie. Es werden die Daten von 20 Wetterstationen berücksichtigt. Diese sind über alle Kontinente zwischen dem Polargebiet und den Tropen verteilt.² Diese Richtlinie ist wie die Norm DIN 4710 aufgebaut. Das Tabellenwerk soll durch digitale Datensätze ergänzt werden, so dass die Daten in Berechnungsprogramme eingebunden werden können.

Mit dem Programm CESORA³ (Calculation of Effektive Solar Radiation) können die spektralen und integralen Bestrahlungsstärken der Sonne, aber auch von Strahlungsquellen (Sonnensimulationen) berechnet werden. Damit können u. a. Filterwirkungen und Oberflächentemperaturen untersucht werden. In einem Handbuch sind die physikalischen Zusammenhänge hinterlegt.

Über meteorologische Grundlagen berichten u. a. Recknagel u. Sprenger (1985) und Rákóczy u. Schädlich (2007) in Fachbüchern.

Auch lokale Aufzeichnungen über extreme Temperaturen sind von Interesse. So wurde in Manching (Nähe Ingolstadt, Deutschland) am 27. Juli 1983 eine Lufttem-

² Masuch et al. (2007). Die 20 Stationen sind in der Zeitschrift HLH 4/2007, S. 62 zusammengestellt.

³ Entwickelt von Manier, G. in Zusammenarbeit mit Atlas Material Testing Technology GmbH. und K.H. Steuernagel Lichttechnik GmbH. Die Version 1.0 Beta gab es bereits 2001. Infos unter www.atlas-mts.com.

Tab. 1.1 Einfluss der Lufttemperatur und der Feuchte verschiedener Standorte auf die erforderliche Verdampferleistung im Außenluftbetrieb für einen Luftmassenstrom von 6 kg/min und einer Lufttemperatur nach dem Verdampfer von 10 °C

Standort	Temperatur der Luft [°C]	Relative Feuchte [%]	Wasserdampfgehalt [g _w /kg _L]	Leistung des Verdampfers [kW]	Kondensat-Massenstrom [L/h]
Phoenix (USA)	43	15	8,18	3,46	0,14
München	30	50	13,47	3,5	2,1
Tokio	30	75	20,43	5,3	4,6

peratur von 38,7 °C gemessen. In Gärnersdorf bei Amberg (Deutschland) war es an diesem Tag mit 40,2 °C noch heißer.

Beispiel: Einfluss der Lufttemperatur und der Feuchte auf die erforderliche Verdampferleistung

Für den Betrieb einer Klimaanlage ist für die Abkühlung der Luft im Verdampfer neben der Temperatur der eintretenden Luft die absolute Feuchte bzw. der Wasserdampfgehalt von großer Bedeutung. In Tab. 1.1 sind Beispiele für verschiedene Standorte zusammengestellt. Während die Lufttemperatur in Phoenix (USA) mit 43 °C deutlich höher ist als in München mit 30 °C ist die r. F. bzw. der Wasserdampfgehalt niedriger. Daher ist die erforderliche Verdampferleistung (3,46 kW) im Vergleich zum Standort München (3,5 kW) vergleichbar und gegenüber dem Standort Tokio (5,3 kW) deutlich kleiner. In Tokio ist in diesem Beispiel der Kondensatmassenstrom mit ca. 4,6 L/h beträchtlich. Dieser tropft ungenutzt auf die Straße. Für die Kondensation müssen am Verdampfer etwa 3,2 kW Wärme abgeführt werden. Aus energetischen Gründen wird in dieser Region häufig im Umluftbetrieb gefahren.

1.2.2 Luftdruck

Für die Normatmosphäre gelten in Meereshöhe (Normal Null, NN) folgende Werte:

Luftdruck: 1.013,25 [hPa]

Lufttemperatur: 15 [°C]

Luftdichte: 1,225 [kg/m³]

Von den Wetterstationen wird der lokal gemessene Luftdruck (über Grund, GND) auf NN umgerechnet. Oft werden der Luftdruck (bezogen auf NN) und die Lufttemperatur am folgenden Tag in Zeitungen mitgeteilt. Dieser auf NN bezogene Luftdruck kann wiederum auf die lokale Höhe umgerechnet werden. Dies geschieht am einfachsten mit der „barometrischen Höhenformel“ für eine angenommene isotherme Schichtung (Bohl 1980).

$$p = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{g}{R_L \cdot T_0} \cdot z\right) \approx p_0 \cdot \exp\left(-\frac{z}{8430}\right)$$

Dabei bedeuten:

p_0	auf NN bezogener Luftdruck [hPa]
g	Fallbeschleunigung 9,81 [m/s ²]
R_L	Gaskonstante der Luft 287,1 [J/kg K]
T_0	Thermodynamische Temperatur $T_0 = 273,15 + \vartheta_0$ [K]
z	Höhe über NN [m]

Die Kenntnis des richtigen Luftdrucks über Grund (GND) ist bei Messungen von Luftmassenströmen für deren Genauigkeit entscheidend, denn der Luftdruck ist proportional zur Luftdichte. In sehr hohen geografischen Lagen ist der Luftdruck deutlich niedriger als über NN.⁴ Damit werden die Luftdichte und der Luftmassenstrom für die Motorkühlung reduziert. Sollte die Kühlwassertemperatur den maximal zulässigen Grenzbereich erreichen, wird der Verdichter des Kältekreislaufes abgeschaltet. Dies kann ggf. zur Bildung von Beschlag auf den Innenseiten der Scheiben führen.

Für die Auslegung von Differenzdruckschaltern und Differenzdruckreglern (Saugdruckregler eines Kältemittelkreises, Regler eines Verdichters zur Einstellung des Hubvolumens einer Taumelscheibe etc.) müssen die Luftdrücke in hohen geografischen Lagen berücksichtigt werden. Bei einem zu niedrigen Saugdruck kann der Verdampfer vereisen.

Beispiel: Umrechnung des angegebenen Luftdrucks einer Wetterstation von NN auf GND

Am 21.02.2008 wurde um 12 Uhr an einem Barometer ein Druck von 978 hPa abgelesen. Es sollte näherungsweise – ohne die Verwendung eines Kalibriermessgerätes – festgestellt werden, ob dieses richtig über GND (384 m, Höhe der Technischen Entwicklung von Audi in Ingolstadt) anzeigt. Am 22.02.2008 wurden daher die Messwerte der Geophysikalischen Beratungsstelle der Wehrtechnischen Dienststelle 61 Manching (ca. 15 km von Ingolstadt entfernt) der Ingolstädter Tageszeitung „Donau Kurier“ entnommen. Die Messwerte lauten:

Luftdruck über NN: 1.026,6 hPa

Temperatur: 7,4 °C

Also war der Luftdruck über GND am 21.02.2008 etwa 980 hPa.

$$p = 1026,6 \cdot \exp\left(-\frac{9,81}{287,1 \cdot (273,15 + 7,4)} \cdot 384\right) \approx 980 \cdot [\text{hPa}]$$

Ergebnis: Die angezeigten Werte des Barometers stimmen fast überein.

1.2.3 Regen

Bei einem im Regen geparkten Pkw muss das Wasser bereits vor dem Eintritt in das Klimagerät abgeführt werden. Gleiches gilt für den Eintritt der Außenluft während

⁴ In einer Höhe von 2.500 m beträgt der Luftdruck nur noch etwa 75 % des Luftdrucks über NN.

Tab. 1.2 Niederschlag und Tropfendurchmesser verschiedener Regenarten

Regenart	Min. Niederschlag [mm/h]	Max. Niederschlag [mm/h]	Min. Durchmesser [mm]	Max. Durchmesser [mm]
Nieselregen	0,1	5	0,12	0,5
Landregen	5	10	0,5	2
Schauer	10	60	0,5	3–4
Gewitterregen	60	150	0,5	5
Tropischer Regen	150	250	0,8	5

des Betriebs, wenn Regentropfen mitgerissen werden. Die verschiedenen Regenarten, Niederschläge (Intensitäten) und Tropfendurchmesser sind in der Tab. 1.2 zusammengestellt.

Die Tropfen sind innerhalb einer Regenart nicht gleich groß. Werden diese nach ihren Durchmessern klassiert, können verschiedene Häufigkeitsverteilungen gefunden werden. In der Literatur werden verschiedene Formeln angegeben.

Über die Geschwindigkeit der Tropfen sind viele wissenschaftliche Artikel veröffentlicht worden. Die meisten Ergebnisse beruhen auf Experimenten. Mit dem dynamischen Grundgesetz nach Newton lautet die Endfallgeschwindigkeit für einen kugelförmig gedachten Wassertropfen

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot (\rho_W - \rho_L)}{3 \cdot \rho_L \cdot c_w}} \cdot D \approx 155,47 \cdot \sqrt{D} \cdot [\text{m/s}].$$

Der Widerstandsbeiwert c_w wurde mit 0,47 angenommen, da die Reynoldszahl klein ist. Durch den Einfluss von Wind wird die Geschwindigkeit höher. Die hier erwähnte einfache Gleichung gilt nicht für sehr kleine Tropfen, da diese z. B. im Nebel schweben.

Dabei bedeuten:

- g Fallbeschleunigung: 9,81 [m/s²]
- D Durchmesser [m]
- ρ_W Dichte von Wasser [kg/m³]
- ρ_L Dichte von Luft [kg/m³]

Beispiel: Endgeschwindigkeit eines großen Tropfens

Für einen Tropfen mit einem Durchmesser von 5 mm folgt eine Endfallgeschwindigkeit von etwa

$$w_{\max} \approx 155,47 \cdot \sqrt{\frac{5}{1.000}} \approx 11 \cdot [\text{m/s}].$$

1.3 Vorschriften, Normen und Richtlinien

Bereits bei der Auslegung der Klimaanlage eines Pkws (*Heating Ventilation Air Conditioning*, HVAC) müssen die gesetzlichen Vorschriften, Normen und Richtlinien berücksichtigt werden. Bevor ein Pkw vertrieben werden darf, sind Abnah-

Tab. 1.3 Wichtige Vorschriften, Normen und Richtlinien zum Komfort, zur Sicherheit und Hygiene. (Nach: Großmann (2005))

DIN 1946-3: 2006–07	Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
FMVSS 103	Federal Motor Vehicle Safety Standard; Windschutzscheibenentfeuchtung und Beschlagentfernung, Personenkraftwagen, Mehrzweckpersonenwagen, Lastwagen und Omnibusse
78/317/EEC	Scheibenenteisung und Trocknung
ADR 15	Australian Design Rule; Demisting of Windscreen (Scheibenentfeuchtung)
VDI 6032	Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung (VDI-Richtlinie)

mepfahrungen erforderlich. Diese sind gesetzlich vorgeschrieben und werden z. B. vom TÜV (Technischer Überwachungs-Verein) übernommen. Zulassungsrelevant sind u. a. die Vorschriften für die Entfeuchtung und Entfrostung der Frontscheiben. Hier handelt es sich um die Sicherheit beim Betrieb eines Pkws. In den Normen und Richtlinien ist der Stand der Technik dokumentiert. So werden z. B. in der VDI-Richtlinie 6032 eine Partikelfilterung für die Zuluft und Umluft in den Fahrgeraum und ein Wechsel des Filters nach spätestens 2 Jahren dringend empfohlen. Für den Kunden sind das Vorhandensein eines Filters und ein Wechsel nach spätestens einem Jahr in der heutigen Zeit eine Selbstverständlichkeit. Die Regelwerke dienen also dem Entwicklungsingenieur bei seiner Arbeit und der Zufriedenheit des Kunden.

In der Tab. 1.3 sind wichtige Vorschriften zum Komfort, zur Sicherheit und zur Hygiene zusammengestellt. In diesen sind auch weitere normative Verweisungen enthalten. Relevante DIN, EN und ISO Normen sind in der Tab. 1.4 und VDI-Richtlinien in der Tab. 1.5 sowie CIE Empfehlungen in der Tab. 1.6 zusammengestellt. Die Tabellen sind nach Themenfeldern sortiert. Es sei darauf hingewiesen, dass diese nach dem jeweiligen Stand der Technik nicht vollständig sein können. Es wird empfohlen immer nach dem letzten gültigen Stand zu recherchieren.

Tab. 1.4 Einige DIN, EN und ISO-Normen, nach Themenbereichen sortiert

Bezeichnung	Jahr	Inhalt
<i>Raumluftechnik</i>		
DIN 1946-1	1998	Raumluftechnik – Terminologie und graphische Symbole (VDI-Lüftungsregeln)
DIN 1946-2	1994–01	Raumluftechnik – Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)
DIN 1946-3	2006–07	Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
<i>Meteorologie</i>		
ISO 9488	1999	Solar energy – Vocabulary
DIN 4710	2003	Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland

Tab. 1.4 (Fortsetzung)

Bezeichnung	Jahr	Inhalt
<i>Klimaphysiologie</i>		
DIN EN ISO 7730	1995–09	Gemäßigtes Umgebungsklima – Ermittlung des PMV und des PPD und Beschreibung der Bedingungen für thermische Behaglichkeit (ISO 7730: 1994); Deutsche Fassung EN ISO 7730: 1995
DIN EN 12 515	1997	Warmes Umgebungsklima: Analytische Bestimmung und Beurteilung der Wärmebelastung durch Berechnung der erforderlichen Schweißrate. (Deutsche Fassung der EN 12515: 1997)
DIN EN 563	2000–01	Sicherheit von Maschinen – Temperatur berührbarer Oberflächen – ergonomische Daten zur Festlegung von Temperaturgrenzwerten für heiße Oberflächen
DIN EN 13202	2000–09	Ergonomie der thermischen Umwelt – Temperaturen berührbarer Oberflächen – Leitfaden der Temperaturgrenzwerte von heißen Oberflächen in Produktnormen unter Anwendung von DIN EN 563
DIN EN ISO 13732-3	2008–12	Ergonomie der thermischen Umgebung – Bewertungsmethoden für Reaktionen des Menschen bei Kontakt mit Oberflächen – Teil 3 kalte Oberflächen
<i>Akustik</i>		
DIN ISO 5128	1984–11	Innengeräuschemessungen in Kraftfahrzeugen
<i>Filter</i>		
DIN 71460-1	2006–04	Straßenfahrzeuge – Luftfilter für Kraftfahrzeuginnenräume: Prüfverfahren für Partikelfiltration
DIN 71460-2	2006–03	Straßenfahrzeuge – Luftfilter für Kraftfahrzeuginnenräume: Prüfung der Gasabsorption von Filtern (Entwurf)
<i>Durchflussmessung</i>		
EN ISO 5167-1	1995	Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten
EN ISO 5167-1	2004–01	Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt – Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen (ISO 5167-1: 2003)
<i>Messtechnik</i>		
DIN 1319-1	1995	Grundlagen der Messtechnik, Teil 1: Grundbegriffe
DIN 1319-2	1980	Grundlagen der Messtechnik, Teil 2: Begriffe für die Anwendung von Messgeräten
DIN 1319-3	1996	Grundlagen der Messtechnik, Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgröße, Messunsicherheit
DIN 1319-4	1999	Grundlagen der Messtechnik, Teil 4: Auswertung von Messungen, Messunsicherheit
<i>Wärmedurchgang</i>		
DIN 4108	1981	Wärmeschutz im Hochbau, Berechnungsverfahren
EN ISO 6946	1996	Bauteile, Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient, Berechnungsverfahren

Tab. 1.5 Einige VDI-Richtlinien, nach Themenbereichen sortiert

Bezeichnung	Jahr	Inhalt
<i>Hygiene</i>		
VDI 6022	1998	Hygienische Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen, Büro- und Versammlungsräume (VDI-Richtlinie)
VDI 6032	2004	Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung (VDI-Richtlinie)
<i>Meteorologie</i>		
VDI 4710, Blatt 1	2008–12	Meteorologische Grundlagen für die Gebäudeausrüstung – Außereuropäische Klimadaten
VDI 3787, Blatt 1	1997	Umweltmeteorologie, Klima- und Lüfthygienekarten für Städte und Regionen
VDI 3789, Blatt 2	1994	Umweltmeteorologie, Wechselwirkungen zwischen Atmosphäre und Oberflächen. Berechnung der kurz- und der langwelligen Strahlung
VDI 3789, Blatt 3	2001	Umweltmeteorologie, Wechselwirkungen zwischen Atmosphäre und Oberflächen. Berechnung der spektralen Bestrahlungsstärken im solaren Wellenlängenbereich
<i>Kühllastregeln</i>		
VDI 2078	1990	Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregeln)
VDI 2078	1996	Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregeln)
VDI 2078 – Entwurf	2008	Kühllastregeln – Berechnung von Kühllast und sommerlichen Raumluf temperatures (VDI-Kühllastregeln)

Tab. 1.6 CIE-Empfehlungen zur spektralen Bestrahlungsstärke

Bezeichnung	Jahr	Inhalt
<i>Sonnenstrahlung</i>		
85	1989	Solar Spectral Irradiance (Solare spektrale Bestrahlungsstärke)

Literatur

- DIN 1946-3 (2006) Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
- DIN 4710 (2003) Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland
- VDI 4710,1 (2008) Meteorologische Grundlagen für die Gebäudeausrüstung – Außereuropäische Klimadaten für die Gebäudetechnik
- VDI 6032 (2004) Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung (VDI-Richtlinie)

- Bohl W (1980) Technische Strömungslehre. 4. Aufl. Vogel Verlag, Würzburg, S. 49
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Koenig-Fachsenfeld R (1946) Aerodynamik des Kraftfahrzeugs. Bd. 3, als Manuskript vervielfältigt, Aalen, S. 41, 46
- Koenig-Fachsenfeld R (1951) Aerodynamik des Kraftfahrzeugs. Umschau-Verlag, Frankfurt
- Manier G, (2001) Calculation of Effective Solar Radiation, Atlas Material Testing Technology GmbH, www.atlas-mts.com
- Manier G, Fuchs H (1979) Berechnung der direkten Sonnenstrahlung und der Globalstrahlung für 69 Orte in der Bundesrepublik Deutschland. HLH 30 Nr. 2
- Manier G, Fuchs H (1982) Festlegung klimatologischer Daten der Global- und Himmelsstrahlung und Übertragung der Ergebnisse auf Orte ohne Strahlungsmessungen für horizontale und nicht horizontale, feste und mitgeführte Empfängersysteme. BMFT-FB-T 82-070, Institut für Meteorologie, Technische Hochschule Darmstadt
- Masuch J, Rosenhagen G, Dehne K, Riecke W (2007) Darstellung von außereuropäischen Klimadaten für die Gebäudetechnik. HLH 58 Nr. 4–7, Springer VDI-Verlag
- Rákóczy T, Schädlich S (2007) Klimatechnik. In: K. H Grote, J Feldhusen (Hrsg) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- Recknagel H, Sprenger E (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 69. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien
- Zeller M Umgang mit feuchter Luft (Air Humid Handling). Zeller Consulting Suisse, www.zcs.ch

Kapitel 2

Klimaphysiologie

2.1 Abgrenzung zur Klimatisierung von Gebäuden

Für die Klimatisierung in Gebäuden gibt es zahlreiche Untersuchungen und eine umfangreiche Literatur.¹ Diese Ergebnisse sind auch für die Klimatisierung von Pkws im weitesten Sinn relevant, aber leider nicht ohne Weiteres übertragbar, da für die Anwendung erhebliche spezifische Unterschiede bestehen. Solche Unterschiede zeigt Tab. 2.1.

Wer in ein Gebäude bei heißen sommerlichen oder eiskalten winterlichen Umgebungsbedingungen eintritt, trifft meistens auf ein behagliches Klima. Beim Einsteigen in einen Pkw ist dieser Zustand eher selten. Die physikalische Beschreibung und die Simulation des subjektiven Empfindens beim Einsteigen in den Fahrgastraum sind schwierig. In der Praxis ist es jedoch bekannt, wie der Komfort erheblich verbessert werden kann. So hilft im Winter bei tiefen Außenlufttemperaturen und vereisten Scheiben z. B. eine Standheizung. Im Sommer hingegen hat sich bei extremer Sonneneinstrahlung eine permanente Lüftung des Fahrgastraums z. B. durch Anwendung der Solartechnik bewährt.² Der Einstiegscomfort wird i. d. R. subjektiv von Testfahrern beschrieben.

Im stationären Betrieb kann der Fahrkomfort durch den subjektiven Eindruck von Testfahrern einfacher bewertet werden. Verwendet werden bei Messungen in Klimawindkanälen auch Klimamess-Puppen. Weiterhin werden in der frühen Entwicklungsphase eines neuen Pkw numerische Simulationen durchgeführt. Damit können Bewertungen bei Variation der Parameter wie Lufttemperatur, Strömungsgeschwindigkeit etc. vorgenommen werden. Die objektive Bewertung ist schwierig.

¹ Siehe z. B. Rákóczy u. Schädlich (2007), Recknagel et al. (2000).

² Seit 1991 bietet die Audi AG, beginnend mit dem Audi Coupé, Solardächer als Sonderausstattung an, s. Großmann (1992). Bei entsprechender Sonneneinstrahlung erzeugen Solarzellen, die sich auf dem Schiebe-/Ausstelldach (SAD) befinden, eine elektrische Leistung und treiben das serienmäßig vorhandene Lüftungsgebläse an. Dabei werden nicht nur die Luft- und Bauteiltemperaturen abgesenkt, sondern es werden Luftinhaltsstoffe, die aus Bauteilen bei Sonneneinstrahlung emittieren und als unangenehm empfunden werden, deutlich reduziert.

Tab. 2.1 Klimatisierung eines Büroraums vs. Fahrgastraum eines Pkws bei mitteleuropäischen Bedingungen

Kenngröße	Büroraum	Fahrgastraum eines Pkw
Volumen	Ca. 30 [m ³]	Ca. 3 [m ³]
Volumen pro Person	> [10 m ³ /Person]	Ca. [0,6 m ³ /Person]
Betriebsweise	Stationär	Meistens instationär
Lufttemperatur	15–30 [°C]	–25–80 [°C]
Oberflächentemperatur	15–40 [°C]	–25–100 [°C]
Temperaturfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
Strömungsfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
Strahlungsfeld	Nahezu homogen	Inhomogen
direkte Sonneneinstrahlung	Schutz vorhanden	Wenig Schutz vorhanden
Anströmgeschwindigkeit	Ca. 0,2 [m/s]	<5 [m/s]
Abstand zum Fenster	>1 [m]	Ca. 0,2 [m]
Luftwechselrate	2–8 [h ⁻¹]	10–200 [h ⁻¹]

Daher sind subjektive Beurteilungen bei zahlreichen Testfahrten erforderlich, die weltweit auch bei extremen Bedingungen durchgeführt werden.

Im Vergleich zur Gebäude-Klimatisierung ist die Anzahl der Veröffentlichungen über die Pkw-Klimatisierung kleiner. Dies liegt daran, dass nur der Fahrzeughersteller seine Fahrzeuge wirklich kennt, über die notwendigen versuchstechnischen Anlagen verfügt und sein Wissen aus Gründen des Wettbewerbs verständlicherweise nur selten publiziert. Über die Klimaphysiologie der Pkw-Klimatisierung gibt es mehrere grundlegende Arbeiten.³

2.2 Thermodynamisches System „Mensch-Fahrgastraum“

Der Mensch wird von folgenden Größen beeinflusst:

- innere Wärmebildung im Körper beim Stoffwechsel (Metabolismus),
- körperliche Tätigkeit,
- Bekleidung (Wärmeleitwiderstand),
- Wärmestrahlung von und zu den Bauteilen,
- Absorption der Sonneneinstrahlung,
- Wasserdampfdiffusion,

³ Über „Hygienische und physiologische Grundlagen der Pkw-Klimatisierung“ berichtet Temming (1984). Er beschreibt die wesentlichen Gesichtspunkte mit Ausnahme der direkten Sonneneinstrahlung. Temming (2003) hat eine gründliche Literaturstudie über „Auswirkungen sommerlichen Klimas in Kfz auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer“ durchgeführt. Mayer et al. (2007) berichten über die thermische Behaglichkeit im Fahrzeug. Beschrieben werden Äquivalenttemperaturen, lokale Bewertungen mit Hilfe eines Messinstruments (RST-Meter). Der DIN 1946-3 (2006) „Klimatisierung von Pkw und Lkw“ können wertvolle Informationen entnommen werden.

- Bildung von Schweiß,
- Temperaturverteilung an den Oberflächen,
- Wärmeaustausch durch die Atmung.

Dabei wirken folgende Größen als Randbedingungen auf den Körper:

- inhomogenes Temperaturfeld,
- inhomogenes Strömungsfeld,
- inhomogenes Strahlungsfeld der Umschließungsflächen,
- inhomogenes Strahlungsfeld der direkten Sonneneinstrahlung,
- Luftfeuchte,
- Wärmeleitung von Oberflächen (Kontakttemperatur),
- Luftinhaltsstoffe.

2.3 Bewertungen

Es gibt verschiedene Methoden und Begriffe zur Bewertung des Klimakomforts. Das sind z. B. die Äquivalente Temperatur, die Effektivtemperatur, die Operative Temperatur. Nachteilig ist es bei diesen Betrachtungsweisen, dass am Objekt gemessen werden muss. Darauf kann ein Entwicklungsingenieur für Pkw nicht warten. Eine Voraussage ist jedoch näherungsweise mit dem Behaglichkeitsmodell nach Fanger möglich.

2.3.1 Behaglichkeitsmodell nach P. O. Fanger⁴

Das Modell von Fanger eignet sich besonders für Analysen und numerische Simulationen innerhalb der Gebäude-Klimatisierung und zur Beurteilung von Arbeitsplätzen in Gebäuden. Sein Verfahren ist international anerkannt und Bestandteil der DIN EN ISO 7730. Es liegt folgendes Prinzip zugrunde:

Dem Empfinden wird ein Wärmebeurteilungsindex zugeordnet. Dieser wird Predicted Mean Vote (PMV = vorhergesagtes durchschnittliches Gesamttempfinden) genannt. Die Skala liegt zwischen kalt (-3) und heiß (3); vgl. hierzu Tab. 2.2. Der Zahlenwert Null bedeutet neutrales Empfinden.

Die Anzahl der Unzufriedenen beträgt selbst bei einem vorhergesagten PMV = 0 etwa 5 %.⁵

Die vom Menschen mit der Umgebung ausgetauschten Wärmeströme werden entsprechend einer Wärmebilanz summiert und auf die Körperoberfläche

⁴ Siehe z. B.: Fanger (1972), Olesen (1982), DIN EN ISO 7730 (1995).

⁵ Nach Mayer (2007, S. 4) fühlen sich die meisten Menschen bei einem PMV = 0,5 wohl. Dabei sind 18 % der Personen unzufrieden.

Tab. 2.2 Empfinden und Skala des PMV

Empfinden	PMV [-]	Unzufriedene [%]
Heiß	3	100
Warm	2	78
Leicht warm	1	26
Neutral	0	5
Leicht kühl	-1	26
Kühl	-2	78
Kalt	-3	100

($A = 1,8 \text{ m}^2$) bezogen. Die Summe der Wärmestromdichten wird mit einer Skalierung multipliziert. Damit wird der PMV erhalten:

$$PMV = \text{Skalierung} \cdot \sum \dot{q} \quad (2.1)$$

Nach Fanger (1972) lautet die Skalierung

$$\text{Skalierung} = 0,303 \cdot \exp(-0,03 \cdot \dot{q}_{met}) + 0,028 \quad (2.2)$$

und die Summe der Wärmestromdichten

$$\sum \dot{q} = \dot{q}_{met} - \sum_{n=1}^n \dot{q}_{ab,n} \quad (2.3)$$

Nach eigenen Beobachtungen kann eine einfachere Skalierung im relevanten Bereich für eine Stoffwechselrate bis 150 W/m^2 verwendet werden:

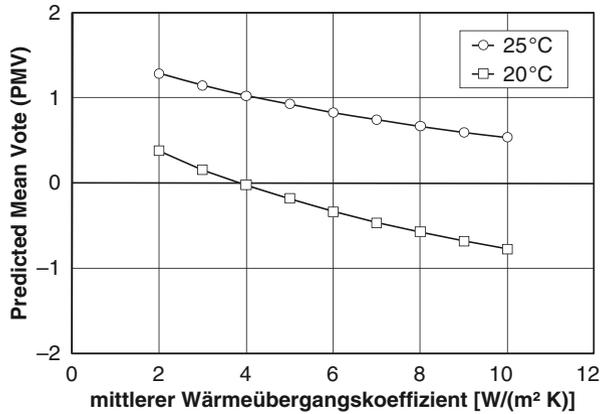
$$\text{Skalierung} = \frac{3,8}{\dot{q}_{met}} \quad (2.4)$$

Dabei bedeuten:

- \dot{q}_{met} Stoffwechselrate (metabolism), bezogen auf die Körperoberfläche [W/m^2]
- $\dot{q}_{ab,n}$ abgeführte Wärmeströme, bezogen auf die Körperoberfläche [W/m^2]
- n Nummerierung der verschiedenen Wärmeströme

Die abgeführten Wärmeströme sind: Wärmeleitung, Konvektion, Strahlung, Diffusion, Verdampfung von Schweiß und Atmung. Zahlenwerte für die Stoffwechselraten und die Wärmeleitwiderstände der Bekleidung siehe z. B. Fanger (1972), Oleson (1982), Recknagel et al. (1985). In der angelsächsischen Literatur werden die bezogenen Größen met (von metabolism) für die Stoffwechselrate $1 \text{ met} = 58,15 \text{ [W/m}^2]$ und clo (von clothing) für den Wärmeleitwiderstand der Bekleidung verwendet $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ [m}^2 \text{ K/W]}$. Dabei kennzeichnet 1 met ein ruhiges Sitzen und 1 clo den Wärmeleitwiderstand eines Business Anzugs. Abbildung 2.1 zeigt als Beispiel eine Bewertung nach Fanger: Predicted Mean Vote in Abhängigkeit vom

Abb. 2.1 Predicted Mean Vote in Abhängigkeit vom mittleren luftseitigen Wärmeübergangskoeffizient bei einer Lufttemperatur von 25 und 20 °C. Sommerliche Bekleidung (clo = 0,5), Stoffwechselrate: 120 W, ohne körperliche Betätigung



mittleren Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Lufttemperaturen. Wegen der inhomogenen Luftanströmung des Körpers wird ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient angenommen. Dieser hängt von der Luftgeschwindigkeit ab, s. Oleson (1982).

Zur Anwendung innerhalb der Pkw-Klimatisierung muss das Modell nach Fanger jedoch erweitert werden. Wegen der inhomogenen Verhältnisse werden daher die Oberflächen des Menschen in Flächenelemente (Segmente) aufgeteilt und die Absorption der direkten Sonneneinstrahlung berücksichtigt. So können auch die lokalen einzelnen Wärmeströme beurteilt werden. Einer einfachen Summation der Wärmeströme der verschiedenen Flächenelemente sind dabei Grenzen gesetzt. So könnten z. B. ein kalter und gleichzeitig ein heißer Fuß ein neutrales Empfinden in der Berechnung vortäuschen. Ähnliches gilt für den Strahlungsaustausch vom Körper zu den Umschließungsflächen. Daher sind auch die lokalen Bewertungen wichtig.

In einem erweiterten Modell sollten lokal auftretende Zugluft und die Wärme- und Stoffübertragung zwischen dem Mensch und dem Fahrzeugsitz erkannt werden können.

2.3.2 Einfluss der Sonneneinstrahlung

Die Gl. (2.3) wird durch die an einem Flächenelement absorbierte Sonneneinstrahlung erweitert und lautet

$$\sum \dot{q} = \dot{q}_{met} + \dot{q}_{abt,Sonne} - \sum_{n=1}^n \dot{q}_{ab,n} \tag{2.5}$$

Tab. 2.3 Absorptionskoeffizienten von Oberflächen für Sonneneinstrahlung

Oberfläche in der Sonne	Absorptionskoeffizient	Quelle
Schwarz	0,97 ... 0,99	Michejew (1964, S. 347)
Weiß	0,12 ... 0,26	Michejew (1964)
Haut	0,42	Schwab (1994, S. 58)

mit

$$\dot{q}_{abt,Sonne} = \frac{A_{Sonne}}{A} \cdot \alpha_{Sonne} \cdot \dot{q}_{Sonne} \quad (2.6)$$

Es bedeuten:

$\dot{q}_{abt,Sonne}$	absorbierte Sonneneinstrahlung [W/m ²]
\dot{q}_{Sonne}	Sonneneinstrahlung [W/m ²]
α_{Sonne}	Absorptionskoeffizient [-]
A_{Sonne}	angestrahlte Körperfläche [m ²]
A	Körperoberfläche [m ²]

Anhaltswerte einiger Absorptionskoeffizienten α_{Sonne} von Oberflächen für Sonneneinstrahlung sind in Tab. 2.3 zusammengestellt.

Abbildung 2.2 zeigt den Einfluss verschiedener Intensitäten der Sonneneinstrahlung auf das Empfinden.

Abbildung 2.3 zeigt den PMV in Abhängigkeit von der Lufttemperatur mit einer weißen und schwarzen sommerlichen Bekleidung bei einer Sonneneinstrahlung des Oberkörpers und der Oberschenkel mit 300 W/m². Wie zu erwarten, ist das Empfinden mit einer weißen Bekleidung bei sommerlichen Lufttemperaturen günstiger. In der Praxis kann man immer wieder fühlen, wie heiß ein schwarzer Sicherheitsgurt bei Sonneneinstrahlung werden kann.

Abb. 2.2 PMV in Abhängigkeit von der Lufttemperatur bei verschiedenen Sonneneinstrahlungen. Bestrahlung des Oberkörpers und der Oberschenkel mit 0, 150 und 300 W/m². Sommerliche dunkel-farbige Bekleidung (clo = 0,5), Stoffwechselrate: 120 W, ohne körperliche Betätigung

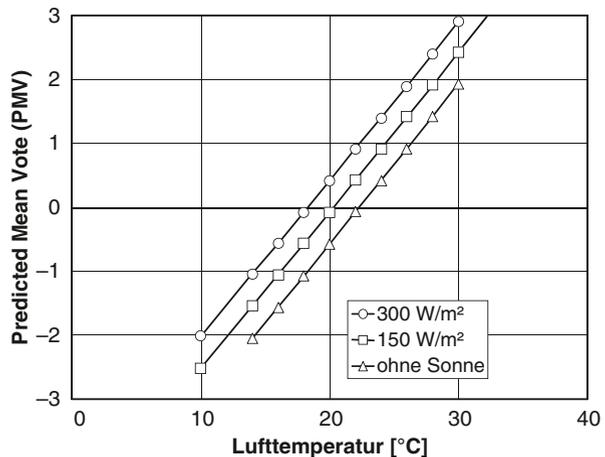
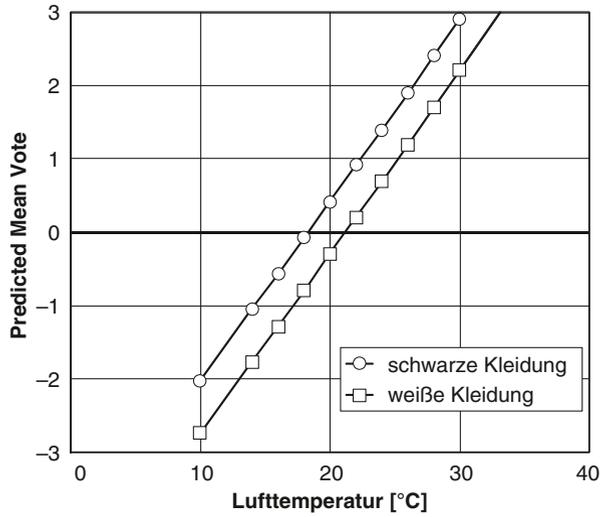


Abb. 2.3 PMV in Abhängigkeit von der Lufttemperatur mit einer weißen und schwarzen sommerlichen Bekleidung bei einer Sonneneinstrahlung des Oberkörpers und der Oberschenkel mit 300 W/m^2 . Sommerliche Bekleidung ($\text{clo} = 0,5$), Stoffwechselrate: 120 W , ohne körperliche Betätigung



2.3.3 Einfluss der Wasserdampf- und Schweißabgabe

Der Mensch gibt permanent Wasserdampf ab. Dies geschieht durch Diffusion durch die Haut und durch die Atemluft. Bei einem in Ruhe sitzenden Mensch beginnt ab etwa $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ohne Sonneneinstrahlung die Bildung von Schweiß. Die Schweißrate hängt bei Lufttemperaturen der Umgebung oberhalb von $30 \text{ }^\circ\text{C}$ insbesondere von der Luftfeuchte ab. Die Abb. 2.4 zeigt die Wasserdampf-abgabe bei moderaten

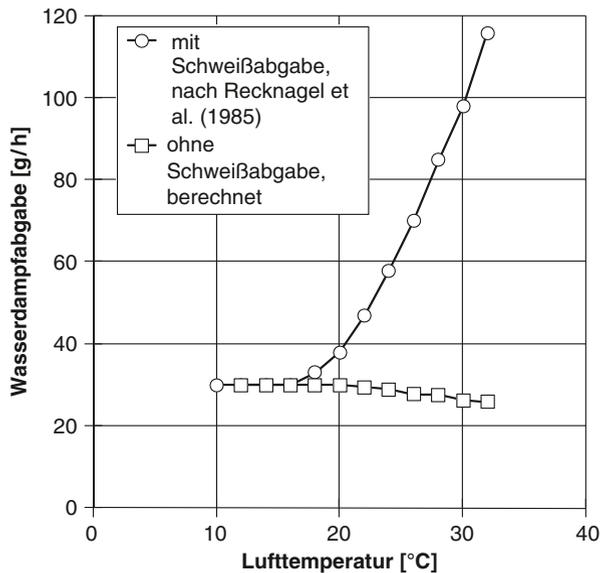
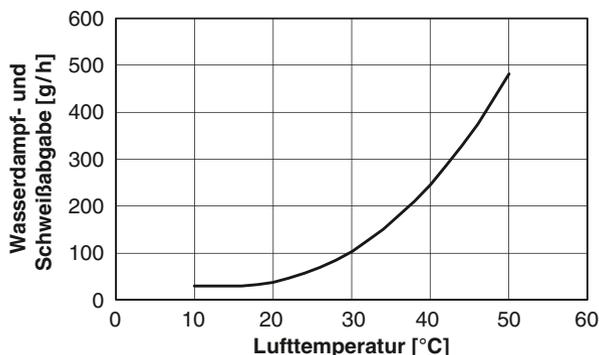


Abb. 2.4 Wasserdampf-abgabe in Abhängigkeit von der Lufttemperatur nach Tabellenwerten von Recknagel et al. (1985, S. 42, Tafel 122-2). Die untere Linie kennzeichnet die Wasserdampfdiffusion und die Wasserdampf-abgabe durch Atmung nach eigenen Berechnungen

Abb. 2.5 Wasserdampf- und Schweißabgabe in Abhängigkeit von der Lufttemperatur. Anhaltswerte für einen sitzenden Menschen ohne körperliche Betätigung bei niedriger Luftfeuchtigkeit (ca. 30 %). Hinweise: Schweißabgabe oberhalb von ca. 20 °C. Nur teilweise Verdampfung bei großen Schweißraten



Bedingungen. Verwendet wurden Tabellenwerte nach Recknagel et al. (1985, S. 42, Tafel 122-2). Die eingezeichnete untere, nahezu horizontale Linie kennzeichnet die Wasserdampfdiffusion und Wasserdampfabgabe durch Atmung. Die Differenz der beiden Kurven kennzeichnet die Schweißabgabe (Schweißrate).

Abbildung 2.5 zeigt Anhaltswerte für die Wasserdampf- und Schweißabgabe bei niedriger Luftfeuchtigkeit (ca. 30 %). Solche Abgaberraten können ohne den Betrieb einer AC durchaus bereits ohne Sonneneinstrahlung auftreten.

Die gesamte Wasserdampfabgabe wird z. B. durch Wiegen der Versuchsperson vor und nach dem Versuch ermittelt und auf die Zeit bezogen. Dies ist jedoch nur bei Schweißraten >100 g/h zuverlässig möglich, da die Auflösung von Waagen begrenzt ist. In Tab. 2.4 sind einige Anhaltswerte für extreme sommerliche Bedingungen nach Wenzel u. Piekarski (1984) zusammengestellt.

Der größte Teil der Schweißmengen, die bei extremen sommerlichen Bedingungen ohne den Einsatz einer Klimaanlage (AC) entstehen können, verbleibt in der Kleidung, im Sitz, der Rückenlehne und tropft unter Umständen einfach ab. Solche Schweißmengen leisten keinen Beitrag zur Kühlung der Person. Nassgeschwitzte Kleidung wird eher als unangenehm empfunden und muss vermieden werden. Nur ein kleiner Teil des Schweißes verdampft. Dabei wird folgender Wärmestrom abgeführt:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_V \cdot r \quad (2.7)$$

Es bedeuten:

\dot{m}_V Massenstrom des verdampften Schweißes
 r Verdampfungswärme von Wasser 2.500 [kJ/kg]

Tab. 2.4 Anhaltswerte für die Schweißabgabe bei extremen sommerlichen Bedingungen nach Wenzel u. Piekarski (1984)

Temperatur [°C]	Relative Feuchte [%]	Sonneneinstrahlung	Schweißrate [g/h]
43 (110 °F)	30	Nein	300
43 (110 °F)	50	Nein	600
38 (100 °F)	–	Ja	400

Abb. 2.6 Abgeführter Wärmestrom in Abhängigkeit von der Lufttemperatur bei ruhiger Luftbewegung mit angepasster Kleidung und ohne körperliche Betätigung. Eingetragen sind die Wärmeströme nach Tabellenwerten von Recknagel et al. (1985) mit Schweißbildung sowie eigene Berechnungen ohne Berücksichtigung der Schweißbildung. Die Stoffwechselrate ist 117 W und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient beträgt 8 W/(m² K)

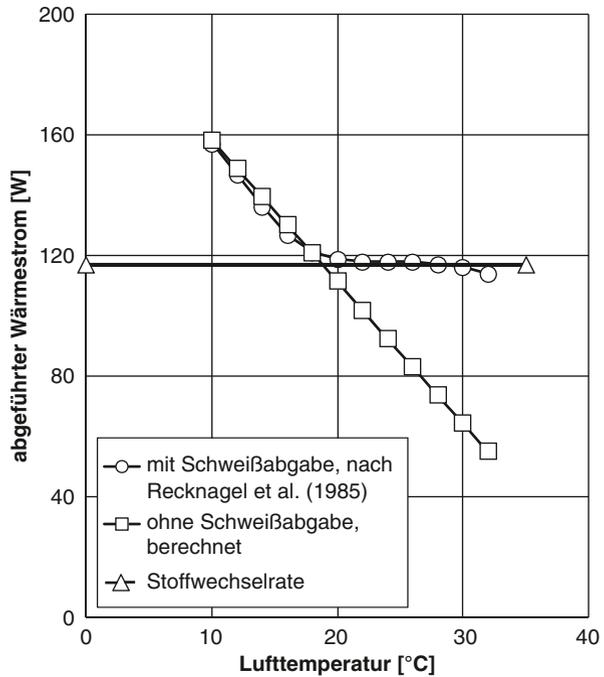


Abbildung 2.6 zeigt den berechneten abgeführten Wärmestrom inklusive Diffusion und Atmung. Dieser nimmt praktisch linear mit der Lufttemperatur ab. Zusätzlich sind die abgeführten Wärmeströme nach Recknagel et al. (1985, S. 42, Tafel 122-2) eingetragen. Bei einer Stoffwechselrate von 117 Watt wird neutrales Empfinden erreicht. Die Differenz zwischen beiden Kurven kennzeichnet die Schweißbildung und Verdampfung. Diese beginnt ab einer Lufttemperatur von etwa 20 °C und nimmt mit steigender Lufttemperatur zu. Durch die Verdampfung des Schweißes wird Wärme abgeführt.

Neben der Kenntnis über die Schweißbildung und Speicherung in Kleidung und Sitz ist es wichtig zu wissen, welchen Wärmestrom bzw. welchen Anteil der Schweißrate die Außenluft aufnehmen kann. Dies kann wie folgt abgeschätzt werden: Auf der Haut befindet sich ein Wasserfilm, welcher von der Außenluft angeströmt wird. Es handelt sich dabei um eine gekoppelte Wärme- und Stoffübertragung im gleichen Feld. Nach Fernandes (1969) gilt für den übertragenen Wärmestrom:⁶

$$\dot{Q} = \frac{\alpha}{0,89} \cdot \frac{r}{c_{p,L}} \cdot 0,622 \cdot \frac{\Delta p_d}{p_{amb}} \cdot A_V \tag{2.8}$$

⁶ Ähnliche Gleichungen haben Mayer u. Ifrim (1997) zur Berechnung des Hautbenetzungsgrads von Schweiß verwendet. Die Ergebnisse wurden mit experimentell gefundenen Werten verglichen. Hierzu wurde ein Raumklimamessgerät mit einer „trockenen künstlichen Haut“ verwendet.

und damit für den übertragenen Wassermassenstrom (verdampfter Schweiß):

$$\dot{m}_V = \frac{\alpha}{0,89} \cdot \frac{1}{c_{p,L}} \cdot 0,622 \cdot \frac{\Delta p_d}{p_{amb}} \cdot A_V \quad (2.9)$$

mit

$$\Delta p_d = p_{sat,W} - \varphi \cdot p_{sat,L}$$

Dabei bedeuten:

α	Wärmeübergangskoeffizient [W/(m ² ·K)]
$c_{p,L}$	spezifische isobare Wärmekapazität der Luft [kJ/(kg·K)]
Δp_d	Differenz der Wasserdampf-Partialdrücke [Pa]
$p_{sat,W}$	Wasserdampf-Sättigungsdruck am Wasserfilm [Pa]
$p_{sat,L}$	Wasserdampf-Sättigungsdruck der anströmenden Luft [Pa]
p_{amb}	Luftdruck [Pa]
r	Verdampfungswärme 2.500 [kJ/kg]
A_V	Fläche des Wasserfilms [m ²]
0,622	Verhältnis der Gaskonstanten R_L/R_W
0,89	mit der Lewis-Zahl berechneter Wert

Der verdampfte Schweiß ist also proportional dem Wärmeübergangskoeffizient, der Differenz des Partialdrucks und der Fläche des Wasserfilms. Dies ist aus der Praxis hinreichend bekannt. Wenn die Stirn bereits von Schweiß bedeckt ist, lässt man diese direkt anströmen, und ggf. wird eine höhere Gebläsestufe an der Klimaanlage gewählt.

Der Partialdruck des Wasserdampfs wird bestimmt:

$$p_d = p_{sat} \cdot \varphi \quad (2.10)$$

mit dem Sättigungsdruck⁷

$$p_{sat} = 288,68 \cdot \left(1,098 + \frac{\vartheta}{100} \right)^{8,02} \text{ [Pa]} \quad (2.11)$$

φ ist die relative Feuchte (r. F.) zwischen 0 und 1. Auf dem Wasserfilm ist die r. F. etwa 1.

2.3.4 Maximal zulässiger Wasserdampfgehalt der Luft

Die relative Feuchte (r. F.) hat im Fahrgastraum einen erheblichen Einfluss auf den Klimakomfort. Früher wurde für den maximalen Wasserdampfgehalt ein Richtwert

⁷ Der Gültigkeitsbereich für die Formel des Sättigungsdrucks ist zwischen 0 und 30 °C nach DIN 4108-5: 1981. Diese Näherung kann hinreichend genau bis 50 °C verwendet werden. Der Fehler beträgt bei 50 °C etwa 0,5 %.

von etwa 12 g Wasser pro kg trockener Luft angegeben. Dieser bietet einen guten Anhalt, ab wann das Klima als schwül empfunden wird. In der neueren Literatur werden 13 g Wasser pro kg trockener Luft verwendet. Dieser Richtwert entspricht den von Rákóczy u. Schädlich (2007) genannten Höchstwerten der relativen Feuchte für Lufttemperaturen zwischen 20 und 30 °C.⁸

Aus Gründen der Verkehrssicherheit (diese haben Vorrang gegenüber Höchstwerten der r. F. und dem thermischen Empfinden) muss die r. F. möglichst niedrig sein, damit die Scheiben bei niedrigen Außenlufttemperaturen (Winterbetrieb) nicht von innen beschlagen. Bei einer Lufttemperatur von 20 °C sollte die r. F. dauerhaft kleiner als 65 % sein, da eine hohe r. F. das Auskeimen von Mikroorganismen, z. B. Schimmelpilze unterstützt. Die negativen Auswirkungen auf die Innenausstattung eines Pkw in einer feuchten Garage sind bekannt.

2.3.5 Kontakttemperatur

Berühren sich zwei Körper mit unterschiedlichen Temperaturen und Stoffeigenschaften, stellt sich in der Kontaktfläche eine so genannte Kontakttemperatur ein; vgl. hierzu Recknagel et al. (2009). Die Kontakttemperatur hängt von der Wärmeindringzahl b ab.

$$b = \sqrt{\rho \cdot \lambda \cdot c} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}^{0,5})] \quad (2.12)$$

ρ	Dichte [kg/m ³]
λ	Wärmeleitfähigkeit [kW/(m K)]
c	spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg K)]
b_{Haut}	1 ... 1,3 [kJ/(m ² K s ^{0,5})]

Die Kontakttemperatur wird ermittelt durch:

$$\vartheta_K = \frac{\vartheta_1 \cdot b_1 + \vartheta_2 \cdot b_2}{b_1 + b_2} \quad (2.13)$$

In Tab. 2.5 sind Kontakttemperaturen zwischen der Hand (33 °C) und verschiedenen Materialien mit einer Oberflächentemperatur von 80 und –20 °C zusammengestellt.

Dass z. B. ein Lenkrad aus Aluminium physiologisch die falsche Wahl ist, lässt sich mit der Kontakttemperatur belegen.

Zur Kontakttemperatur für heiße und kalte Oberflächen gibt es Hinweise in den DIN EN Normen (563, 13202, 13732-3).

⁸ Mit dem Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft kann bei einem konstant gehaltenen Wasserdampfgehalt die Korrelation zwischen der Lufttemperatur und der relativen Feuchte ermittelt werden.

Tab. 2.5 Kontakttemperaturen zwischen der Hand (33 °C , $b = 1\text{ kJ}/(\text{m}^2\text{ K s}^{0.5})$) und verschiedenen Materialien mit einer Oberflächentemperatur von 80 und -20 °C

Material	Oberflächentemperatur 80 [°C]	Oberflächentemperatur -20 [°C]
	Kontakttemperatur [°C]	
Kupfer	79	-19
Aluminium	79	-18
Stahl	77	-17
Baumwolle	37	23
Kork	37	23
Styropor	34	28

2.4 Messungen in einem Pkw

2.4.1 Einfluss der Sonneneinstrahlung auf die Regelung einer Klimaanlage

Ein Pkw der B-Reihe⁹ ist mit einer Klimaanlage (AC) ausgerüstet. Die Lufttemperaturen und die Luftgeschwindigkeit in den Düsen werden automatisch den veränderten Verhältnissen so angepasst, dass sich durch die automatische Regelung ein neutrales Empfinden einstellt ($PMV = 0$). Es sollte festgestellt werden, wie sich die Lufttemperaturen und Gebläsestufen durch den Einfluss der Sonneneinstrahlung ändern. Die Versuche wurden in einem Klimawindkanal bei einer Außenlufttemperatur von 20 °C und einer Geschwindigkeit von 30 km/h durchgeführt. Die Sonneneinstrahlung betrug 1.000 W/m^2 senkrecht von oben.

Ergebnisse: Mit Sonneneinstrahlung sind die Lufttemperaturen in den Düsen erheblich niedriger und die Gebläsestufe ist nur geringfügig erhöht (vgl. hierzu Tab. 2.6).

In diesem Fall hat die Regelung der Lufttemperatur Priorität, nicht die der Gebläsestufe. Damit werden Zugfreiheit und ein geringes Gebläsegeräusch sichergestellt.

Tab. 2.6 Einfluss der Sonneneinstrahlung auf die Lufttemperaturen und die Gebläsestufe für neutrales Empfinden in einem Pkw mit AC. Außenlufttemperatur 20 °C , Geschwindigkeit 30 km/h , Sonneneinstrahlung 1.000 W/m^2 senkrecht von oben

Ort der Messungen	Lufttemperatur [°C]	
	Ohne Sonne	Mit Sonne
Personen-Anströmer	25	14
In Höhe des Kopfraums	26	24
Gebläsestufe	2 von 12	3 von 12

⁹ Die Buchstaben A bis D geben einen Anhalt für die Größe eines Pkws. B entspricht einem Mittelklassefahrzeug (z. B. Audi A4), D entspricht einem Oberklassefahrzeug (z. B. Audi A8)

Für gleiches Empfinden wird die Lufttemperatur in den Personen-Anströmern um 11 K abgesenkt. Näherungsweise muss also die Lufttemperatur in den Düsen um 1 K je 100 W/m² Sonneneinstrahlung abgesenkt werden.

2.4.2 Einfluss der Temperatur auf die Herzfrequenz

Der menschliche Organismus wird in einem von der Sonne aufgeheizten Pkw erheblich belastet. Es sollte in einem Klimawindkanal überprüft werden, wie sich die Herzfrequenz eines Probanden nach dem Einsteigen mit und ohne Klimaanlage in Abhängigkeit von der Versuchszeit ändert. Dazu wurde ein Pkw der D-Klasse bei einer Außenlufttemperatur von 40 °C, einer relativen Feuchte von 50 % und einer Sonneneinstrahlung von 800 W/m² aufgeheizt. Nach Erreichen von 75 °C im Kopfraum stieg der sportlich trainierte Testfahrer ein, startete den Pkw und fuhr mit 32 km/h (20 mph). Die Herzfrequenz mit ein- und ausgeschalteter Klimaanlage (AC) in Abhängigkeit von der Zeit zeigt Abb. 2.7. Eingetragen ist auch die Ruhefrequenz bei 22 °C ohne Sonneneinstrahlung.

Mit Klimaanlage sinkt die Herzfrequenz. Nach etwa 20 min wird nahezu die Ruhefrequenz (ohne Sonneneinstrahlung) erreicht. Ohne Klimaanlage steigt die Herzfrequenz kontinuierlich an. Nach etwa 45 min hat der Testfahrer den Versuch abgebrochen. Die erheblichen Schweißmengen wurden hauptsächlich in der Kleidung und in den Sitzen gespeichert und lieferten praktisch keinen Beitrag zur Kühlung.

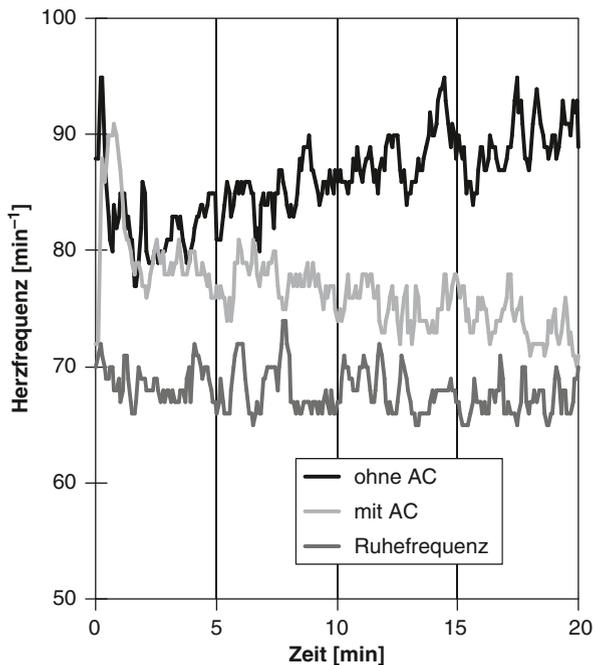


Abb. 2.7 Herzfrequenzen in Abhängigkeit von der Zeit nach dem Einstieg in ein von der Sonne aufgeheizten Fahrgastraum. Vergleich mit ein- und ausgeschalteter Klimaanlage (mit AC, ohne AC). Eingetragen ist außerdem die Ruhefrequenz der Testperson. (Nach: Großmann (2005))

Die Höhe der Herzfrequenz ist ein Maß für den Stoffwechsel und für die mechanische Leistung. Sie ist jedoch kein Maß für den Klimakomfort. Der Testfahrer (52 Jahre alt) fühlt sich bei sportlicher Betätigung wohl und erreicht dabei eine Herzfrequenz von 170 Schläge/min. Den Versuch „ohne Klimaanlage“ hat er jedoch bereits bei einer Herzfrequenz von 105 Schlägen/min abgebrochen.

2.5 Klimamess-Puppen

Klimamess-Puppen werden immer häufiger zur Beurteilung des Klimas in Pkws eingesetzt, s. Györög u. Ito (2002). Sie liefern reproduzierbare Ergebnisse und ersetzen heute weitgehend subjektive Bewertungen. Mit ihnen kann das thermische Empfinden in einem Pkw bei relativ trockener Luft beschrieben werden. Dies betrifft also den Winterbetrieb, aber auch den Sommerbetrieb mit Sonneneinstrahlung, wenn eine Klimaanlage für ein angenehmes Klima sorgt. Wichtig sind geeignete Sensoren und eine geeignete Software zur Auswertung und Bewertung der großen Datenmenge. Bei extremen sommerlichen Bedingungen mit hoher Luftfeuchtigkeit und Sonneneinstrahlung und der damit verbundenen großen Schweißabgabe kann das thermische Empfinden leider nur unzuverlässig abgebildet werden.¹⁰ Die Bewertung instationärer Vorgänge, z. B. das thermische Empfinden nach dem Einsteigen in einem von der Sonne aufgeheizten Pkw, ist ebenfalls mit Unsicherheiten verbunden. Über verschiedene Klimamess-Puppen berichtet Temming (2003).

Eine Klimamess-Puppe arbeitet nach folgendem Prinzip: Die Oberfläche wird in Segmente aufgeteilt und mit Sensoren versehen. Diese werden elektrisch beheizt (etwa 55 bis 120 W/m²) und geben konvektive Wärme und Strahlungswärme an die Umgebung ab. Die Zahlenwerte¹¹ entsprechen in der Größenordnung der Stoffwechselrate eines sitzenden Menschen nach Fanger. Es gilt die Wärmebilanz ohne Wasserdampfabgabe

$$\dot{q}_{\text{elektrisch}} = \dot{q}_{\text{Konvektion}} + \dot{q}_{\text{Strahlung}} \quad (2.14)$$

Die Sensoren sind zur Körperseite hin isoliert und haben auf der Luftseite eine Oberfläche, die thermodynamisch gesehen der menschlichen Haut sehr nahe kommt. Die Sensoren müssen sehr genau kalibriert werden. Gemessen werden die sich einstellenden Oberflächentemperaturen (Resultant Surface Temperature = RST) in Abhängigkeit vom lokalen thermischen Empfinden (Local Mean Vote = LMV) von

¹⁰ Dies gilt insbesondere, wenn nassgeschwitzte Kleidung durch Verdunstung stark abgekühlt wird (plötzliches Öffnen der Seitenscheiben bei höheren Fahrgeschwindigkeiten). Dies belegen eigene Versuche, die ohne AC durchgeführt wurden (1982): Am teilweise nassen Overall des Fahrers (mit Thermoelementen versehener Fallschirmspringeranzug mit 2 durchgehenden Reißverschlüssen) wurden bei einer Außenlufttemperatur von 27 °C und einer Sonneneinstrahlung von 800 W/m² an der linken Nierengegend 20 °C gemessen.

¹¹ Mayer et al. (2007) gibt z. B. für die Wärmestromdichte der Stirn 120 W/m² an.

Abb. 2.8 Klimamess-Puppe DRESSMAN. Nach Mayer et al. (2007). (Quelle: Fraunhofer-Institut für Bauphysik)



Versuchspersonen. Dies ergibt einen linearen Zusammenhang¹²

$$LMV \approx a + b \cdot RST \tag{2.15}$$

Mit dieser Kalibrierung kann das lokale thermische Empfinden mit dem Sensor ermittelt werden. Häufig wird der LMV auch auf eine äquivalente Temperatur umgerechnet.

Abbildung 2.8 zeigt eine Klimamess-Puppe: Sie hat den Namen DRESSMAN (*Dummy REpresenting Suit for Simulation of HuMAN heatloss*). Vorteilhaft bei dieser Puppe ist, dass die Sensoren an beliebigen Stellen angebracht werden können. Zur Überprüfung mit dem subjektiven Empfinden können diese Sensoren auch an der Kleidung eines Menschen angebracht werden.

¹² Vgl. hierzu Schwab (1994).

Beim Umgang mit Klimamess-Puppen sei auf Folgendes hingewiesen: Messungen auf der Straße sollten immer in abgeschlossenen Prüfgeländen durchgeführt werden, nicht im öffentlichen Straßenverkehr.

2.6 Beispiele

Beispiel 1: Abschätzungen des PMV ohne Schweißbildung

Nach Abb. 2.6 ist die Stoffwechselrate 117 Watt. Bei einer Lufttemperatur von 32 °C wurde ohne den Einfluss von verdampfendem Schweiß ein abgegebener Wärmestrom von 55 Watt berechnet. Wie groß ist der PMV?

Mit

$$\dot{q}_{met} = \frac{\dot{Q}_{met}}{A} = \frac{117}{1,8} \quad \text{und} \quad \dot{q}_{ab} = \frac{\dot{Q}_{ab}}{A} = \frac{55}{1,8} \quad [\text{W/m}^2]$$

sowie den Gln. (2.1), (2.3) und (2.4) wird ein PMV von etwa 2 erhalten.

$$PMV = \frac{3,8}{\dot{q}_{met}} \cdot (\dot{q}_{met} - \dot{q}_{ab}) = \frac{3,8}{\dot{Q}_{met}} \cdot (\dot{Q}_{met} - \dot{Q}_{ab}) = \frac{3,8}{117} \cdot (117 - 55) \approx 2$$

Das Empfinden wäre also „warm“.

Beispiel 2: Erforderliche Schweißrate für einen PMV = 0

Angaben wie bei Beispiel 1: Wie groß ist die erforderliche Schweißrate für einen PMV = 0? Die zu verdampfende Schweißrate ist

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{Q}_V}{r} = \frac{(117 - 55)}{2500} \cdot 3600 \approx 90 \quad [\text{g/h}].$$

Vergleiche hierzu auch Abb. 2.6.

Beispiel 3: Einfluss der Luftfeuchte auf den erforderlichen Wärmeübergangskoeffizienten bei gleicher Schweißrate

Der Schweiß auf der Haut wird als ein Wasserfilm betrachtet. Die Temperatur des Schweißes sei 36 °C. Die Lufttemperatur beträgt 25 °C und die r. F. sind 30 und 60 %. Wie groß ist das Verhältnis der erforderlichen Wärmeübergangskoeffizienten, wenn die von Schweiß benetzte Oberfläche für beide Fälle vereinfachend als gleich groß betrachtet wird?

Die Wasserdampf-Partialdrücke werden mit den Gln. (2.10) und (2.11) berechnet. Diese sind in der Tab. 2.7 zusammengestellt.

Mit Gl. (2.9) folgt

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{\Delta p_{d,1}}{\Delta p_{d,2}} = \frac{p_{sat,W} - \varphi_1 \cdot p_{sat,L,1}}{p_{sat,W} - \varphi_2 \cdot p_{sat,L,2}} = \frac{59,4 - 19,0}{59,4 - 9,5} = 0,81.$$

Tab. 2.7 Partialdrücke für Beispiel 3

Zustand	Temperatur [°C]	Relative Feuchte [-]	Wasserdampf-Partialdruck [hPa]
Wasserfilm, Schweiß	36	1	59,4
Gesättigte Luft	25	1	31,7
1	25	0,6	19,0
2	25	0,3	9,5

Dies bedeutet, dass bei kleinem Wasserdampf-Partialdruck der Luft die Gebläsestufe abgesenkt werden kann. Damit wird auch das Gebläsegeräusch verkleinert. Dies ist ein weiterer Vorteil einer Klimaanlage, denn der Außenluft wird bei der Kühlung Feuchtigkeit entzogen.

Literatur

- DIN 1946-3 (2006) Klimatisierung von Pkw und Lkw. Beuth Verlag, Berlin
- DIN 4108-5 (1981) Wärmeschutz im Hochbau, Berechnungsverfahren
- DIN EN ISO 7730 (1995) Gemäßigtes Umgebungsklima – Ermittlung des PMV und PPD und Beschreibung der Bedingungen für thermische Behaglichkeit
- DIN EN 563 (2000) Sicherheit von Maschinen-Temperatur berührbarer Oberflächen – ergonomische Daten zur Festlegung von Temperaturgrenzwerten für heiße Oberflächen
- DIN EN 13202 (2000) Ergonomie der thermischen Umwelt-Temperaturen berührbarer Oberflächen – Leitfaden der Temperaturgrenzwerte von heißen Oberflächen in Produktnormen unter Anwendung von DIN EN 563
- DIN EN ISO 13732-3 (2008) Ergonomie der thermischen Umgebung – Bewertungsmethoden für Reaktionen des Menschen bei Kontakt mit Oberflächen – Teil 3 kalte Oberflächen
- Fanger PO (1972) Thermal Comfort, Analysis and Applications in Environment Engineering. McGraw-Hill Book Company, USA
- Fernandes JF (1969) Mass Transfer. In: SAE Aerospace Applied Thermodynamics Manual. 2. Aufl. SAE, New York
- Großmann H (1992) Solarzellenbetriebene Standbelüftung für Pkw. Entwicklungs- und Markterfahrungen. In: Reichelt J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung, C.F. Müller-Verlag, Karlsruhe
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Györög T, Ito H (2002) Heating, Ventilation, Airconditioning – State of Art. In: Wiedemann J, Hucho WH (Hrsg) Progress in Vehicle Aerodynamics II Thermomanagement, Expert Verlag, Renningen, S. 52 ff.
- Mayer E, Ifrim C (1997) Messung der feuchten Wärmeabgabe mit einer trockenen künstlichen Haut. Ki Luft- und Kältetechnik 2/1997
- Mayer E, Hellwig R, Holm A (2007) Thermische Behaglichkeit im Fahrzeug. In: Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung V, Expert Verlag, Renningen
- Michejew MA (1964) Grundlagen der Wärmeübertragung. 3. Aufl. VEB Verlag Technik, Berlin
- Oleson BW (1982) Thermal Comfort. Technical Review, Brüel & Kjær, Denmark
- Rákóczy T, Schädlich S (2007) Klimatechnik. In: Grote KH, Feldhusen J (Hrsg) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- Recknagel H, Hönnmann W, Sprenger E (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien

- Recknagel H, Sprenger E, Schrameck ER (2000) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 69. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien
- Recknagel H, Sprenger E, Schrameck ER (2009) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 74. Aufl. Oldenbourg-Industrieverlag, München, Wien
- Schwab R (1994) Einfluss der Sonneneinstrahlung auf die thermische Behaglichkeit in Kraftfahrzeugen. FAT Schriftenreihe Nr. 109, Frankfurt am Main
- Temming J (1984) Hygienische und physiologische Grundlagen der Fahrzeugklimatisierung. In: Reichelt J, Schlepper H (Hrsg) Kältetechnik im Kraftfahrzeug, C.F. Müller-Verlag, Karlsruhe
- Temming J (2003) Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit; Auswirkungen sommerlichen Klimas auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer. FAT Schriftenreihe Nr. 177, Frankfurt am Main
- Wenzel HG, Piekarski C (1984) Klima und Arbeit. Bayerisches Staatsministerium für Arbeit und Sozialordnung, München

Kapitel 3

Luftstrom durch den Fahrgastraum

Es wird zwischen Außen- und Umluftbetrieb unterschieden. Beide Betriebsarten dienen der Wärme- und Stoffübertragung.

Im Außenluftbetrieb strömt die Luft aus der Umgebung vorzugsweise vor der Windschutzscheibe über die Wasser- und Partikelabscheidung und das Klimagerät in den Fahrgastraum (Anhaltswert: ca. 4 bis 12 kg/min). Im Klimagerät wird diese je nach Bedarf mittels Wärmeübertragern erwärmt oder abgekühlt und am Verdampfer wird Wasser auskondensiert. Luftinhaltsstoffe, die im Fahrgastraum emittieren (Kohlendioxid, Geruchsstoffe, Ausdünstungen der Innenausstattung), werden weitgehend durch diese Lüftung entfernt. Daher wird der Außenluftbetrieb auch „Frischlufbetrieb“ genannt.¹ Der Luftstrom ist wegen der Umströmung der Karosserie von der Fahrgeschwindigkeit abhängig.

Im Umluftbetrieb strömt die Luft vom Fahrgastraum in das Klimagerät und wird in diesem behandelt. Der Umluftbetrieb wird bei europäischen Klimabedingungen nur in Sonderfällen angewendet. Hierzu gehören z. B. eine schnelle Abkühlung eines in der Sonne aufgeheizten Pkws oder die Vermeidung von Geruchsbelästigungen durch die Außenluft. Der Luftstrom durch den Fahrgastraum ist von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig. Im Fahrgastraum herrscht wegen der Umströmung der Karosserie ein Unterdruck, so dass über die Karosserie unbehandelte Luft ausgetauscht wird (Anhaltswert: ca. 1 kg/min bei 100 km/h mit geschlossenen Scheiben und Schiebe-Ausstelldach).

Typische maximal notwendige Luftmassenströme für die Auslegung s. DIN 1946-3: 2006 und Großmann (2005).

3.1 Zu- und Abluftöffnungen

Die Zuluftöffnungen befinden sich vorzugsweise vor der Windschutzscheibe in einem positiven Druckgebiet. Der dimensionslose Druckbeiwert c_p beträgt zwischen 0,1 und 0,3. Dieser ist die auf den Staudruck bezogene Druckdifferenz zur Umgebung:

¹ Die früher verwendeten Begriffe „Frischlufbetrieb“ und „Frischlufstrom“ sind nicht korrekt, da die Außenluft mit Schadstoffen – z. B. in einem Tunnel – belastet sein kann.

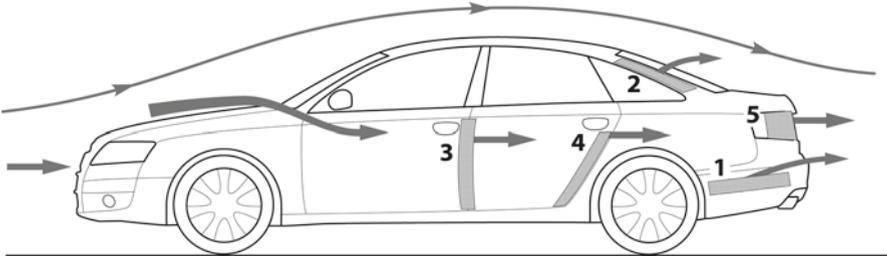


Abb. 3.1 Lufteintritt und verschiedene Anordnungen von Abluftöffnungen

$$c_p = \frac{p - p_{amb}}{q} = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot w^2} \quad (3.1)$$

Dabei bedeuten:

- q Staudruck [Pa]
- p Druck an der Karosserie [Pa]
- p_{amb} Druck der Umgebung [Pa]
- ρ Luftdichte [kg/m^3]
- w Geschwindigkeit [m/s]

Zu den Abluftöffnungen zählen das Entlüftungssystem und die Karosserie. Den Lufteintritt und verschiedene Anordnungen von Abluftöffnungen zeigt Abb. 3.1.

Das Entlüftungssystem wird meistens konstruktiv zwischen der Karosserie und den hinteren Stoßfängern vorgesehen (Nr. 1). Strömungstechnisch haben die Entlüftungen einen niedrigen Druckabfall und sind mit Rückschlagklappen ausgestattet. Bei einem Unterdruck im Fahrgastraum (z. B. Umluftbetrieb, geöffnetes Schiebe-Ausstelldach) schließen die Entlüftungen und es kann keine unbehandelte Luft angesaugt werden. Der Druckbeiwert c_p liegt etwa bei 0 bis $-0,1$.

Entlüftungssysteme im Bereich C-Säule (Nr. 2) waren in den 70er bis 80er Jahren üblich. Heute werden solche Anordnungen in verschiedenen geländegängigen Fahrzeugen verwendet. Damit ist sichergestellt, dass bei der Durchfahrt von Gewässern kein Wasser über das Entlüftungssystem eindringen kann. Nachteilig ist bei dieser Anordnung der sehr niedrige Druckbeiwert c_p $-0,3$ bis $-1,2$. Wegen des Unterdrucks am Entlüftungssystem wurde z. B. im Umluftbetrieb ein beträchtlicher Luftstrom über die Karosserie ausgetauscht (ca. 3 bis 4 kg/min bei 100 km/h mit geschlossenen Scheiben und Schiebe-Ausstelldach) und beeinträchtigte die Wirkung einer Klimaanlage.²

² Dies zeigten Versuche bei sommerlichen Bedingungen mit einer hohen Luftfeuchte. Getestet wurde die Abkühlung im Fahrgastraum mit einer Kälteanlage in Florida. Mit geschlossenem Entlüftungssystem (mit Klebeband abgedichtet) wurde eine 4 K niedrigere Lufttemperatur in Höhe des Kopfraums bei 100 km/h gemessen.

Es wurden auch Abluftöffnungen in den Türspalten der Säulen A, B (Nr. 3) und C (Nr. 4) vorgesehen. Die Luft strömte durch Gitter, die in der Türverkleidung integriert waren. Die Luftströmung führte im Fahrgastraum zu Zegerscheinungen.

Die Anordnung in den Heckleuchten (Nr. 5) hat sich ebenfalls nicht bewährt, da diese bei winterlichen Bedingungen vereisen können (Kondensat der Abluft).

Über die Karosserie wird durch Lecköffnungen ebenfalls Luft ausgetauscht. Es kann Luft abgeführt, aber auch zugeführt werden. Diese Leckluftströme sind unerwünscht. Daher soll die Karosserie so dicht wie möglich sein.

3.2 Gebläsekennlinien³

Es werden typische Kennfelder eines Radialgebläses mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln gezeigt und dann auf einer einzigen Kurve dimensionslos dargestellt. Diese Kennfelder sind: Druckdifferenzen, Drehzahlen, elektrische Leistungsaufnahme bei verschiedenen Gebläsespannungen vs. Luftmassenstrom. Es wird der Zusammenhang zwischen dem Drehmoment eines Gleichstrommotors mit Bürsten und dem Drehmoment am Lüfterrad beschrieben. Damit kann aus einem gemessenen Kennfeld der Einfluss einer anderen elektrischen Spannung, einer anderen Luftdichte oder eines Motors mit einer anderen Kennlinie des Drehmoments abgeschätzt werden. Dabei werden auch Änderungen der Schallleistung berücksichtigt. Anwendungen aus der Praxis zeigen fünf Beispiele: „Ermittlung der Liefer- und Druckziffer“, „Umrechnung auf eine andere Gebläsespannung“, „Umrechnung auf eine andere Luftdichte“, „Umrechnung auf ein anderes Motorkennfeld“ und „Differenz des Schalldrucks bei Reduktion der Gebläsespannung“.

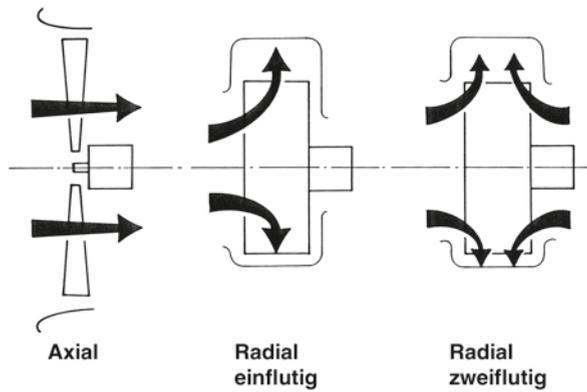
3.2.1 Gebläsetypen

Axialgebläse (Bauart wie bei den Gebläsen der Motorkühlung) wurden noch in vielen Heiz-/Klimageräten für Pkws in den 70er Jahren verwendet. Wegen der besseren Leistung, dem geringeren Platzbedarf und einem günstigeren Geräuschverhalten wurden diese durch Radialgebläse abgelöst. Eine schematische Darstellung zeigt Abb. 3.2.

Radialgebläse werden ein- und zweiflutig ausgeführt und haben meistens vorwärtsgekrümmte Schaufeln. Bei manchen Anlagen sind sogar zwei zweiflutige Gebläse parallel angeordnet, um das Geräuschniveau weiter abzusenken. (Geräuschpegel heutiger Pkws bei max. Gebläsestufe: ca. 58 bis 70 dB(A) im Fahrgastraum.) Nachteilig ist beim Radialgebläse mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln die zuneh-

³ Die physikalischen Grundlagen von Ventilatoren hat Eck (1972) ausführlich beschrieben. Vgl. hierzu auch Recknagel et al. (2000) und Adams (1969).

Abb. 3.2 Gebläsetypen, schematische Darstellung. (Nach: Großmann (2005))



mende Stromaufnahme, die bei konstant gehaltener Spannung mit steigendem Staudruck bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auftritt.

3.2.2 Kennlinien eines Radialgebläses

Abbildung 3.3 zeigt ein Gebläsekennfeld „Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom“ für verschiedene Gebläsespannungen eines Radialgebläses mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln. Eingezeichnet ist die Linie des gesamten Druckabfalls vom Lufteintritt in die Karosserie bis zum Luftaustritt. Betriebsfall: stehendes Fahrzeug bei geschlossenen Fenstern, „Lüften im Außenluftbetrieb“. Die Kurve schneidet in diesem Beispiel die Gebläsekennlinie für 12 V bei einer Druckdifferenz von 360 Pa und einem Luftmassenstrom von 8 kg/min. Die dazugehörige Drehzahl ist 3.048 min^{-1} (vgl. Abb. 3.4) und die elektrische Leistungsaufnahme beträgt in diesem Schnittpunkt 195 W (vgl. Abb. 3.5).

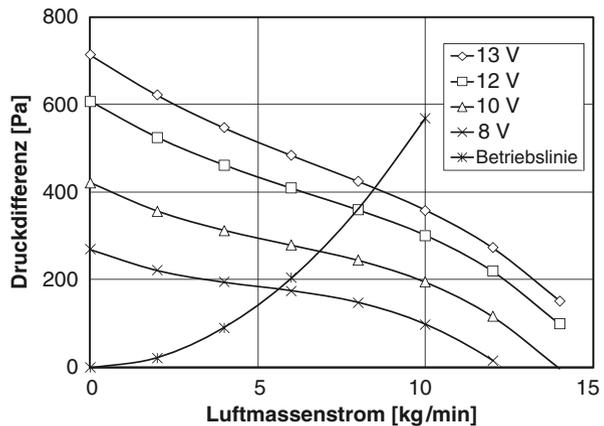
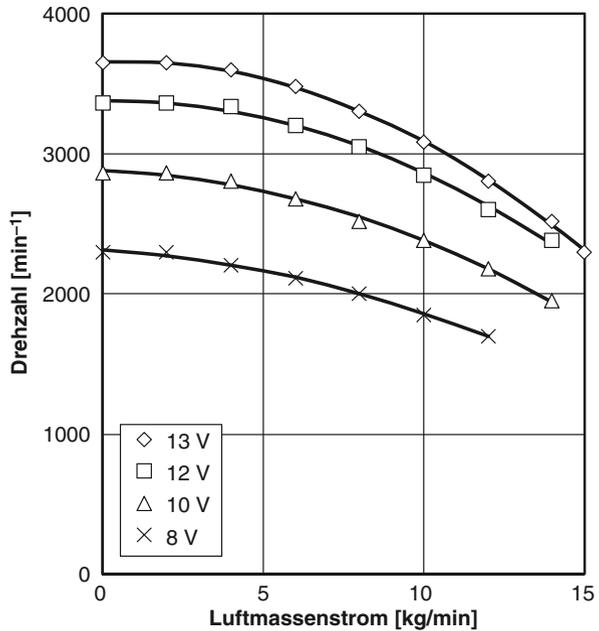


Abb. 3.3 Gesamte Druckdifferenz für verschiedene Spannungen in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom. Eingezeichnet ist eine Druckverlustlinie für den Betriebsfall „Lüften mit Außenluft eines stehenden Pkws“

Abb. 3.4 Drehzahl bei verschiedenen Spannungen in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom



Bei konstant gehaltener Spannung sinkt die Drehzahl mit wachsendem Luftmassenstrom, s. Abb. 3.4. Dies bedeutet, dass das Drehmoment des Gebläsemotors größer wird. Bei einer Drehzahl von Null wird Kurzschlussstrom erreicht. Der Motor kann daher bereits bei niedrigen Drehzahlen überhitzt werden und ggf. durchbrennen.

Die nachteilige Zunahme der elektrischen Leistungsaufnahme bei konstant gehaltener Spannung mit wachsendem Luftmassenstrom zeigt Abb. 3.5. Dieser Fall tritt z. B. bei einer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auf.

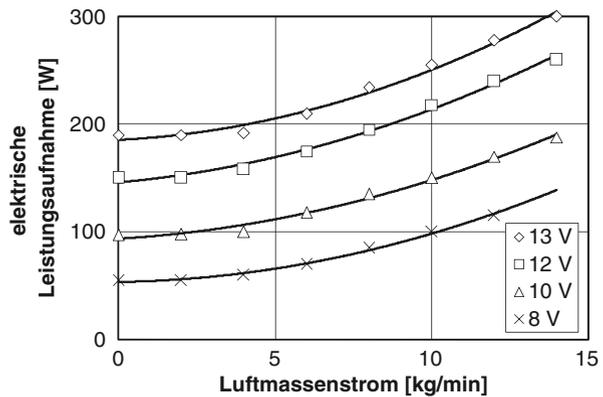
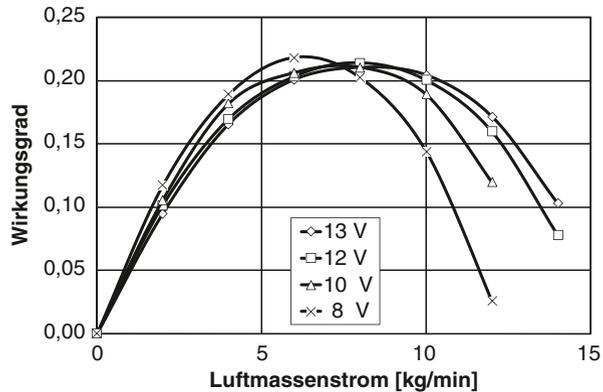


Abb. 3.5 Elektrische Leistungsaufnahme des Gebläsemotors bei verschiedenen Spannungen in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom

Abb. 3.6 Gesamter Wirkungsgrad bei verschiedenen Spannungen in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom



Der gesamte Wirkungsgrad eines Gebläses wird wie folgt definiert:

$$\eta = \eta_{Motor} \cdot \eta_{Strömung} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{P_{elektrisch}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}}{\rho \cdot U \cdot I} \quad (3.2)$$

In Abb. 3.6 sind die Wirkungsgrade bei verschiedenen Spannungen zusammengestellt. Der maximale Wirkungsgrad ist etwa 0,22 und liegt bei einem Luftmassenstrom zwischen 6 und 9 kg/min. Durch Optimierungen am Lüfterrad, an der Luftführung und am Motor können maximale Wirkungsgrade bis 0,35 erzielt werden.

3.2.2.1 Dimensionslose Darstellung

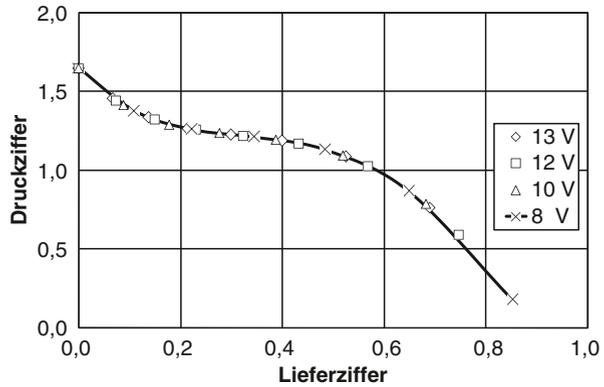
Das Feld der Gebläsekennlinien lässt sich dimensionslos darstellen. Natürlich sind hier Grenzen gesetzt, da mit Ähnlichkeitsgesetzen nicht der gesamte Messbereich abgebildet werden kann.⁴ Abbildung 3.7 zeigt eine solche dimensionslose Kurve. Sie beschreibt das Feld gemäß der Abb. 3.3 und 3.4. Aufgetragen ist die Druckziffer in Abhängigkeit von der Lieferziffer (Definitionen s. u.). Je höher diese Kurve liegt, desto besser ist die Güte des Lüfterrades mit der dazugehörigen Luftführung. Damit kann die strömungsmechanische Güte eines Gebläses sehr gut mit anderen Gebläsen verglichen werden.

Nachstehend sind die erforderlichen Gleichungen für die Lieferziffer und die Druckziffer angegeben.

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot (1 - v^2) \cdot u} \quad \text{Lieferziffer} \quad (3.3)$$

⁴ Hierzu gehören z. B. Messungen, bei denen das Gebläse im Staubetrieb (ohne Gebläsespannung) überströmt wird.

Abb. 3.7 Druckziffer in Abhängigkeit von der Lieferziffer. Dimensionsloses Kennfeld gemäß der Abb. 3.3 und 3.4



$$\psi = \frac{\Delta p_{Gesamt}}{\frac{\rho}{2} \cdot u^2} \quad \text{Druckziffer} \tag{3.4}$$

Dabei bedeuten:

$$u = \omega \cdot \frac{D}{2} \quad \text{Umfangsgeschwindigkeit [m/s]}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit [1/s]}$$

$$v = \frac{D_{Nabe}}{D_{Außen}} \quad \text{Durchmesser Verhältnis}^5$$

\dot{V} Volumenstrom [m³/s]

D Durchmesser des Lüfterradesy [m]

Δp_{gesamt} Statische + dynamische Druckdifferenz [Pa]

n Drehzahl [min⁻¹]

ρ Luftdichte [kg/m³]

Mit $\varphi_1 = \varphi_2$ und $\psi_1 = \psi_2$ sowie $D_1 = D_2$ werden folgende Zusammenhänge erhalten:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} \tag{3.5}$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \tag{3.6}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad \text{mit } P = \Delta p \cdot \dot{V} \tag{3.7}$$

⁵ Gilt für Axialgebläse. Bei Radialgebläsen ist das Durchmesser Verhältnis Null.

3.2.2.2 Motorkennlinien

Für den Antrieb von Gebläsen werden elektrische Motoren unterschiedlicher Bauart und Größe verwendet. Hierzu gehören Gleichstrommotoren mit Bürsten, aber auch bürstenlose Ausführungen. Letztere sind mit einer Elektronik zum Steuern der Drehzahl ausgestattet. Für einen effizienten Betrieb müssen die Motoren passend ausgewählt werden.

In Abb. 3.8 ist das mechanische Drehmoment an der Welle in Abhängigkeit von der Drehzahl bei konstant gehaltener Spannung eines Gleichstrommotors mit Bürsten dargestellt. Die Spannungen betragen 5 und 12 V. Die Kennlinien haben meistens einen linearen Verlauf.

Diese Kennlinie wird z. B. mit einer Pendelmaschine ermittelt. Neben dem Drehmoment und der Drehzahl wird auch die Stromaufnahme bei konstant gehaltener Spannung gemessen. Das maximale Drehmoment M_0 stellt sich bei $n = 0$ ein und bei n_∞ [min^{-1}] wird die Leerlaufdrehzahl (Motor ohne Lüfter) erreicht. Beim maximalen Drehmoment stellt sich ein Kurzschlussstrom ein, der oberhalb von 6 V sehr schnell zur Überhitzung des Motors führen kann. Daher empfiehlt es sich, entweder nur im zu erwartenden Betriebsbereich zu messen, den Motor ausreichend zu kühlen und später bei der Auswertung M_0 zu extrapolieren oder sehr kurze Messintervalle zu wählen.

Eine lineare Kennlinie des Drehmoments in Abhängigkeit von der Drehzahl wird bei konstant gehaltener Spannung näherungsweise mit

$$M \approx M_0 \cdot \left(1 - \frac{n}{n_\infty}\right) = M_0 \cdot \left(1 - \frac{\omega}{\omega_\infty}\right) \quad (3.8)$$

beschrieben.

Die mechanische Leistung (Wellenleistung) lautet

$$P_{mech} = M \cdot \omega \approx M_0 \cdot \left(\omega - \frac{\omega^2}{\omega_\infty}\right) = M_0 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \left(n - \frac{n^2}{n_\infty}\right). \quad (3.9)$$

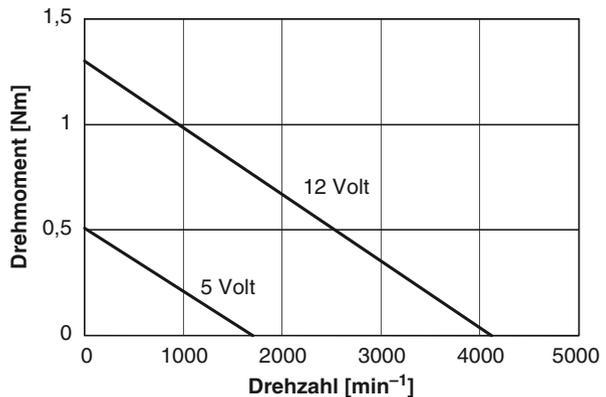


Abb. 3.8 Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl bei konstanter Spannung (5 und 12 V)

Sie erreicht mit $\omega_{opt} = \frac{\omega_{\infty}}{2}$ bzw. $n_{opt} = \frac{n_{\infty}}{2}$ ihr Maximum.

$$P_{mech,max} \approx M_0 \cdot \frac{\omega_{\infty}}{4} = M_0 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\infty}}{60} \quad (3.10)$$

3.2.2.3 Umrechnungen eines Gebläsekennfeldes

In der Praxis kommt es sehr häufig vor, dass das Gebläsekennfeld, wie z. B. in Abb. 3.3 dargestellt, auf eine andere Spannung, eine andere Luftdichte oder einen Motor mit einem anderen Kennfeld des Drehmoments umgerechnet werden soll. Wegen der dimensionslosen Darstellung (s. Abb. 3.7) ist die Charakteristik des Gebläsemotors eliminiert worden. Es kann also nicht mehr ohne weiteres auf das gemessene oder auf ein neues Gebläsekennfeld geschlossen werden. Natürlich kann dies experimentell an einem geeigneten Prüfstand geschehen. Dies bedeutet, dass zusätzliche Messungen erforderlich sind. Im Folgenden wird gezeigt, dass eine Abschätzung bereits mit dem gemessenen Gebläsekennfeld möglich ist.

Für die Interpolation im Gebläsekennfeld auf eine andere Gebläsespannung ist es zweckmäßig, eine Funktion $n = f(U, \dot{m})$ aufzustellen, die das gemessene Kennfeld beschreibt („Drehzahlansatz“).

Für die Umrechnung auf eine andere Luftdichte oder eine andere Kennlinie des Motors wird das Gleichgewicht des Drehmoments am Lüfterrad und des Drehmoments am Motor betrachtet („Drehmomentansatz“).

Drehzahlansatz In Abb. 3.9 werden z. B. die gemessenen Drehzahlen von Abb. 3.4 auf die elektrische Spannung bezogen und in Abhängigkeit vom Quadrat des Luftmassenstroms aufgetragen. Näherungsweise wird eine Gerade erhalten.

Die dazugehörige Regression lautet:⁶

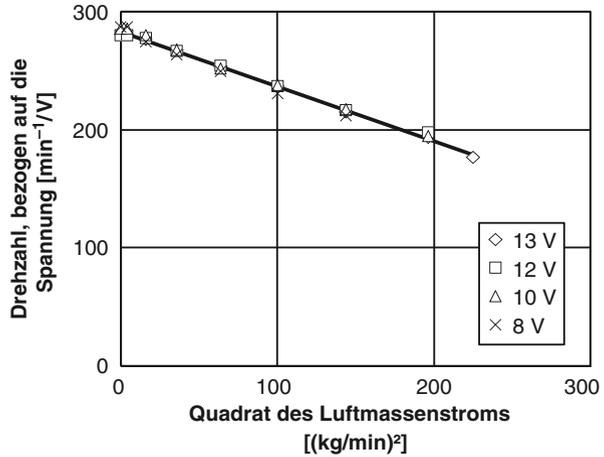
$$\frac{n}{U} = f(\dot{m}) = 283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}^2 \quad (3.11)$$

Dies bedeutet in der Praxis, dass nur bei *einer* Spannung gemessen werden muss.

Drehmomentansatz Mit Hilfe eines Drehzahlansatzes kann hinreichend genau auf eine andere Spannung interpoliert werden. Schwieriger wird es jedoch, wenn eine andere Luftdichte oder ein Motor mit einer anderen Kennlinie berücksichtigt werden soll. Natürlich kann der andere Motor, falls vorhanden, in das Gebläse eingebaut und das neue Kennfeld gemessen werden. Für Optimierungen sind viele Messungen erforderlich. Im Folgenden wird gezeigt, dass eine Abschätzung auch ohne zusätzliche Messungen möglich ist. Voraussetzung ist die Kenntnis der Motorkennlinien und der Luftdichte. So können virtuell der Einfluss verschiedener Motoren und die Luftdichte auf das Gebläsekennfeld betrachtet werden. Es ver-

⁶ Anmerkung: Bei Axialgebläsen ist der Gradient vor dem Quadrat des Luftmassenstroms positiv.

Abb. 3.9 Auf die elektrische Spannung bezogene Drehzahl in Abhängigkeit vom Quadrat des Luftmassenstroms



steht sich, dass das als optimal gefundene Gebläse anschließend zur Absicherung gemessen wird.

In Abb. 3.10 sind zwei verschiedene Motordrehmomente in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Eingetragen ist auch eine beliebige Drehmomentkennlinie des Lüfterrades gemäß

$$M_{\text{Lüfter}} \approx \text{Faktor} \cdot \rho \cdot n^2. \quad (3.12)$$

Diese Parabel schneidet die Linien der Motordrehmomente bei verschiedenen Drehzahlen.

Ansatz für das Drehmoment am Lüfterrad: Das Drehmoment an einem Gebläserad ist proportional der tangentialen Luftkraft am Umfang. Die Luftkraft ist proportional zur Luftdichte und dem Quadrat der Geschwindigkeit. Für die Geschwindigkeit wird die Umfangsgeschwindigkeit bzw. die Drehzahl herangezogen.

Der Zustand 1 soll auf den Zustand 2 umgerechnet werden (vgl. hierzu Abb. 3.10). Es gilt für das Gleichgewicht der Drehmomente

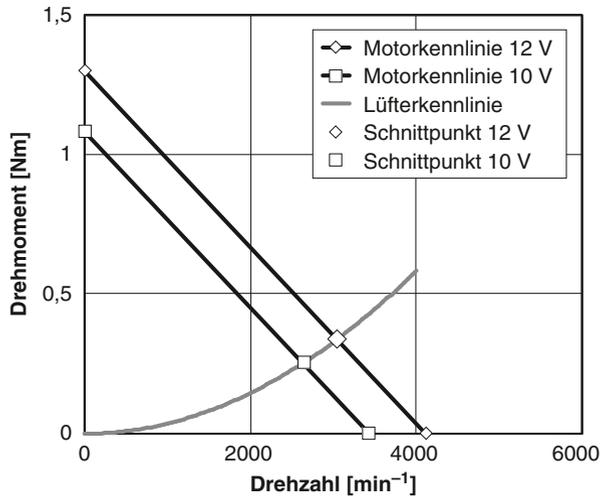
$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{Lüfter}} \quad (3.13)$$

und daher für lineare Kennlinien des Motors

$$M_2 = M_{0,2} \cdot \left(1 - \frac{n_2}{n_{\infty,2}}\right) \approx \text{Faktor} \cdot \rho_2 \cdot n_2^2 \quad (3.14)$$

$$M_1 = M_{0,1} \cdot \left(1 - \frac{n_1}{n_{\infty,1}}\right) \approx \text{Faktor} \cdot \rho_1 \cdot n_1^2 \quad (3.15)$$

Abb. 3.10 Motordrehmomente und Lüfterdrehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl. Es wurde eine beliebige Momentenkennlinie des Lüfterrades eingetragen



Die Division dieser Gleichungen ergibt

$$\frac{M_{0,2} \cdot \left(1 - \frac{n_2}{n_{\infty,2}}\right)}{M_{0,1} \cdot \left(1 - \frac{n_1}{n_{\infty,1}}\right)} \approx \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \tag{3.16}$$

Mit dieser quadratischen Gleichung wird die gesuchte Drehzahl n_2 erhalten. Zur Berücksichtigung der Luftdichte ist bei gleicher Motorkennlinie die Kenntnis der Leerlaufdrehzahl (ohne Lüfterrad) erforderlich.

Unterschiedliche Luftdichte und gleiches Motorkennfeld

$$\frac{n_2}{n_1} \approx \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{n_1}{n_{\infty} - n_1} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_{\infty}}{n_1} \cdot \frac{(n_{\infty} - n_1)}{n_1}} - 1 \right] \tag{3.17}$$

Die Lösungen lauten für weitere Fälle:

Unterschiedliche Motorkennfelder bei gleicher Luftdichte

$$\frac{n_2}{n_1} \approx \frac{M_{0,2}}{M_{0,1}} \cdot \frac{n_{\infty,1}}{n_{\infty,2}} \cdot \frac{n_1}{n_{\infty,1} - n_1} \cdot \frac{1}{2} \times \left[\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{M_{0,1}}{M_{0,2}} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_{\infty,1}} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_1} \cdot \frac{(n_{\infty,1} - n_1)}{n_1}} - 1 \right] \tag{3.18}$$

Unterschiedliche Motorkennfelder und unterschiedliche Luftdichte

$$\frac{n_2}{n_1} \approx \frac{M_{0,2}}{M_{0,1}} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{n_{\infty,1}}{n_{\infty,2}} \cdot \frac{n_1}{n_{\infty,1} - n_1} \cdot \frac{1}{2} \times \left[\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{M_{0,1}}{M_{0,2}} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_{\infty,1}} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_1} \cdot \frac{(n_{\infty,1} - n_1)}{n_1}} - 1 \right] \quad (3.19)$$

3.2.3 Differenz des Schalldrucks

Nachstehend werden einige einfache Gleichungen zusammengestellt, die sich in der Praxis für Abschätzungen bewährt haben.⁷ Diese gelten nur jeweils für einen einzigen Betriebspunkt der dimensionslosen Kennlinie. Mit diesen Gleichungen kann der Schalldruck vom Zustand 1 auf den Zustand 2 umgerechnet werden.

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{u_2}{u_1} \right)^5 \right] \quad (3.20)$$

Dabei bedeutet u die Umfangsgeschwindigkeit. Bei gleichem Durchmesser des Lüfterrades folgt:

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^5 \quad (3.21)$$

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (3.22)$$

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^2 \right] \quad (3.23)$$

Eck (1972) gibt folgende Gleichung für die Schallleistung an

$$L_p = 64,9 + 10 \cdot \log_{10} (\dot{V}) + 20 \cdot \log_{10} (\Delta p) + 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{1}{\psi} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right]. \quad (3.24)$$

Mit \dot{V} [m³/s], Δp [mm WS] (1 [mm WS] entsprechen 9,81 [Pa]). Die dimensionslose Druckziffer wird mit ψ und der strömungsmechanische (nicht der elektrische!)

⁷ Siehe Adams (1969), S. 421.

Wirkungsgrad mit η beschrieben. Der Zahlenwert 64,9 im ersten Summanden von Gl. (3.24) ist für Gebläse zur Pkw-Klimatisierung deutlich zu hoch. Geeigneter ist ein Zahlenwert von etwa 45,0.

Für eine gleiche Druckziffer und einem gleichen strömungsmechanischen Wirkungsgrad ist die Differenz zwischen den Zuständen 2 und 1:

$$\begin{aligned}\Delta L_p &\approx 10 \cdot \log_{10} (\dot{V}_2) + 20 \cdot \log_{10} (\Delta p_2) - 10 \cdot \log_{10} (\dot{V}_1) - 20 \cdot \log_{10} (\Delta p_1) \\ \Delta L_p &\approx 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^2 \right]\end{aligned}\quad (3.25)$$

Die Gln. (3.23) und (3.25) sind identisch.

3.2.4 Beispiele

Mit fünf Beispielen aus der Praxis soll demonstriert werden, wie einfache Abschätzungen vorgenommen werden können.

1. Beispiel: Ermittlung der Liefer- und Druckziffer eines Radialgebläses

Gegeben sind bei einer Gebläsespannung von 12 V ein Luftmassenstrom von 8 kg/min mit einer Luftdichte von 1,15 kg/m³ bei einer gesamten Druckdifferenz von 360 Pa. Die Drehzahl beträgt 3.048 min⁻¹ und der Durchmesser des Lüfterrades ist 0,142 m. Wie groß sind Liefer- und Druckziffer?

Zunächst werden die Winkelgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit berechnet.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3048}{60} = 319,158 \text{ [1/s]}$$

$$u = \omega \cdot \frac{D}{2} = 319,2 \cdot \frac{0,142}{2} = 22,662 \text{ [m/s]}$$

Anschließend wird die Umfangsgeschwindigkeit in die Liefer- und Druckziffer eingesetzt. Das Durchmesser Verhältnis ist Null, da es sich um ein Radialgebläse handelt.

$$\begin{aligned}\varphi &= \frac{\dot{V}}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot (1 - \nu^2) \cdot u} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot u} \\ &= \frac{8}{60 \cdot 1,15 \cdot \frac{0,142^2 \cdot \pi}{4} \cdot 22,662} = 0,323\end{aligned}$$

$$\psi = \frac{\Delta p_{\text{gesamt}}}{\frac{\rho}{2} \cdot u^2} = \frac{360}{\frac{1,15}{2} \cdot u^2} = 1,219$$

2. Beispiel: Umrechnung auf eine andere Gebläsespannung mit einem Drehzahlansatz⁸

Im Beispiel 1 ist der Betriebspunkt für 12 V definiert. Für den ermittelten dimensionslosen Betriebspunkt sollen der Luftstrom, die Drehzahl und die Druckdifferenz für 10 V abgeschätzt werden. Erforderlich ist die sich einstellende Umfangsgeschwindigkeit bzw. Drehzahl. Dies geschieht mit dem für das Beispiel analytisch gefundenen Drehzahlansatz nach Abb. 3.9 und Gl. (3.11)

$$n = f(\dot{m}) = (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}^2) \cdot U$$

sowie der Lieferziffer nach Gl. (3.3)

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{D^2 \cdot \pi \cdot u} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D}{2}}$$

Gleichung (3.11) wird in den Ausdruck der Lieferziffer eingesetzt und es wird erhalten:

$$\varphi \cdot \frac{D^3 \cdot \pi^2}{4} \cdot (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}^2) \cdot U = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.26)$$

Diese quadratische Gleichung wird am einfachsten numerisch nach dem Luftmassenstrom aufgelöst. Der Luftmassenstrom ist in [kg/min] einzugeben.

Die dazugehörige Drehzahl wird mit Gl. (3.11) und die dazugehörige Druckdifferenz mit Gl. (3.6) erhalten.

Ergebnisse für $U = 10$ V und $\varphi = 0,323$ s. Tab. 3.1.

Einfacher ist folgender Lösungsweg, da die Lieferziffer nicht bestimmt werden muss.

Mit Gl. (3.26) werden die Zustände 1 und 2 beschrieben:

$$\varphi \cdot \frac{D^3 \cdot \pi^2}{4} \cdot (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}_1^2) \cdot U_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho}$$

$$\varphi \cdot \frac{D^3 \cdot \pi^2}{4} \cdot (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}_2^2) \cdot U_2 = \frac{\dot{m}_1}{\rho}$$

⁸ Vergleiche hierzu auch das 4. Beispiel. In diesem wird die Kennlinie des Drehmoments für 10 V verwendet.

Tab. 3.1 Ergebnisse für $U = 10 \text{ V}$ und $\varphi = 0,323$

Parameter	Zahlenwert/Einheit	Gleichung
Luftmassenstrom	6,86 [kg/min]	$\varphi \cdot \frac{D^3 \cdot \pi^2}{4} \cdot (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}^2) \cdot U = \frac{\dot{m}}{\rho}$
Drehzahl	2.618 [min^{-1}]	$n = f(\dot{m}) = (283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}^2) \cdot U$
Druckdifferenz	266 [Pa]	$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$

Division dieser Gleichungen ergibt eine quadratische Gleichung

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{(283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}_2^2) \cdot U_2}{(283,87 - 0,4665 \cdot \dot{m}_1^2) \cdot U_1}$$

Ergebnisse: s. o. unter Tab. 3.1.

3. Beispiel: Umrechnung auf eine andere Luftdichte

Der Betriebspunkt aus dem Beispiel 1 soll von einer Luftdichte von $1,15 \text{ kg/m}^3$ für eine Luftdichte von $1,0 \text{ kg/m}^3$ abgeschätzt werden. Dafür werden die Gln. (3.5) und (3.6) verwendet.

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

Für $n_2 = n_1$ werden als erste Näherung erhalten: Luftmassenstrom $6,95 \text{ kg/min}$ und eine gesamte Druckdifferenz von 313 Pa .

Tatsächlich ist die Drehzahl bei der geringeren Luftdichte größer. Damit sind auch der Luftmassenstrom und die Druckdifferenz etwas größer als die hier erhaltenen. Der Grund hierfür ist der Einfluss der Motorkennlinie.

Drehmomentansatz Verwendet wird Gl. (3.17)

$$\frac{n_2}{n_1} \approx \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{n_1}{n_\infty - n_1} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_\infty}{n_1} \cdot \frac{(n_\infty - n_1)}{n_1}} - 1 \right]$$

Dafür ist die Leerlaufdrehzahl n_∞ des Motors erforderlich. Diese ist einfach zu messen. Sie beträgt in diesem Beispiel 4.120 min^{-1} .

Es stellt sich gemäß o. g. Gleichung eine Drehzahl von 3.134 min^{-1} ein. Dies entspricht einem Luftmassenstrom von

Tab. 3.2 Messwerte zur Umrechnung eines Gebläses

Drehmoment [Nm]	Leerlaufdrehzahl [min ⁻¹]	Drehzahl des Lüfterrades [min ⁻¹]	Luftmassenstrom [kg/min]	Druckdifferenz [Pa]
$M_{0,1} = 1,301$	$n_{\infty,1} = 4.120$	$n_1 = 3.048$	$\dot{m}_1 = 8$	$\Delta p_1 = 360$
$M_{0,2} = 1,084$	$n_{\infty,2} = 3.433$	$n_2 = ?$	$\dot{m}_2 = ?$	$\Delta p_2 = ?$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} = 8 \cdot \frac{1}{1,15} \cdot \frac{3134}{3048} = 7,15 \text{ [kg/min]}$$

und einer Druckdifferenz von

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 360 \cdot \frac{1}{1,15} \cdot \left(\frac{3134}{3048}\right)^2 = 331 \text{ [Pa]}.$$

4. Beispiel:

 Umrechnung auf ein anderes Motorkennfeld bei gleicher Luftdichte

Im Folgenden wird das Motorkennfeld für 12 Volt durch das Motorkennfeld für 10 Volt ersetzt. Es soll die Drehzahl in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom für die neue Motorkennlinie ermittelt werden.

Gegeben sind folgende Messwerte (vgl. Tab. 3.2).

Gesucht sind: n_2 , \dot{m}_2 und Δp_2

Dazu wird Gl. (3.18) verwendet:

$$\frac{n_2}{n_1} \approx \frac{M_{0,2}}{M_{0,1}} \cdot \frac{n_{\infty,1}}{n_{\infty,2}} \cdot \frac{n_1}{n_{\infty,1} - n_1} \times \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{M_{0,1}}{M_{0,2}} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_{\infty,1}} \cdot \frac{n_{\infty,2}}{n_1} \cdot \frac{(n_{\infty,1} - n_1)}{n_1}} - 1 \right]$$

Es werden erhalten:

$$\frac{n_2}{n_1} \approx 0,8634 \quad \text{bzw.} \quad n_2 = 2.633 \text{ [min}^{-1}\text{]}.$$

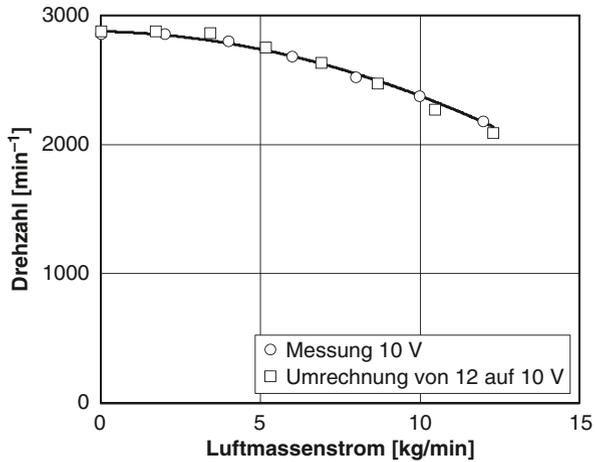
Damit lauten der dazugehörige Luftmassenstrom und die Druckdifferenz:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} = 8 \cdot \frac{2633}{3048} = 6,91 \text{ [kg/min]}$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 360 \cdot \left(\frac{2633}{3048}\right)^2 = 269 \text{ [Pa]}$$

Auf diese Weise werden mehrere gemessene Werte auf die neue Drehmomentkennlinie des Motors umgerechnet. Abbildung 3.11 zeigt die erhaltene Drehzahl in

Abb. 3.11 Drehzahl in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom. Messung mit 10 V und Umrechnung mittels Motorkennlinie von 12 auf 10 V



Abhängigkeit vom Luftmassenstrom. Zum Vergleich sind die Messwerte bei 10 V eingetragen.

Wie hier gezeigt wurde, können gemessene Gebläsekennfelder auf andere Motorkennfelder näherungsweise umgerechnet werden.

5. Beispiel: Differenz des Schalldrucks bei Reduktion der Gebläsespannung⁹

Gegeben sei der Betriebspunkt für 12 V mit einem Luftmassenstrom von 8 kg/min, einer gesamten Druckdifferenz von 360 Pa und einer Drehzahl von 3.048 min⁻¹. Dies entspricht einem dimensionslosen Betriebspunkt $\varphi = 0,3230$ und $\psi = 1,219$. Der Durchmesser des Laufrads ist 0,142 m. In Tab. 3.3 sind die ermittelten Luftmassenströme, Drehzahlen und Druckdifferenzen vom Beispiel 2 zusammengestellt. Wie groß ist die Differenz des Schalldrucks?

Ergebnis: Der Schalldruck sinkt um etwa 3,3 dB. Mit den Gln. (3.21), (3.22) und (3.23) werden praktisch gleiche Differenzen ermittelt. Für eine erste Abschätzung sind diese Werte gut zu gebrauchen.

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^5 = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{2618}{3048} \right)^5 = -3,30$$

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{5/2} = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{266}{360} \right)^{5/2} = -3,29$$

Tab. 3.3 Luftmassenstrom, Drehzahl und Druckdifferenz für $\varphi = 0,323$ und $\psi = 1,219$

Spannung [V]	Luftmassenstrom [kg/min]	Drehzahl [min ⁻¹]	Druckdifferenz [Pa]
12	8,00	3.048	360
10	6,86	2.618	266

⁹ Vergleiche hierzu auch die Beispiele 1 und 2.

$$dB_2 - dB_1 = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^2 \right] = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{6,86}{8,00} \cdot \left(\frac{266}{360_1} \right)^2 \right] \\ = -3,29$$

3.3 Durchströmung der Komponenten

Werden starre Bauteile¹⁰, z. B. die Luftführungen, der Heizungswärmeübertrager, der Verdampfer, die Karosserie, der Filter etc., von Luft durchströmt, entsteht in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom ein Druckabfall. In Tab. 3.4 sind einige Anhaltswerte zusammengestellt.

Der gemessene Luftmassenstrom in Abhängigkeit vom Druckabfall lässt sich am einfachsten mit einer Potenzfunktion beschreiben

$$\dot{m} = a \cdot \Delta p^k, \quad (3.27)$$

wobei der Druckexponent zwischen 0,5 und 1 liegen kann. Dies hängt vom Zustand der Strömung ab. Für eine turbulente Strömung mit technisch rauen Luftführungen gilt $k = 0,5$ und für eine laminare Strömung gilt $k = 1$. So lassen sich die Messergebnisse in einfacher Weise im Doppel-Logarithmennetz als Gerade abbilden (vgl. hierzu Abb. 3.12).¹¹

Tab. 3.4 Druckabfall von verschiedenen Komponenten

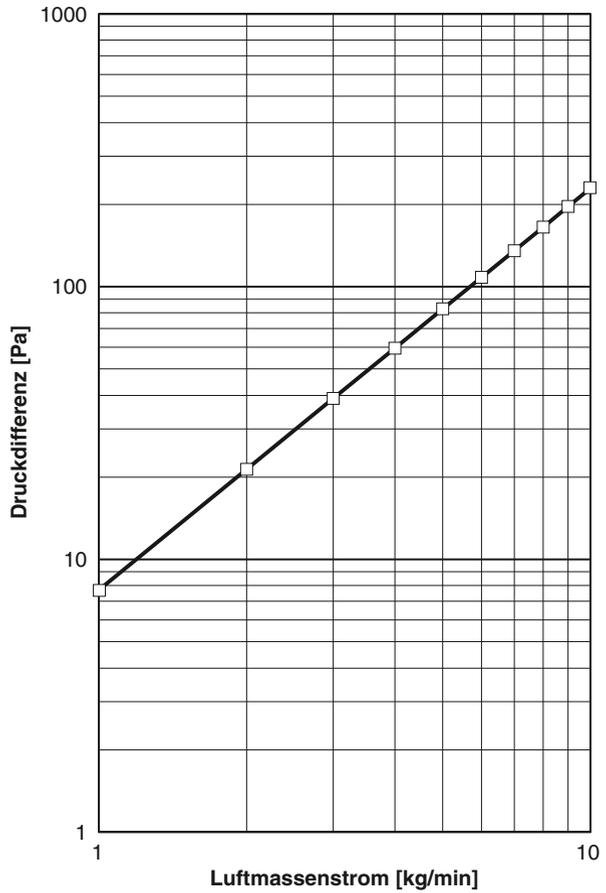
Komponente	Luftmassenstrom [kg/min]	Druckdifferenz [Pa]
Wasserkasten, Lufteinlass	10	50
Filter, Neuzustand ^a	10	150
Verdampfer	10	150
Heizungswärmeübertrager	10	300
Karosserie	5	300
Karosserie, Vorserie	5	100
Einzelner Personen-Anströmer	3	150

^a Gebrauchte Filter haben abhängig von den Betriebsbedingungen nach ein bis zwei Jahren einen höheren Druckabfall (ca. 300 Pa). An einem vollständig verschmutzten Filter wurde ein extremer Druckabfall von 431 Pa bei einem Luftmassenstrom von 6 kg/min gemessen, s. Senkpiel u. Kort-hues (2006, S. 109).

¹⁰ Hierzu gehören nicht das Gebläse und die Entlüftungen mit Rückschlagklappen.

¹¹ Wird die Potenzfunktion $y = a \cdot x^b$ logarithmiert, so entsteht eine Gerade von der Form $\ln y = \ln a + b \ln x$ bzw. $Y = A + b \cdot X$.

Abb. 3.12 Druckabfall in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom im Doppel-Logarithmennetz



3.3.1 Abhängigkeit von der Reynolds Zahl

Mit Hilfe der Energiegleichung

$$p_1 + \frac{\rho}{2} w_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} w_2^2 + \frac{l}{d} \lambda(\text{Re}) \frac{\rho}{2} w_m^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} w_2^2 + \xi(\text{Re}) \frac{\rho}{2} w_m^2$$

und der Kontinuitätsgleichung

$\dot{m} = A \cdot w_m \cdot \rho$ ist der Luftmassenstrom mit der Vereinfachung $w_1 \approx w_2$

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}{\frac{l}{d} \cdot \lambda(\text{Re})}} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}{\xi(\text{Re})}}. \tag{3.28}$$

Dabei bedeuten:

Re	Reynolds Zahl	$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$
A	durchströmte Fläche [m ²]	
d	Durchmesser eines Rohrs [m]	
l	Länge eines Rohrs [m]	
p	Druck [Pa]	
w	Geschwindigkeit [m/s]	
Δp	Differenzdruck [Pa]	
ζ	Druckverlustziffer [-]	
λ	Rohrreibungszahl [-]	
ν	kinematische Viskosität [m ² /s]	
ρ	Luftdichte [kg/m ³]	

Elimination von Δp aus den Gln. (3.27) und (3.28) führt zu folgender Gebrauchsformel:¹²

$$\lambda \sim Re^{\frac{1-2k}{k}} \quad \text{bzw.} \quad \xi \sim Re^{\frac{1-2k}{k}} \quad 0,5 \leq k \leq 1$$

Umfangreiche Messungen lassen für verschiedene Komponenten typische Tendenzen erkennen, s. Tab. 3.5.

3.3.2 Rohrreibungszahlen aus der Literatur

Nachstehend sind einige Formeln für die Rohr- und Spaltströmung der Literatur entnommen worden.¹³ Die Werte aus Tab. 3.5 stimmen mit den Exponenten der Re-Zahlen aus der Literatur überein. Bei den Wärmeübertragern handelt es sich um eine gemischte Strömung (turbulent und laminar). Mit den Formeln können praktisch nur Druckverlustlinien sehr einfacher Komponenten, z. B. diejenigen von Luftkanälen, abgeschätzt werden. Das Verhältnis k/d kennzeichnet die relative Rauheit. Die Rauheit k darf nicht mit dem Druckexponenten verwechselt werden.

Tab. 3.5 Druckexponent k und Reibungszahl in λ Abhängigkeit von der Reynoldszahl verschiedener Bauteile

Bezeichnung	Exponent k	$\lambda \sim Re^{\frac{1-2k}{k}}$	Bemerkung
Luftkanäle	1/2	$\lambda \neq Re$	Re unabhängig, turbulent, rau
Karosserie	4/7	$\lambda \sim Re^{-0,25}$	Spaltströmung, glatt Rohrströmung, glatt
Wärmeübertrager, Verdampfer, Kondensator	2/3	$\lambda \sim Re^{-0,50}$	Gemischte Strömung Laminar und turbulent
Filter	0,8	$\lambda \sim Re^{-0,75}$	Gemischte Strömung Laminar und turbulent

¹² Hinweis: Gl. (3.28) wird nach der Druckdifferenz aufgelöst und in Gl. (3.27) eingesetzt. Es wird erhalten: $\dot{m} \sim \dot{m}^{2k} \cdot \xi^k$ bzw. $\xi \sim \dot{m}^{\frac{1-2k}{k}} \sim Re^{\frac{1-2k}{k}}$.

¹³ Bohl W (1980) Technische Strömungslehre. Vogel-Verlag Würzburg S. 100.

Rohrströmung

$$\text{laminar } \lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

turbulent, hydraulisch glattes Rohr $\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25}$ Blasius
für $2.320 < \text{Re} < 10^5$

turbulent, hydraulisch raues Rohr $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1,14$ Nikuradse

Spaltströmung

$$\text{laminar } \lambda = \frac{96}{\text{Re}}$$

turbulent, hydraulisch glattes Rohr $\lambda = 0,427 \cdot \text{Re}^{-0,25}$

turbulent, hydraulisch raues Rohr $\lambda = \frac{1}{\left(1 - 2 \cdot \log \frac{k}{d_h}\right)^2}$

3.3.3 Umrechnung der Messergebnisse auf eine andere Luftdichte und Viskosität

Messergebnisse an identischen Bauteilen weichen selbst bei identischen Prüfständen grundsätzlich voneinander ab. Dies liegt zum einem am Luftdruck, der von der geografischen Lage (Höhe) und dem Wettergeschehen mit dazugehörigen zeitlichen Schwankungen abhängt und zum anderen an unterschiedlichen Temperaturen sowie Luftfeuchten. Für Vergleiche müssen daher die Messergebnisse auf gleiche Verhältnisse umgerechnet werden. Dies ist insbesondere erforderlich, wenn vorgegebene Werte, die in den Lastenheften festgeschrieben sind, verglichen werden sollen.

Der Koeffizient a der Gl. (3.27) kann mit Gl. (3.28) und $\xi \sim \text{Re}^{\frac{1-2k}{k}}$ abgeleitet werden.

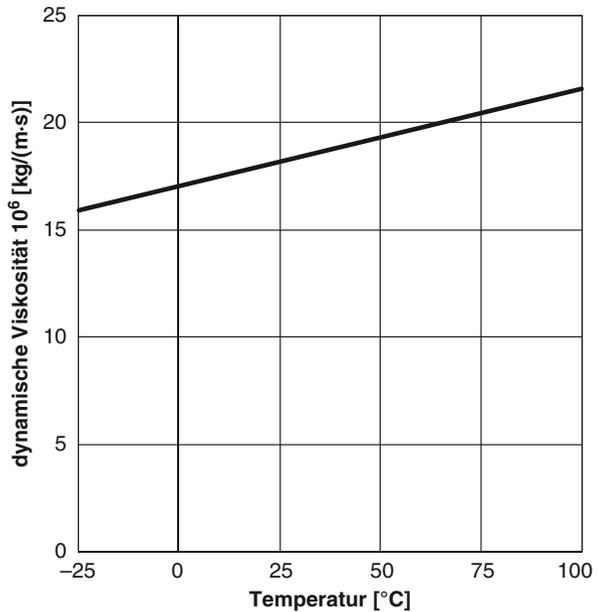
Relevant für die Umrechnung auf eine andere Dichte und Viskosität ist die Beziehung

$$a \sim (2 \cdot \rho)^k \cdot \left(\frac{1}{\eta}\right)^{2k-1} \quad (3.29)$$

mit der dynamischen Viskosität $\eta = \nu \cdot \rho$ [kg/(m s)], da die geometrischen Daten und die Strömung als konstant gesetzt betrachtet werden. Die dynamische Viskosität hängt im Gegensatz zur kinematischen Viskosität im relevanten Bereich vernachlässigbar vom Druck ab. Für den Bereich zwischen -25 und 100 °C wurden die Werte dem VDI-Wärmeatlas entnommen¹⁴, in Abb. 3.13 dargestellt und einer linearen Regression unterzogen.

¹⁴ VDI-Wärmeatlas (1977) Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, Db 10; siehe auch Cerbe u. Wilhelms (2008, S. 359).

Abb. 3.13 Dynamische Viskosität trockener Luft in Abhängigkeit von der Temperatur



Die Regression lautet:

$$\eta \approx (17,1 + 0,0452 \cdot \vartheta) \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})] \quad (3.30)$$

Mit Gln. (3.27) und (3.29) lautet der vom Zustand 1 auf den Zustand 2 umgerechnete Luftmassenstrom bei konstant gehaltener Druckdifferenz

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^k \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{2k-1} \quad \text{für } 0,5 \leq k \leq 1 \quad (3.31)$$

und die Druckdifferenz bei konstant gehaltenem Luftmassenstrom

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_1}\right)^{\frac{2k-1}{k}} \quad \text{für } 0,5 \leq k \leq 1. \quad (3.32)$$

Sonderfälle

$$k = 0,5 \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad \text{und} \quad \Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$k = 1 \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2} \quad \text{und} \quad \Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1}$$

3.3.4 Beispiele

Die Abweichungen der gemessenen Druckverlustlinien können signifikant sein, selbst wenn die Prüfstände eine Messgenauigkeit von besser als 2 % haben sollten. Dies liegt an einem unterschiedlichen Luftdruck und einer unterschiedlichen Temperatur. In den Lastenheften müssen daher zur Umrechnung immer die Zustände der Luft exakt definiert werden.

Beispiel 1: Druckverlustlinien eines Wärmeübertragers bei unterschiedlichen Temperaturen und Luftfeuchten.

Die Druckverlustlinie eines Wärmeübertragers (HWT oder Verdampfer) mit einem Druckexponenten $k = 2/3$ wird mit trockener Luft bei folgenden Bedingungen gemessen.

Messung 1: Temperatur = 25 °C, Luftdruck = 970 hPa (GND)

Messung 2: Temperatur = 20 °C, Luftdruck = 1.020 hPa (GND)

Frage: Welche Abweichung besteht zwischen den gemessenen Luftmassenströmen bei gleicher Druckdifferenz?

Lösung: Mit den Gln. (3.31) $\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^k \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{2k-1}$ und $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$ wird erhalten

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{p_2 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_2}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3.33)$$

Dies ergibt mit Gl. (3.30) die Zahlenwertgleichung

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{1020 \cdot 298,15}{970 \cdot 293,15}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{17,1 + 0,0452 \cdot 25}{17,1 + 0,0452 \cdot 20}\right)^{\frac{1}{3}} = (1,069)^{\frac{2}{3}} \cdot (1,013)^{\frac{1}{3}}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot 1,046 \cdot 1,004 = \dot{m}_1 \cdot 1,05.$$

Die Messergebnisse unterscheiden sich also um 5 %. Der Einfluss der Viskosität ist hier mit 0,4 % gering.

Beispiel 2: Druckverlustlinien eines WT bei unterschiedlichen Temperaturen.

Der Wärmeübertrager nach Beispiel 1 wird mit trockener Luft bei folgenden Bedingungen gemessen.

Messung 1: Temperatur = 25 °C, Luftdruck = 970 hPa (GND)

Messung 2: Temperatur = -20 °C, Luftdruck = 970 hPa (GND)

Frage: Welche Abweichung besteht zwischen den gemessenen Luftmassenströmen bei gleicher Druckdifferenz?

Mit den Gln. (3.33) und (3.30) ist die Zahlenwertgleichung

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{298,15}{253,15}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{17,1 + 0,0452 \cdot 25}{17,1 - 0,0452 \cdot 20}\right)^{\frac{1}{3}} = (1,178)^{\frac{2}{3}} \cdot (1,126)^{\frac{1}{3}}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot 1,115 \cdot 1,04 = \dot{m}_1 \cdot 1,16.$$

Die Messergebnisse unterscheiden sich also um 16 %. Der Einfluss der Viskosität ist hier 4 %.

Beispiel 3: Duckverlustlinien eines Filters bei unterschiedlichen Temperaturen und Luftdrücken.

Bei gleichen Versuchsbedingungen wie bei Beispiel 1 soll die Abweichung des Luftmassenstroms bei gleicher Druckdifferenz für einen Filter bestimmt werden. Der Druckexponent ist $k = 0,8$. Mit den Gln. (3.31) und (3.30) wird erhalten:

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 &= \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{0,6} = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{p_2 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_2}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^{0,6} \\ \dot{m}_2 &= \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{1,020 \cdot 298,15}{970 \cdot 293,15}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{17,1 + 0,0452 \cdot 25}{17,1 + 0,0452 \cdot 20}\right)^{0,6} \\ \dot{m}_2 &= \dot{m}_1 \cdot (1,069)^{0,8} \cdot (1,013)^{0,6} = 1,055 \cdot 1,008 = \dot{m}_1 \cdot 1,063 \end{aligned}$$

Die Messergebnisse unterscheiden sich also um 6 %. Der Einfluss der Viskosität ist hier 1 %.

3.4 Ermittlung des Belüftungsstroms

3.4.1 Messmethoden

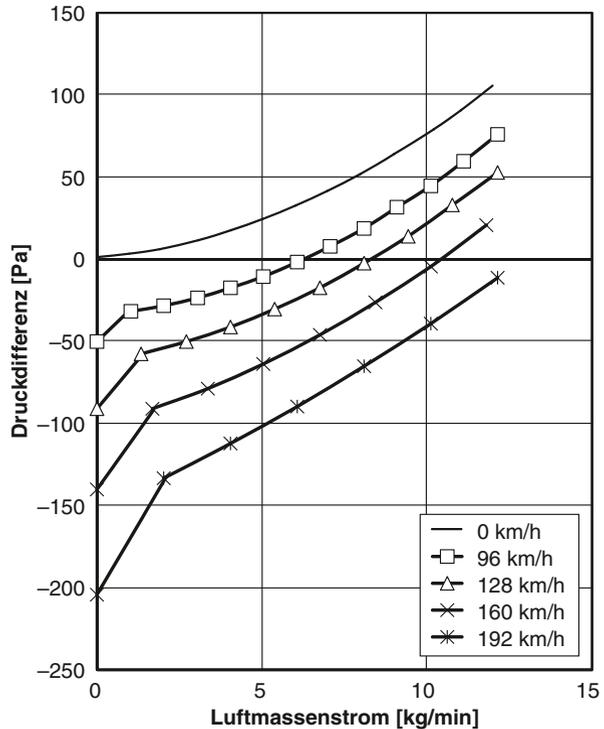
3.4.1.1 Innendruckmethode¹⁵

Bei geschlossener Belüftung (der Lufteintritt wird sorgfältig abgedichtet) werden definierte Luftströme in den Fahrgastraum, z. B. über eine hintere Seitenscheibe, mittels eines Hilfsgebläses eingebracht oder abgesaugt und die sich einstellende Druckdifferenz wird bei verschiedenen Geschwindigkeiten im Windkanal gemessen.¹⁶ Damit werden Kurvenscharen mit der Geschwindigkeit als Parameter (s. Abb. 3.14) erhalten. Danach wird die Luftmessstrecke geschlossen und das Belüftungssystem wieder geöffnet. Für eine beliebige Einstellung des Belüftungssystems stellt sich dann bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit die entsprechende

¹⁵ Die Innendruckmethode beschreibt erstmals Wallis (1971). Siehe auch: Necati u. Kohl (2005) Mess- und Versuchstechnik. In: Hucho W H (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden.

¹⁶ Siehe auch Abschn. 11.4 „Prüfstand zur Messung der Luftströme durch den Fahrgastraum“.

Abb. 3.14 Gemessene Abluftlinien (Druckverlustlinien) inklusive des Entlüftungssystems eines Pkw der B-Klasse (2003) bei den Geschwindigkeiten 0, 96, 128, 160, 192 km/h (0, 60, 80, 100, 160 mph)



Druckdifferenz im Fahrgastraum ein. Mittels der gemessenen Kurvenscharen kann der Druckdifferenz ein Luftmassenstrom zugeordnet werden. Damit ist der Luftstrom durch das Belüftungssystem bekannt. Der zusätzliche Luftaustausch durch die Karosserie wird dabei nicht erfasst. Mit der Innendruckmethode sind Analysen des gesamten Lüftungssystems und der Dichtheit einer Karosserie möglich. Der Leckzuluftstrom durch die Karosserie ist schwierig zu ermitteln.¹⁷

3.4.1.2 Spürgasmethode/Tracergastechnik¹⁸

Hierbei wird die Konzentration eines Spürgases (z. B. CO₂) im Fahrgastraum gemessen, welche ein Maß für den Luftstrom ist. Meistens wird dem Fahrgastraum kontinuierlich eine bestimmte Menge des Spürgases pro Zeiteinheit zugeführt (stationäre Messung). Selten wird eine bestimmte Menge des Spürgases der Luft des Fahrgastraums zugeführt und die Änderung der Konzentration in Abhängigkeit von der Zeit gemessen (instationäre Messung). Mit der Spürgasmethode wird der

¹⁷ Siehe auch Abschn. 3.5 „Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung“.

¹⁸ Krämer et al. (1976) Lufttechnische Messungen in Kraftfahrzeugen mit Hilfe der Isotopenmesstechnik. ATZ, 78, S. 439–442.

gesamte Zuluftstrom erfasst, also der Belüftungsstrom und der Leckzuluftstrom, der von außen durch die Karosserie in den Fahrgastraum gelangt. Die gemessenen Luftströme sind daher größer als die ermittelten Belüftungsströme mit der Innendruckmethode. Bei der Innendruckmethode ist z. B. per Definition der Belüftungsstrom im Umluftbetrieb identisch Null. Tatsächlich wird aber durch die Karosserie Luft mit dem Fahrgastraum ausgetauscht. Bei einem Pkw der B-Klasse beträgt z. B. bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h der Leckluftstrom etwa 1 kg/min. Dieser Leckluftstrom kann mit der *Spürgasmethode/Tracergastechnik* sehr einfach gemessen werden.

Beide Methoden ergänzen sich sinnvoll.

3.4.2 Abluftlinien

Die Abluftlinien setzen sich aus den Leckagelinien der Karosserie und den Kennlinien des Entlüftungssystems zusammen. Diese sind von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Abbildung 3.14 zeigt die Schar von Abluftlinien. Die Entlüftungen sind im Bereich der hinteren Stoßfänger angeordnet ($c_p = -0,05$) und haben Rückschlagklappen, die sich bei einem Unterdruck im Fahrgastraum schließen. Der steile Verlauf der Linien in der Nähe der y-Achse kennzeichnet daher den Verlauf der Leckagelinien. In diesem Bereich sind die Rückschlagklappen des Entlüftungssystems geschlossen.

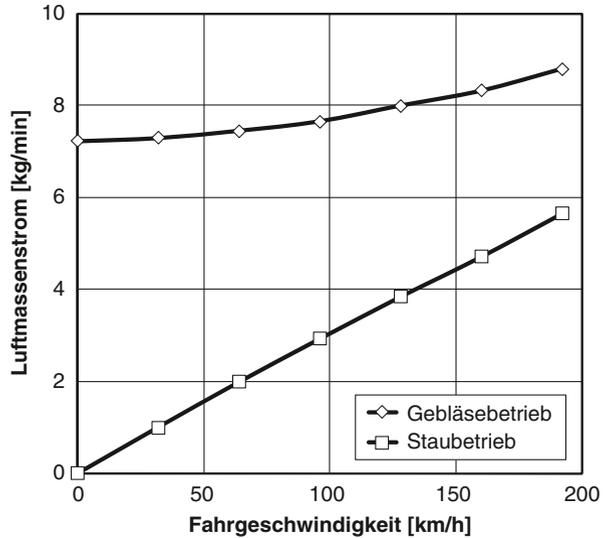
Bei einem Luftmassenstrom von Null und einer Fahrgeschwindigkeit von 160 km/h beträgt die Druckdifferenz (Unterdruck) etwa 140 Pa. Mit Entlüftungen im Bereich der C-Säule mit einem Druckbeiwert von etwa $-0,5$ wird vergleichsweise eine Druckdifferenz von etwa 300 Pa erhalten. Dies bedeutet, dass mit Entlüftungen im Bereich der C-Säule der Luftaustausch durch die Karosserie sehr groß ist.¹⁹ Daher werden diese nur noch in Sonderfällen (geländegängige Pkws) angewendet.

3.4.3 Belüftungsstrom

Mit dem Belüftungssystem werden in Abhängigkeit von der Betriebsart (Luftverteilung und Gebläsestufe) und der Fahrgeschwindigkeit im Fahrgastraum wiederum Druckdifferenzen erzeugt. Mit den gemessenen Abluftlinien werden dann die dazugehörigen Belüftungsströme erhalten. In Abb. 3.15 sind die Ergebnisse für die Betriebsart „maximales Lüften, kalt“ in maximaler Gebläsestufe und im Staubetrieb (ausgeschaltetes Gebläse) zusammengestellt.

¹⁹ Siehe Großmann (2005).

Abb. 3.15 Gemessener Luftmassenstrom durch das Belüftungssystem in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Betriebsart „maximales Lüften, kalt“ bei maximaler Gebläsestufe und im Staubetrieb



3.5 Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung

Durch die Karosserie strömt Luft vom Fahrgastraum in die Umgebung (Leckabluft), aber auch von der Umgebung in den Fahrgastraum (Leckzuluft). Die Beträge des Leckzu- und Abluftstroms hängen von der jeweiligen Druckdifferenz zwischen dem Fahrgastraum und der Umgebung sowie der Dichtheit der Karosserie ab. So strömt im Umluftbetrieb, insbesondere bei geöffneten Scheiben oder Schiebedach, Luft aus der Umgebung in den Fahrgastraum (Unterdruck im Fahrgastraum). Dabei können Feuchtigkeit, Staub, aber auch Schadstoffe übertragen werden.²⁰ Über die Ermittlung der Leckzu- und Abluftströme aus gemessenen Leckagelinien (Druckverlustlinien der Karosserie) berichtete Großmann (1987).²¹

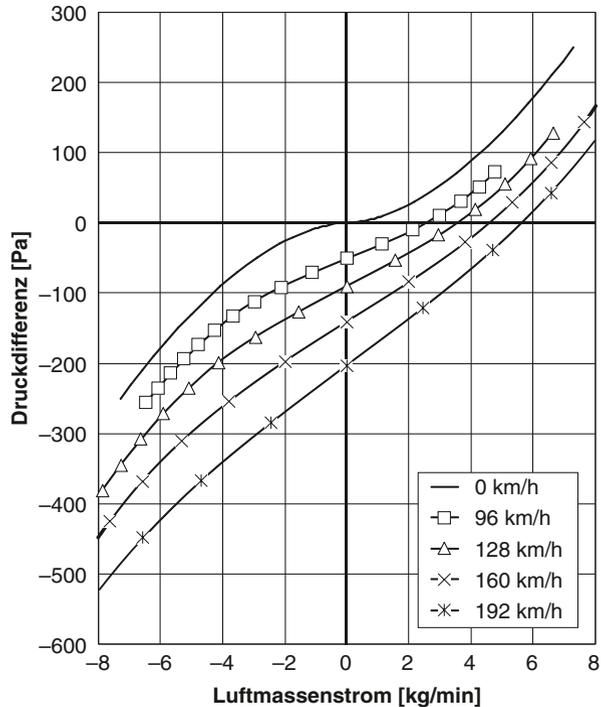
3.5.1 Gemessene Leckagelinien (Druckverlustlinien)

Die Schar von Druckverlustlinien der Karosserie mit der Geschwindigkeit als Parameter zeigt Abb. 3.16. Diese Linien werden Leckagelinien genannt. Sie wurden an einem Pkw der B-Klasse (2003) mit der Innendruckmethode bei geschlossenen Entlüftungen gemessen. Auffallend ist, dass sie nicht einfach parallel mit wachsender Fahrgeschwindigkeit verschoben sind. Bei einem Luftstrom von Null (dieser markante Punkt

²⁰ Empfohlen werden Messungen der Schadstoffkonzentration im Fahrgastraum.

²¹ Diese Literatur ist nur schwierig zu beschaffen.

Abb. 3.16 Gemessene Leckagelinien (Druckverlustlinien) der Karosserie eines Pkws der B-Klasse (2003) bei den Geschwindigkeiten 0, 96, 128, 160, 192 km/h (0, 60, 80, 100, 120 mph)



wird Pol genannt) weisen sie Gradienten auf, die mit wachsender Geschwindigkeit zunehmen. Weiterhin haben sie Symmetrieeigenschaften der 2. Art $f(x) = -f(-x)$. Die Leckagelinien setzen sich aus partiellen Leckzu- und Abluftlinien zusammen.

Die gemessenen Luftmassenströme lassen sich mit

$$\dot{m}_{ab} = a \cdot \Delta p_I^k, \quad \text{für } \Delta p \geq 0 \tag{3.34}$$

und

$$\dot{m}_{zu} = -a \cdot |\Delta p|^k \tag{3.35}$$

beschreiben, wenn der Pkw nicht umströmt wird.

Im Spaltkoeffizienten a spiegelt sich die Summe der Lecköffnungen wider. In diesem sind die Luftdichte, die dynamische Viskosität und der hydraulische Querschnitt enthalten. Der Exponent k kennzeichnet die Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl.²² In der Literatur wird häufig ein so genannter äquivalenter Querschnitt ange-

²² Wird z. B. das Rohrreibungsgesetz nach Blasius oder der Ansatz einer turbulenten Spaltströmung, s. Abschn. 3.3.2 „Rohrreibungszahlen aus der Literatur“, in die Energiegleichung eingesetzt, so ist der Exponent 4/7.

geben. Dieser ist jedoch nur für durchströmte Komponenten konstant, wenn deren Reibungszahlen nicht von der Reynolds-Zahl abhängen.²³ Dies ist hier jedoch nicht der Fall.

Anhaltswerte für eine Limousine der B-Klasse sind:

$$k \text{ ca. } 4/7 [-]$$

$$a \text{ ca. } 0,2 \text{ bis } 0,4 \text{ [kg/(min} \cdot \text{Pa}^k)]$$

mit der Druckdifferenz in [Pa] und dem Luftmassenstrom in [kg/min].

3.5.2 Dimensionslose Darstellung

Bei einer ausgebildeten Außenströmung (welche oberhalb von 100 km/h sicher gegeben ist) lässt sich die Schar der Druckverlustlinien auf einer einzigen Kurve dimensionslos gemäß

$$c_l = f(l) = \frac{\Delta p_l}{q} \tag{3.36}$$

und

$$l = \frac{\dot{m}}{a \cdot q^k} \tag{3.37}$$

darstellen. Dies zeigt Abb. 3.17.

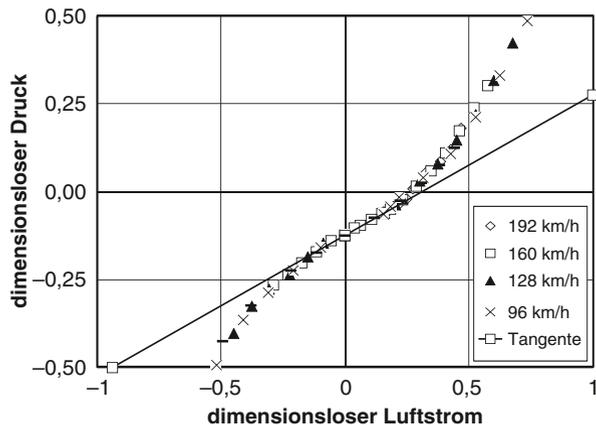
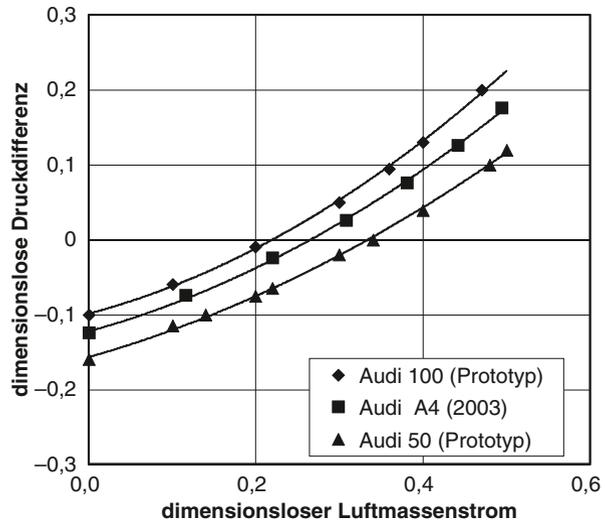


Abb. 3.17 Dimensionslose Leckagelinie einer Karosserie der B-Klasse (2003). (Nach: Großmann (2005))

²³ $\dot{m} = A \cdot f(\text{Re}) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}$ Dabei bedeuten: A = Fläche, Re = Reynolds Zahl. Die Funktion $f(\text{Re})$ ist keine Konstante.

Abb. 3.18 Dimensionslose Leckagelinien verschiedener Pkws



In Abb. 3.18 sind die dimensionslosen Leckagelinien von verschiedenen Pkws zusammengestellt. Diese sind ähnlich, wegen der unterschiedlichen Umströmung der Karosserie jedoch nicht identisch.

3.5.3 Anwendungen der dimensionslosen Leckagelinie

Mit der dimensionslosen Darstellung eröffnen sich verschiedene Anwendungen.

Interpolation und Extrapolation von dimensionsbehafteten Leckagelinien: Gemessene Leckagelinien können einfach auf andere Geschwindigkeiten umgerechnet werden.

Erkennen von Bauteilverformungen während der Messung: Falls sich die Schar der Leckagelinien nicht auf einer gemeinsamen dimensionslosen Leckagelinie abbilden lässt, handelt es sich meistens um Bauteilverformungen, z. B. das Abheben einer Seitenscheibe infolge der Luftkräfte.

Erkennen von unzulässigen Lecköffnungen: Undichtheiten der Stirnwand und des Belüftungssystems zum Fahrgastraum führen zu einer ungewöhnlich hohen Lage des Pols ($>-0,1$).

Ermittlung der Leckzu- und Abluftströme: Mit mathematischen Verfahren können die Lecköffnungen den Druckbeiwerten der Außenströmung zugeordnet werden, solange diese näherungsweise nach Gauß normal verteilt sind. Damit werden die Leckzu- und Abluftströme ermittelt.

3.5.4 Ableitung der Leckzu- und Abluftströme

Der infinitesimal kleine Abluftstrom an einer Leckstelle mit dem Außendruck p_A , dem Druck im Fahrgastraum p_p , dem dazugehörigen Spaltkoeffizienten da und dem Exponenten k lautet

$$d\dot{m}_{ab} = (p_I - p_A)^k \cdot da \quad \text{mit} \quad p_I - p_A \geq 0 \quad (3.38)$$

bzw. mit den Druckbeiwerten

$$c_p = \frac{p_A - p_\infty}{q} \quad (3.39)$$

und

$$c_I = \frac{p_I - p_\infty}{q} \quad (3.40)$$

$$d\dot{m}_{ab} = q^k \cdot (c_I - c_p)^k \cdot da \quad \text{mit} \quad c_I - c_p \geq 0 \quad (3.41)$$

Die infinitesimal kleinen Spaltkoeffizienten da sind bestimmten Druckbeiwerten an der Karosserieaußenhaut zugeordnet. Mit der Verteilungsfunktion

$$H = f(c_p) \text{ lauten}$$

$$da = a \cdot H(c_p) \cdot dc_p \quad (3.42)$$

und

$$d\dot{m}_{ab} = q^k \cdot a \cdot (c_I - c_p)^k \cdot H(c_p) \cdot dc_p. \quad (3.43)$$

Der *Leckabluftstrom* wird durch Integration erhalten:

$$\dot{m}_{ab} = q^k \cdot a \cdot \int_{c_{p,\min}}^{c_I} (c_I - c_p)^k \cdot H(c_p) \cdot dc_p \quad (3.44)$$

Da der Term $C_I - C_p \geq 0$ sein muss (definitionsgemäße Trennung der Leckzuluft von der Leckabluft), folgt c_I für die obere Grenze des Integrals.

Der *Leckzuluftstrom* wird analog erhalten:

$$\dot{m}_{zu} = -q^k \cdot a \cdot \int_{c_I}^{c_{p,\max}} (c_p - c_I)^k \cdot H(c_p) \cdot dc_p \quad (3.45)$$

Mit

$$\dot{m} = \dot{m}_{ab} + \dot{m}_{zu} \quad (3.46)$$

wird die Schar der Leckagelinien bei gegebener Häufigkeitsverteilung erhalten.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass mit der Normalverteilung (Glockenkurve) nach Gauß

$$H(c_p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot \sigma^2}} \cdot e^{-\frac{(c_p - \mu)^2}{2 \cdot \sigma^2}} \quad (3.47)$$

hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden.

Dabei bedeuten:

σ Streuung

μ Lage der Symmetrieachse einer Normalverteilung, Pol

Mit Gl. (3.37), den Integrationsgrenzen²⁴ $c_{\max} \approx \infty$ und $c_{\min} \approx -\infty$ sowie der Abkürzung

$$s = \frac{1}{2 \cdot \sigma^2} \text{ folgen}$$

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_{c_I}^{\infty} (c_p - c_I)^k \cdot e^{-s \cdot (c_p - \mu)^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_p \geq c_I \quad (3.48)$$

$$l_{ab} = \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{c_I} (c_I - c_p)^k \cdot e^{-s \cdot (c_p - \mu)^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_I \geq c_p \quad (3.49)$$

$$l = l_{ab} + l_{zu} \quad (3.50)$$

Abbildung 3.19 zeigt den berechneten dimensionslosen Leckzu- und Abluftstrom sowie die Leckagelinie für $s = 50$ und $k = 4/7$. Aufgetragen ist der dimensionslose Druck im Fahrgastraum in Abhängigkeit vom dimensionslosen Luftstrom.

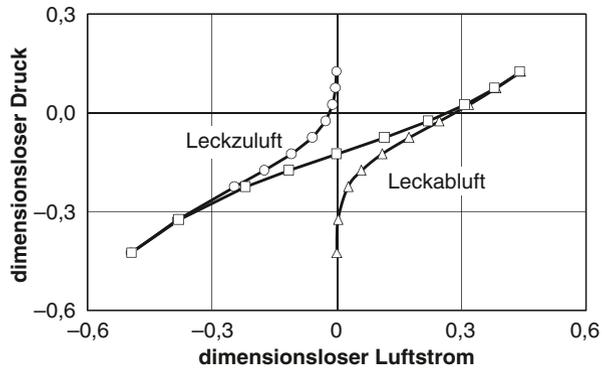
Der Leckzuluftstrom ist bei großen positiven Innenraumdruckdifferenzen vernachlässigbar. Bei großen negativen Innenraumdruckdifferenzen entspricht der Leckzuluftstrom etwa dem Luftstrom der Leckagelinie. Bei geschlossener Be- und Entlüftung muss der Leckzuluftstrom immer speziell ermittelt werden.

3.5.5 Ergebnisse

Die Integration der Gln. (3.48) und (3.49) ist schwierig, s. Abschn. 13.5 „Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung: Lösung der Integrale und Bestimmung

²⁴ Wegen der Normalverteilung nach Gauß werden die Integrationsgrenzen $c_{\max} \approx \infty$ und $c_{\min} \approx -\infty$ gesetzt. Physikalisch ist der maximal vorkommende Druckbeiwert 1 (Staudruck) und der minimale etwa -1.

Abb. 3.19 Berechnete dimensionslose Leckzuluft- und Abluftlinien sowie Leckagelinie (mittlere Kurve). (Nach: Großmann (2005))



der Streuung aus Messungen“.²⁵ Nachstehend werden einige Ergebnisse genannt, die von praktischer Bedeutung sind.

3.5.5.1 Leckluftstrom bei geschlossener Be- und Entlüftung

Im Umluftbetrieb (die Be- und Entlüftung sowie das Schiebedach und die Scheiben sind geschlossen) wird folgender Luftstrom über die Karosserie ausgetauscht:

$$|\dot{m}_{zu,ab,Pol}| = q^k \cdot a \cdot \sigma^k \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{\sqrt{\pi} \cdot 2^{1-\frac{k}{2}}} \quad \text{für } k > 0,5 \quad (3.51)$$

Darin bedeutet $\Gamma(x)$ die Gammafunktion²⁶ und σ die Streuung der Verteilung nach Gauß.

Ein Anhaltswert für die Streuung σ ist etwa 0,1.

Mit der Gl. (3.51) kann bei Kenntnis des Leckluftstroms (Tracergastechnik) auf die Streuung geschlossen werden, wenn näherungsweise eine Verteilung nach Gauß vorliegt.

Weiterhin kann die Streuung mit Hilfe des Gradienten im Pol ermittelt werden, s. Abschn. 13.5.5 „Ermittlung der Streuung aus gemessenen Leckagelinien“.

3.5.5.2 Leckluftstrom im Außenluftbetrieb

Der Leckzu- und Abluftstrom wird mit den Gln. (3.48) und (3.49) abgeschätzt. Hierzu muss die Streuung der Normalverteilung bekannt sein. Für große positive

²⁵ Siehe Großmann (1987, 2005).

²⁶ Vgl. z. B. Bronstein u. Semendjajew (1991) Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, S. 66 Formel 2, S. 103, 331 und Gröbner u. Hofreiter (1973) Integraltafel, zweiter Teil, Bestimmte Integrale. Springer Verlag Wien, S. 64, Gl. (2).

Druckdifferenzen zwischen dem Innenraum und dem Pol können jedoch Vereinfachungen vorgenommen werden. Bei einer Streuung von z. B. $\sigma = 0,1$ ($s = 50$) entspricht der Leckabluftstrom für $c \geq 0,3$ praktisch dem Betrag der Leckagelinie, vgl. hierzu Abb. 3.19.

$$l_{ab} \approx l \approx c^k$$

Dies gilt umgekehrt für den Leckzuluftstrom mit $c \leq -0,3$.

$$l_{zu} \approx l \approx -|c|^k$$

$c = c_I - \mu$ ist die dimensionslose Druckdifferenz.

3.5.6 Beispiele

Beispiel 1: Leckzuluftstrom im Umluftbetrieb.

Gesucht ist der Leckluftstrom im Umluftbetrieb bei 100 km/h. Gegeben sind: Spaltkoeffizient $a = 0,311 \text{ kg}/(\text{min Pa}^k)$, Exponent $k = 4/7$ und Luftdichte $1,15 \text{ kg}/\text{m}^3$. Angenommen wird eine Streuung von 0,05.

Lösung: Die Daten werden in Gl. (3.51)

$$|\dot{m}_{zu,ab,Pol}| = q^k \cdot a \cdot \sigma^k \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{\sqrt{\pi} \cdot 2^{1-\frac{k}{2}}} \text{ eingesetzt.}$$

$$q = \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = \frac{1,15}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 = 444 \text{ [Pa]}$$

$$|\dot{m}_{zu,ab,Pol}| = 444^{4/7} \cdot 0,311 \cdot 0,05^{4/7} \cdot \frac{\Gamma(0,7857)}{\sqrt{\pi} \cdot 2^{0,7143}} \approx 0,74 \text{ [kg/min]}$$

Die Gammafunktion hat den Zahlenwert 1,181.

Beispiel 2: Leckzuluftstrom im Umluftbetrieb bei einer geöffneten Seitenscheibe.

Gesucht ist der Leckzuluftstrom im Umluftbetrieb bei 100 km/h mit einer um 140 mm geöffneten vorderen Seitenscheibe. Gemessen wurde eine dimensionslose Druckdifferenz im Fahrgastraum von $c_I = -0,5$.

Lösung: Da die Druckdifferenz zum Pol $(-0,125)$ sehr groß ist, wird angesetzt:

$$\begin{aligned} |\dot{m}_{zu}| &= a \cdot q^k \cdot |c_I - c_{Pol}|^k = 0,311 \cdot 444^{\frac{4}{7}} \cdot |-0,5 - (-0,125)|^{\frac{4}{7}} \\ &\approx 5,8 \text{ [kg/min]} \end{aligned}$$

Literatur

- Adams EH (1969) Characteristics of Equipment Components. In: SAE Aerospace Applied Thermodynamics Manual, 2. Aufl. SAE, New York
- Bohl W (1980) Technische Strömungslehre. Vogel-Verlag, Würzburg, S. 100
- Bronstein IN, Semendjajew KA (1991) Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, S. 66, Formel 2, S. 103, 331
- Cerbe G, Wilhelms G (2008) Technische Thermodynamik, 15. Aufl. Hansa Verlag, München
- DIN 1946-3 (2006) Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
- Eck B (1972) Ventilatoren, 5. Aufl. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg
- Gröbner W, Hofreiter N (1973) Integraltafel, zweiter Teil, Bestimmte Integrale. Springer Verlag, Wien, S. 64, Gl. (2)
- Großmann H (1987) Das Gammaverfahren zur Berechnung des Leckluftstroms durch die Pkw-Karosserie. In Klimatisierung in Personenkraftwagen. Tagung Nr. T-30-329-056-7. Vortrag im Haus der Technik, Essen
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden
- Krämer W et al. (1976) Lufttechnische Messungen in Kraftfahrzeugen mit Hilfe der Isotopenmesstechnik. ATZ, 78, S. 439–442
- Necati GA, Kohl W (2005) Mess- und Versuchstechnik. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Recknagel H, Sprenger E, Schrameck ER (2000) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 69. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien
- Senkpiel K, Korthues M (2006) Lufthygienische Beurteilung von Pkw-Innenraumfiltern. FAT-Schriftenreihe Nr. 201, Frankfurt am Main
- VDI-Wärmeatlas (1977) Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Db 10
- Wallis SB (1971) Ventilation System Aerodynamics – A new Design Method. SAE Paper 710 036 Detroit

Kapitel 4

Wärmestrom durch den Fahrgastraum

4.1 Definition der mittleren Innenraumlufttemperatur

Die mittlere Innenraumlufttemperatur ist das arithmetische Mittel aus der mittleren Temperatur in Höhe des Fußraums und der mittleren Temperatur in Kopfhöhe. Die Definition der Lufttemperaturen und die Lage der erforderlichen Messstellen sind in der DIN 1946-3:2006 beschrieben.

Nach DIN 1946-2:1994-01 ist die mittlere Innenraumlufttemperatur in Wohnräumen von Gebäuden etwa 22 °C. Im Pkw ist diese im Winter als auch im Sommer höher.¹ Dies hat folgende Gründe:

Im Winterbetrieb geben die Fahrgäste durch langwellige Strahlung Wärme an die kalten Scheiben ab. Der Abstand zu den Seitenscheiben ist im Vergleich zur Klimatisierung von Gebäuden sehr gering (ca. 0,2 m). Weiterhin muss für ein behagliches Klima die Luft im Fußraum deutlich wärmer sein als in Kopfhöhe (empfohlene Lufttemperaturschichtung: 5 bis 12 K). Bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C muss daher eine mittlere Innenraumlufttemperatur von 28 °C im stationären Zustand erreicht werden.

Im Sommerbetrieb tragen die Fahrgäste eine leichtere Bekleidung. Sie können sich auch bei Einsatz einer Klimaanlage direkt mit kühler Luft (5 bis 10 °C) aus den Düsen („Personenanströmer“) der Schalttafel oder des Fondklimageräts anblasen lassen, so dass auch die direkte Sonneneinstrahlung auf den Körper kompensiert wird. In Kopfhöhe beträgt die mittlere Lufttemperatur etwa 20 °C. In der Höhe des Fußraums ist es jedoch deutlich wärmer als in Kopfhöhe. Im Umluftbetrieb wurden z. B. bei einer Außenlufttemperatur von 40 °C, einer Sonnenstrahlung von 1.000 W/m² und einer relativen Feuchte von 30 % folgende Lufttemperaturen gemessen: Lufttemperatur in den Düsen 8 °C, mittlere Lufttemperatur in Kopfhöhe 21 °C und eine Lufttemperatur vor dem Verdampfer von 27 °C. Infolge der Sonneneinstrahlung etc. erwärmt sich die Luft bei der Durchströmung des Fahrgastraums von 8 auf 27 °C.

¹ Siehe auch DIN 1946-3:2006 und Großmann (2005), S. 759.

4.2 Wärmebilanz

4.2.1 Winterbetrieb

Die Karosserie, der Abluftstrom und die aufzuheizenden Massen im Fahrgastraum verursachen beim Betrieb einer Heizung Wärmeverluste (vgl. hierzu Abb. 4.1). Bei Vernachlässigung von Wärmequellen wie die Sonneneinstrahlung, die Wärme der Abgasanlage usw., lautet die Wärmebilanz:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{Wärmeübertrager} = \dot{Q}_{Karosserie} + \dot{Q}_{Abluft} + \dot{Q}_{Massen} \quad (4.1)$$

mit

$$\dot{Q}_{Karosserie} \approx k \cdot A \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{amb}) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{Abluft} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Abluft} - \vartheta_{amb}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{Massen} = \frac{\partial(\Delta\vartheta_I)}{\partial t} \cdot \sum m_i \cdot c_i. \quad (4.4)$$

Dabei bedeuten:

- ϑ_I mittlere Innenraumlufttemperatur [°C]
- ϑ_{amb} Außenlufttemperatur [°C]
- $k \cdot A$ Wärmedurchgang der Karosserie [W/K]
- \dot{m}_L Luftmassenstrom [kg/s]
- c_p spezifische Wärmekapazität der Luft [kJ/(kg · K)]
- m Masse [kg]
- c spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg · K)]
- t Zeit [s]

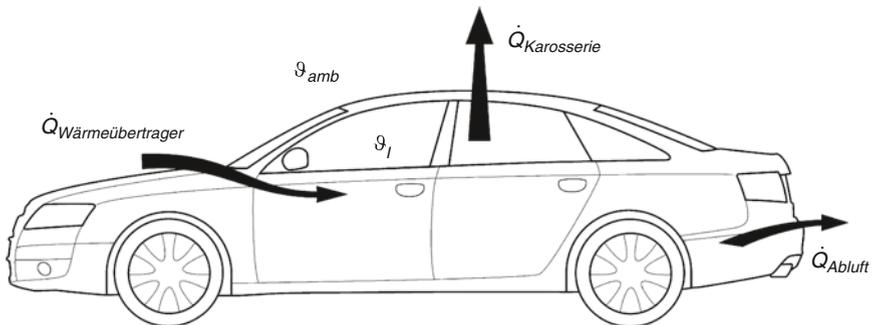


Abb. 4.1 Wärmestrom durch den Fahrgastraum im Winterbetrieb

Im stationären Zustand treten keine Wärmeverluste durch aufzuheizende Massen auf und für den Außen- sowie Umluftbetrieb werden erhalten:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{\text{Wärmeübertrager}} = \dot{Q}_{\text{Karosserie}} + \dot{Q}_{\text{Abluft}} \quad \text{Außenluftbetrieb} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{\text{Wärmeübertrager}} = \dot{Q}_{\text{Karosserie}} \quad \text{Umluftbetrieb} \quad (4.6)$$

4.2.2 Sommerbetrieb

Für den Betrieb mit sommerlicher Wärmeeinstrahlung werden die Wärmequellen wie z. B. die Sonneneinstrahlung in der Wärmebilanz berücksichtigt. Zum Kühlen des Pkws kann nur die sensible, also fühlbare Wärme, genutzt werden. Die latente Wärme, die sich im Kondensat eines Verdampfers befindet, muss für die erforderliche Verdampferleistung zusätzlich betrachtet werden.² Die Wärmebilanz lautet für den Außenluftbetrieb:

$$\begin{aligned} \dot{H}_{\text{Sensibel}} &\approx \dot{Q}_{\text{Sonneneinstrahlung}} + \dot{Q}_{\text{Karosserie}} + \dot{Q}_{\text{Rest}} + \dot{Q}_{\text{Abluft}} \\ &= \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{L,\text{Verdampfer}} \end{aligned} \quad (4.7)$$

mit

$$\dot{Q}_{\text{Abluft}} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{amb}} - \vartheta_{\text{Abluft}}) \quad (4.8)$$

Der sensible Wärmestrom ist der Enthalpiestrom $\dot{H}_{\text{Sensibel}}$. Im restlichen Wärmestrom sind die Wärmequellen wie z. B. Wärmeabgabe vom Gebläse, Wärmeabgabe der Fahrgäste etc. sowie die Speicherwärme für den instationären Betrieb nach Gl. (4.4) enthalten.

4.3 Ansätze zur Abschätzung der Ablufttemperatur

Im Außenluftbetrieb stellt sich eine Ablufttemperatur ein, die bei Berechnungen zunächst unbekannt ist. Zur Abschätzung gibt es verschiedene Ansätze. Es wird empfohlen, die ermittelten Werte immer auf Plausibilität zu prüfen. Allgemein gilt

$$\vartheta_{\text{Abluft}} = f(\vartheta_E, \vartheta_I, \vartheta_{\text{amb}}, \dot{m}_L). \quad (4.9)$$

² Siehe Kap. 6.6 „Erforderliche stationäre Verdampferleistung“.

Dabei bedeuten:

ϑ_E	Luft Eintrittstemperatur [°C]
ϑ_I	mittlere Innenraumlufttemperatur [°C]
ϑ_{amb}	Außenlufttemperatur [°C]
\dot{m}_L	Außenluftmassenstrom [kg/s]

Für den Betrieb eines Pkws *ohne Einwirkung von Wärmestrahlungen* (Sonnenstrahlung etc.) haben sich für eine erste Abschätzung die Ansätze nach Frank (1971) sowie Nitz u. Hucho (1979) bewährt.

4.3.1 Methode nach Frank

Nach Frank verhält sich die Luft eintrittstemperatur zur mittleren Innenraumlufttemperatur wie die mittlere Innenraumlufttemperatur zur Ablufttemperatur:

$$\frac{\vartheta_E}{\vartheta_I} = \frac{\vartheta_I}{\vartheta_{Abluft}} \quad (4.10)$$

Dieser Ansatz bezieht sich auf eine Außenlufttemperatur von 0 °C. Dieser wird modifiziert, indem die Differenzen zur Außenlufttemperatur berücksichtigt werden:

$$\frac{(\vartheta_E - \vartheta_{amb})}{(\vartheta_I - \vartheta_{amb})} = \frac{(\vartheta_I - \vartheta_{amb})}{(\vartheta_{Abluft} - \vartheta_{amb})} \quad \text{bzw.} \quad \frac{\Delta\vartheta_E}{\Delta\vartheta_I} = \frac{\Delta\vartheta_I}{\Delta\vartheta_{Abluft}} \quad (4.11)$$

Die Differenz aus der Ablufttemperatur und der Außenlufttemperatur lautet:

$$\Delta\vartheta_{Abluft} = \frac{\Delta\vartheta_I^2}{\Delta\vartheta_E} \quad (4.12)$$

4.3.2 Methode nach Nitz und Hucho

Die Karosserie wird als ein Wärmeübertrager aufgefasst, s. Tab. 8.1, Nr. 4. Damit lautet die

Differenz aus der Abluft- und Außenlufttemperatur:

$$\Delta\vartheta_{Abluft} = \Delta\vartheta_E \cdot \exp\left(-\frac{k \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right) \quad (4.13)$$

4.4 Mittlere Innenraumlufttemperatur

Mit den Ansätzen nach Frank sowie Nitz und Hucho werden für den Heizungsbetrieb (ohne Einfluss der Strahlung und sonstiger Wärmequellen) die mittleren Innenraumlufttemperaturen erhalten

$$\vartheta_I = \dot{Q}_{zu} \cdot \frac{-k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m}_L \cdot c_p)^2}}{2 \cdot (\dot{m}_L \cdot c_p)^2} + \vartheta_{amb} \quad (4.14)$$

oder umgeformt durch Erweiterung des Zählers und des Nenners

$$\vartheta_I = \dot{Q}_{zu} \cdot \frac{2}{k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m}_L \cdot c_p)^2}} + \vartheta_{amb} \quad \text{Ansatz nach Frank} \quad (4.15)$$

$$\vartheta_I = \dot{Q}_{zu} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{k \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)}{k \cdot A} + \vartheta_{amb} \quad \text{Ansatz nach Nitz und Hucho} \quad (4.16)$$

Die Gln. (4.15) und (4.16) liefern praktisch gleiche Zahlenwerte.

Für den Umluftbetrieb wird mit den Gln. (4.2) und (4.6) die mittlere Innenraumlufttemperatur erhalten:

$$\vartheta_I = \frac{\dot{Q}_{zu}}{k \cdot A} + \vartheta_{amb} \quad (4.17)$$

Gleiches Ergebnis liefern die Gln. (4.15) und (4.16) für einen Außenluftstrom von Null. Die Gl. (4.14) ist jedoch unbestimmt (Null/Null).

4.5 Wärmedurchgang der Karosserie

Die Wärmeübertragung hängt von der Außenanströmung des Pkws und dem Strömungsfeld im Fahrgastraum sowie den eingesetzten Materialien der Karosserie ab. Es werden der Wärmedurchgang der einzelnen Flächenelemente der Karosserie A_n summiert:

$$k \cdot A = \sum_{n=1}^n \frac{A_n}{\frac{1}{\alpha_{i,n}} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n + \frac{1}{\alpha_{a,n}}} \quad (4.18)$$

$$\alpha_i = C_i \cdot \dot{m}_L^{0,5} \quad (4.19)$$

$$\alpha_a = C_a \cdot w^{0,8} \quad (4.20)$$

Dabei bedeuten:

- A_n Flächenelement der Karosserie [m²]
- α_i Wärmeübergangskoeffizient, innen (Innenseite, Fahrgastraum) [W/(m² · K)]
- α_a Wärmeübergangskoeffizient, außen (Außenseite der Karosserie) [W/(m² · K)]
- λ Wärmeleitung der Karosserie [W/(m · K)]
- δ Dicke [m]
- w Anströmgeschwindigkeit [m/s]

Über Wärmeübergangskoeffizienten berichten Shimuzu et al. (1983). An der Karosserieaußenhaut kann die Wärmeübertragung einer ebenen Platte angenommen werden.

Anhaltswert für den $k \cdot A$ -Wert: ca. 60 W/K. Messungen des Wärmedurchgangs für den Außenluft- und Umluftbetrieb s. Großmann (2005). Der Anhaltswert und die Messungen beziehen sich auf ein Innenvolumen des Fahrgastraums von 2,5 m³. Diese können näherungsweise mit

$$k \cdot A_2 = k \cdot A_1 \cdot \left(\frac{V_2}{2,5} \right)_{\text{unf}}^2 \quad (4.21)$$

auf ein anderes Volumen umgerechnet werden.

4.5.1 Ermittlung der Wärmedurchgangszahl

Im stationären Zustand werden der zugeführte Wärmestrom mit dem dazugehörigen Luftmassenstrom gemessen sowie die mittlere Innenraumlufttemperatur, die Ablufttemperatur³ und die Außenlufttemperatur während einer Heizleistungsmessung ohne Sonneneinstrahlung bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. Vorzugsweise wird die Einstellung für maximales Heizen gewählt.

Damit lautet die Wärmedurchgangszahl für den Außenluftbetrieb:

$$k \cdot A \approx \frac{\dot{Q}_{WT} - \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta \vartheta_{Abluft}}{\Delta \vartheta_I} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \frac{\Delta \vartheta_{WT} - \Delta \vartheta_{Abluft}}{\Delta \vartheta_I}$$

³ Normalerweise dauert es sehr lange (ca. 1 h) bis sich eine stationäre Ablufttemperatur einstellt. Oft werden die Lufttemperaturen in den Entlüftungsöffnungen nicht gemessen, da diese bei heutigen Pkws teilweise schwer zugänglich sind.

und für den Umluftbetrieb

$$k \cdot A \approx \frac{\dot{Q}_{WT}}{\Delta\vartheta_I} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \frac{\Delta\vartheta_{WT}}{\Delta\vartheta_I}.$$

Dabei bedeuten:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{WT} &= \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{WT} & [\text{W}] & \text{Heizleistung des Wärmeübertragers} \\ \Delta\vartheta_I &= \vartheta_I - \vartheta_{amb} & [\text{K}] & \text{Differenz der mittleren Innenraumlufttemperatur} \\ \Delta\vartheta_{Abluft} &= \vartheta_{Abluft} - \vartheta_{amb} & [\text{K}] & \text{Differenz der Ablufttemperatur} \end{aligned}$$

Falls die stationäre Ablufttemperatur im Außenluftbetrieb nicht bekannt sein sollte, kann mit dem modifizierten Ansatz nach Frank (1971) aus der Differenz der mittleren Innenraumlufttemperatur die Wärmedurchgangszahl grob abgeschätzt werden. Die Differenz der mittleren Innenraumlufttemperatur lautet, s. Gl. (4.15):

$$\Delta\vartheta_I \approx \dot{Q}_{WT} \cdot \frac{2}{k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m} \cdot c_p)^2}}$$

Diese Gleichung wird nach $k \cdot A$ aufgelöst:

$$k \cdot A \approx \frac{\dot{Q}_{WT}}{\Delta\vartheta_I} - \frac{(\dot{m} \cdot c_p)^2 \cdot \Delta\vartheta_I}{\dot{Q}_{WT}} \quad (4.22)$$

4.5.1.1 Einfluss der Scheiben

Die Scheiben haben einen sehr großen Einfluss auf den $k \cdot A$ -Wert. Der Anteil beträgt etwa 60 bis 70 %. Im Folgenden wird gezeigt, wie dieser Einfluss ermittelt werden kann.

Die partiellen Wärmestromdichten können mit speziellen *Wärmestrom-Mess-Folien* oder mittels *Temperaturmessungen* an den Scheiben ermittelt werden.

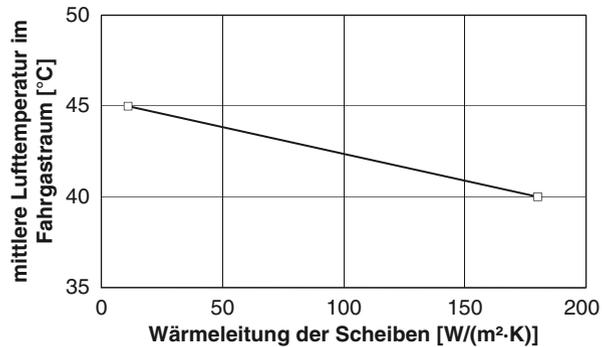
Unter Berücksichtigung der partiellen Flächen lautet der $k \cdot A$ -Wert der Verglasung bei Verwendung von *Wärmestrom-Mess-Folien*

$$(k \cdot A)_{\text{Scheiben}} \approx \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot \dot{q}_i}{\Delta\vartheta_I}$$

und die Wärmestromdichte an einer Stelle i für *Temperaturmessungen an den Scheiben*

$$\dot{q}_i = \left(\frac{\lambda}{\delta}\right)_i \cdot (\vartheta_{\text{Scheibe, innen, } i} - \vartheta_{\text{Scheibe, außen, } i})$$

Abb. 4.2 Mittlere Lufttemperatur im Fahrgastraum in Abhängigkeit von der Wärmeleitung der Glasflächen mit und ohne Wärmedämmung. Messung im Klimawindkanal, Außenlufttemperatur: -20 °C , Geschwindigkeit: 64 km/h (40 mph), Motordrehzahl: 2.200 min^{-1}



Es ist aber auch möglich, Rückschlüsse auf den gesamten $k \cdot A$ -Wert der Scheiben zu ziehen, wenn die Verglasung von außen mit einer *zusätzlichen Wärmedämmung*⁴ versehen wird.

Die Größenordnung des gesamten $k \cdot A$ -Werts der Scheiben kann wie folgt ermittelt werden. Gemessen wird die mittlere Innenraumlufttemperatur bei konstanter Außenlufttemperatur ohne Sonneneinstrahlung. Anschließend werden die Scheiben von außen isoliert und der Versuch wiederholt. In der Abb. 4.2 ist die mittlere Innenraumlufttemperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleitung der Scheiben mit und ohne Wärmedämmung dargestellt.

Dieses Verfahren erscheint zunächst umständlich, aber es können sehr einfach Abschätzungen über die Wirksamkeit von Wärmedämm-Verglasungen vorgenommen werden. Nachstehend wird die Auswertung beschrieben. Mit Gl. (4.22) werden die $k \cdot A$ -Werte mit und ohne Wärmedämmung (WD) ausgewertet. Die Differenz der beiden $k \cdot A$ -Werte kennzeichnet die Differenz der Scheiben:

$$\Delta(k \cdot A) = k_{\text{Scheibe, ohne WD}} \cdot A - k_{\text{Scheibe, mit WD}} \cdot A$$

oder

$$\Delta k = k_{\text{Scheibe, ohne WD}} - k_{\text{Scheibe, mit WD}}$$

bzw. mit dem Wärmedurchgang einer ebenen Platte

$$\Delta k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_I} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_1 + \frac{1}{\alpha_A}} - \frac{1}{\frac{1}{\alpha_I} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_1 + \frac{1}{\alpha_A} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_2}$$

und den Abkürzungen

$$a = \frac{1}{\alpha_I} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_1 + \frac{1}{\alpha_A} \quad \text{sowie}$$

⁴ In der Praxis wird der Begriff „Isolation“ verwendet. Gesprochen wird von einer „Isolier-Verglasung“. Die korrekte Bezeichnung ist „Wärmedämm-Verglasung“.

$$b = \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_2$$

$$\Delta k = \frac{1}{a} - \frac{1}{a + b}.$$

Diese quadratische Gleichung wird nach a aufgelöst.

$$a = \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4 \cdot \frac{b}{\Delta k}}}{2} = \frac{1}{k_{\text{ohne WD}}}$$

Damit wird der $k \cdot A$ -Wert der Scheiben mit und ohne Wärmedämmung mit der ermittelten Differenz der k -Werte näherungsweise beschrieben:

$$(k \cdot A)_{\text{Scheiben, mit WD}} = \frac{2 \cdot A_{\text{Scheiben}}}{b + \sqrt{b^2 + 4 \cdot \frac{b}{\Delta k}}} \quad (4.23)$$

$$(k \cdot A)_{\text{Scheiben, ohne WD}} = \frac{2 \cdot A_{\text{Scheiben}}}{-b + \sqrt{b^2 + 4 \cdot \frac{b}{\Delta k}}} \quad (4.24)$$

4.5.1.2 Beispiele

Abschätzung von $k \cdot A$ -Werten mit und ohne Wärmedämmung der Scheiben

Gegeben sind im Außenluftbetrieb bei -20°C ein Luftmassenstrom von $5,5 \text{ kg/min}$ und ein zugeführter Wärmestrom von 7 kW . Gemessen wurde eine mittlere Innenraumlufttemperatur von 40°C .

Mit einer zusätzlich außen angebrachten Wärmedämmung an den Scheiben wurde eine mittlere Innenraumlufttemperatur von 45°C gemessen. Die Wärmedämmung hat eine Dicke von 3 mm und eine Wärmeleitfähigkeit von $0,035 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$. Die gesamte Scheibenfläche beträgt 2 m^2 .

Gesucht werden:

1. die $k \cdot A$ -Werte der Karosserie ohne und mit Wärmedämmung der Scheiben,
2. die $k \cdot A$ -Werte der Scheiben ohne und mit Wärmedämmung,
3. der $k \cdot A$ -Wert für die Karosserie ohne Verglasung.

Lösung: 1. Mit Gl. (4.22) werden folgende $k \cdot A$ -Werte erhalten:
ohne Wärmedämmung

$$k \cdot A \approx \left[\frac{7}{60} - \frac{\left(\frac{5,5}{60} \cdot 1,006\right)^2 \cdot 60}{7} \right] \cdot 1000 = 44 \text{ [W/K]}$$

mit Wärmedämmung

$$k \cdot A \approx \left[\frac{7}{65} - \frac{\left(\frac{5,5}{60} \cdot 1,006\right)^2 \cdot 65}{7} \right] \cdot 1000 = 29 \text{ [W/K]}$$

Die Differenz beträgt 15 [W/K]

2. Die auf die Scheibenfläche von 2 m² bezogene Differenz Δk ist 7,5 [W/(K · m²)] und die Abkürzung b lautet

$$b = \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_2 = \frac{0,003}{0,035} \approx 0,086 \text{ [m}^2 \text{ K/W]}$$

Mit der Gl. (4.23) folgt für den $k \cdot A$ -Wert der Scheiben mit Wärmedämmung

$$\begin{aligned} (k \cdot A)_{\text{Scheiben, mit WD}} &= \frac{2 \cdot A_{\text{Scheiben}}}{b + \sqrt{b^2 + 4 \cdot \frac{b}{\Delta k}}} \\ &= \frac{2 \cdot 2}{0,086 + \sqrt{(0,086)^2 + 4 \cdot \frac{0,086}{7,5}}} \approx 13 \text{ [W/K]} \end{aligned}$$

und mit Gl. (4.24) folgt für den $k \cdot A$ -Wert der Scheiben ohne Wärmedämmung

$$\begin{aligned} (k \cdot A)_{\text{Scheiben, ohne WD}} &= \frac{2 \cdot A_{\text{Scheiben}}}{-b + \sqrt{b^2 + 4 \cdot \frac{b}{\Delta k}}} \\ &= \frac{2 \cdot 2}{-0,086 + \sqrt{(0,086)^2 + 4 \cdot \frac{0,086}{7,5}}} \approx 28 \text{ [W/K]} \end{aligned}$$

Tab. 4.1 Übersicht der Ergebnisse

Variante	Wärmedurchgang $k \cdot A$ [W/K]
Karosserie, gesamt	44
Dito, mit Wärmedämmung der Scheiben	29
Scheiben	28
Scheiben mit Wärmedämmung	13
Karosserie, ohne Scheiben	16

3. Der $k \cdot A$ -Wert der Karosserie (ohne Scheiben) ergibt sich aus der Differenz zwischen der gesamten Karosserie und der Scheiben:

mit Wärmedämmung $29 - 13 = 16$ [W/K] bzw.

ohne Wärmedämmung $44 - 28 = 16$ [W/K]

Eine Übersicht der Ergebnisse zeigt Tab. 4.1.

Literatur

- DIN 1946-2 (1994) Raumluftechnik – Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI Lüftungsregeln)
- DIN 1946-3 (2006) Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
- Frank W (1971) Fragen der Beheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen. ATZ 13 S. 369–376
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Nitz J, Hucho WH (1979) The Heat Coefficient of a Passengers Car's Body. SAE-Paper 790399, Warrendale, PA.: SAE
- Shimuzu S et al. (1983) Analysis on Air-Conditioning Heat Load of a Passenger Vehicle. Int. J. Vehicle Design, Vol 4, No. 3, UK

Kapitel 5

Winterbetrieb

Bei winterlichen Bedingungen sind dicke Schneeschichten auf der Karosserie und hart gefrorenes Eis auf den Scheiben keine Seltenheit. Die Scheiben können auch innen vereist sein. Vor Antritt der Fahrt müssen sowohl der Schnee als auch das Eis restlos beseitigt werden (StVO). Nach dem Start des Motors ist warme Luft im Fahrgastraum wünschenswert, doch die Heizung bleibt vorerst kalt, es sei denn, der Pkw hat eine Standheizung. Nach etwa 10 bis 20 min hat sich der Motor mehr oder weniger ausreichend erwärmt, so dass die Insassen die übertragene Wärme im Fahrgastraum empfinden. Bei heutigen Pkws mit besonders niedrigem Verbrauch (ca. 4 L/100 km für einen Pkw der A-Klasse) reicht jedoch die Heizleistung bei tiefen Außenlufttemperaturen auch im stationären Betrieb oft nicht aus, um ein behagliches Klima sicherzustellen. Dies betrifft insbesondere Pkws mit direkteinspritzenden aufgeladenen Dieselmotoren, neuerdings auch Ottomotoren mit Direkteinspritzung bei Außenlufttemperaturen bereits unterhalb von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ein Pkw der C-Klasse mit einem direkteinspritzenden aufgeladenen Dieselmotor wurde bei einer Außenlufttemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ in einem Klimawindkanal im stationären Betrieb bei 32 km/h (20 mph) die Heizleistung im Außenluftbetrieb gemessen. Die Eintrittstemperatur (Vorlauftemperatur) in den Heizungswärmeübertrager erreichte nur $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (die übliche Betriebstemperatur des Kühlmittels mit Frostschutzanteil beträgt ca. $90\text{ }^{\circ}\text{C}$). Entsprechend strömte die Luft mit einer Temperatur von nur $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ in den Fahrgastraum (Soll: ca. $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einer Außenlufttemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Die Heizleistung ist also in diesem Fall für tiefe Außenlufttemperaturen nicht ausreichend. Daher werden solche Pkws serienmäßig mit Zusatzheizungen ausgerüstet. Es können aber auch Standheizungen als Mehrausstattung geordert werden. Über die „Heizleistung in Pkws mit verbrauchsoptimierten Motoren“ berichten Koch et al. (2000).¹

¹ Diese systematischen Untersuchungen wurden von der FAT (Forschungsvereinigung der Automobiltechnik e. V. im VDA) in Auftrag gegeben und begleitet. Dabei werden verschiedene Maßnahmen zur Steigerung der Heizleistung untersucht. Neben der Funktion werden der Verbrauch, die Schadstoffemission, die Einbausituation und die Kosten bewertet. Es handelt sich im Einzelnen um elektrische Zusatzheizungen, Zusatzbrenner, Wärmespeicher, Abgaswärmeaustauscher, innermotorische Maßnahmen etc.

5.1 Messergebnisse an einer Heizung im Klimawindkanal

Am gesamten System „Motor, Klimagerät und Fahrgastraum“ können verschiedene Parameter so geregelt werden, dass auch bei verbrauchsoptimierten Motoren eine ausreichende Heizleistung zur Verfügung steht. So wird z. B. das Gebläse geregelt. Nach dem Kaltstart ist die Gebläsespannung niedrig (etwa 4 V) und wird erst mit zunehmender Vorlauftemperatur und Lufttemperatur im Fahrgastraum vergrößert (etwa 10 V). Weiterhin werden die Klappen im Klimagerät so geregelt, dass das thermische Empfinden verbessert wird. Daher strömt während der ersten Minuten nach dem Kaltstart die Luft vorzugsweise an die Scheiben und nicht in den Fußraum, um kalte Füße zu vermeiden.

5.1.1 Instationäre Aufheizung im Außenluftbetrieb

Abbildung 5.1 zeigt die Ergebnisse einer Messung des Aufheizverhaltens an einem Pkw der B-Klasse mit einem 1,8 L-Ottomotor und Direkteinspritzung (2007). Es sind die Vorlauftemperatur und die mittlere Innenraumlufttemperatur in Abhängigkeit von der Zeit eingetragen. Die Messung wurde in einem Klimawindkanal bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C durchgeführt. Der Pkw wurde mit 50 km/h im 4. Gang für die Dauer von 30 min auf der Rolle gefahren. Anschließend wurde der Leerlauf gemessen. Bei diesem Pkw wurden die Gebläsespannung und die Klappen des Klimageräts wie oben beschrieben geregelt. Im Klimagerät befindet sich zusätzlich ein elektrischer Zuheizung mit einer max. Leistung von 800 W, wel-

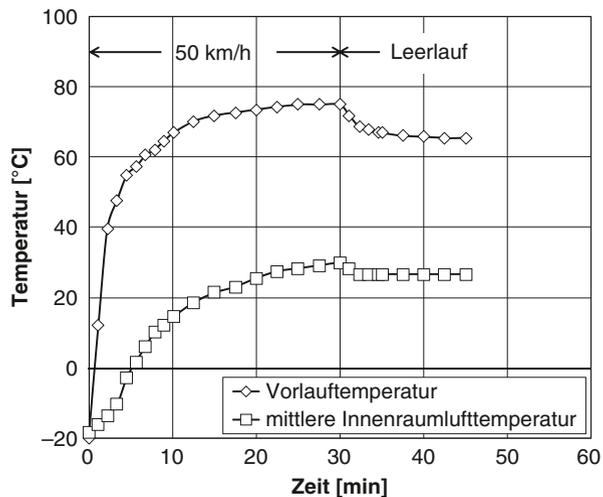


Abb. 5.1 Heizleistungsmessung an einem Pkw der B-Klasse mit einem 1,8 L-Ottomotor mit Direkteinspritzung; Außenlufttemperatur: -20 °C , Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h und Leerlauf; luftseitiger elektrischer Zuheizung mit 800 W. Eingetragen sind die Vorlauftemperatur und die mittlere Innenraumlufttemperatur in Abhängigkeit von der Zeit

cher die Aufheizung in den ersten Minuten unterstützt. Die maximale Heizleistung beträgt nach 30 min ca. 9 kW.

Die Anforderungen nach DIN 1946-3:2006 werden erfüllt (Soll der mittleren Lufttemperatur nach 30 min: 23 °C, Ist: 30 °C).

5.1.2 Stationäre Aufheizung im Außen- und Umluftbetrieb

In einem Klimawindkanal wurden bei einer Umgebungstemperatur von -20 °C , einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h und einem Luftmassenstrom von 5 kg/min die Aufheizung im stationären Außen- und Umluftbetrieb untersucht. Im Außenluftbetrieb wurden bei einem zusätzlichen Versuch die Türen und die seitlichen Scheiben mit einer geschäumten Wärmedämmung (ca. 15 mm) versehen. Dabei erhöhte sich die mittlere Innenraumlufttemperatur um etwa 10 K. Die einzelnen Ergebnisse sind in Tab. 5.1 zusammengestellt.

Die Lufttemperaturen sind hier deutlich höher als die geforderten Werte nach DIN 1946-3:2006 (mittlere Lufttemperatur im Fahrgastraum $>28\text{ °C}$). Dies liegt insbesondere an der großen Abwärme des Motors. Bei sparsamen Motoren steht weniger Abwärme zur Verfügung.

Hinweis: Der berechnete Wärmedurchgang der Karosserie $k \cdot A$ ist im Umluftbetrieb kleiner als im Außenluftbetrieb, da der große Kofferraum nicht durchströmt wird.

5.2 Erforderliche stationäre Heizleistung

In DIN 1946-3:2006 werden für Pkws Anhaltswerte der maximal notwendigen Heizleistungen mit 5 bis 10 kW für eine Fahrgeschwindigkeit von 32 km/h (20 mph) und einer Außenlufttemperatur von -20 °C angegeben. Die mittlere Lufttemperatur im Fahrgastraum soll im stationären Betrieb nicht weniger als 28 °C betragen.

Tab. 5.1 Vergleich des Außen- und Umluftbetriebs in einem Klimawindkanal bei -20 °C Umgebungstemperatur. Messungen an einem Pkw der C-Klasse (Kombi); Fahrgeschwindigkeit 40 km/h, Vorlauftemperatur 92 °C (Temperatur der Thermostatöffnung), Luftmassenstrom 5 kg/min. In einem zusätzlichen Versuch wurden im Außenluftbetrieb die Türen und die seitlichen Scheiben mit einer Wärmedämmung versehen

Betriebsart	Ausführung	Lufttemperatur in den Düsen des Fußraums [°C]	Mittlere Lufttemperatur im Fahrgastraum [°C]	Wärmedurchgang der Karosserie $k \cdot A$ [W/K] berechnet
Außenluftbetrieb	Serie	67	37,5	71 (gerundet 70)
Außenluftbetrieb	Mit Wärmedämmung	67	47,5	43 (gerundet 45)
Umluftbetrieb	Serie	78	42,5	52 (gerundet 50)

Nachstehende einfache Formeln ermöglichen eine erste Abschätzung der erforderlichen stationären Heizleistung für den Außenluft- und Umluftbetrieb. In einem Beispiel werden für den Außenluftbetrieb eine Heizleistung von 6 kW und für den Umluftbetrieb 3 kW erhalten.

5.2.1 Außenluftbetrieb

Die erforderliche Heizleistung eines Heizungswärmeübertragers (HWT) ist im stationären Außenluftbetrieb bei vorgegebenem Wärmedurchgang der Karosserie sowie der mittleren Innenraum- und Außenlufttemperatur, s. Gln. (4.15) und (4.16):

$$\dot{Q}_{HWT} = (\vartheta_I - \vartheta_{amb}) \cdot \frac{k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m}_L \cdot c_p)^2}}{2}$$

Ansatz nach Frank (1971) (5.1)

$$\dot{Q}_{HWT} = (\vartheta_I - \vartheta_{amb}) \cdot \frac{k \cdot A}{1 - \exp\left(-\frac{k \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)}$$

Ansatz nach Nitz und Hucho (1979) (5.2)

Dabei ist die Heizleistung²

$$\dot{Q}_{HWT} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot ETD = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_{amb}).$$

(5.3)

Es bedeuten:

$K \cdot A$	Wärmedurchgang der Karosserie [W/K]
ETD	Eintritts-Temperatur-Differenz [K]
\dot{Q}_{100}	Normierte Heizleistung [kW]

5.2.2 Umluftbetrieb

Die erforderliche Heizleistung eines Heizungswärmeübertragers ist im Umluftbetrieb bei vorgegebenem Wärmedurchgang der Karosserie sowie der mittleren Innenraum- und Außenlufttemperatur

$$\dot{Q}_{HWT} = k \cdot A \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{amb}).$$

(5.4)

² Siehe Abschn. 8.2 „Kennlinien eines Heizungswärmeübertragers“.

Im Umluftbetrieb ist die erforderliche Heizleistung deutlich niedriger als im Außenluftbetrieb (ca. 50 %). Sowohl der Fahrgastraum als auch der Motor heizen sich schneller auf, aber die Scheiben können insbesondere bei niedrigen Außenlufttemperaturen schnell beschlagen und die Sicht beeinträchtigen. Das Verhältnis der erforderlichen Heizleistung im Umluft- und Außenluftbetrieb lautet mit den Gln. (5.4) und (5.1):

$$\frac{\dot{Q}_{Umluft}}{\dot{Q}_{Außenluft}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{\dot{m}_L \cdot c_p}{k \cdot A} \right)^2}} \quad (5.5)$$

Nachstehend wird beschrieben, wie die Heizleistung in Abhängigkeit von der Differenz der Vorlauftemperatur zur Außenlufttemperatur abgeschätzt werden kann.

Die Heizleistung eines HWT lautet im Umluftbetrieb:

$$\dot{Q}_{HWT} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot ETD = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_{Luft,ein}) \quad (5.6)$$

Es wird angenommen, dass die Lufteintrittstemperatur in den HWT etwa der mittleren Innenraumlufttemperatur entspricht. Damit lautet die Gl. (5.6):

$$\dot{Q}_{HWT} \approx \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_I) \quad (5.7)$$

Gleichung (5.4) wird nach der mittleren Innenraumlufttemperatur aufgelöst und in Gl. (5.7) eingesetzt. Die Heizleistung lautet nun in Abhängigkeit von der Differenz der Vorlauftemperatur zur Außenlufttemperatur:

$$\dot{Q}_{HWT} \approx \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_{amb}) \cdot \frac{k \cdot A}{k \cdot A + \frac{\dot{Q}_{100}}{100}} \quad (5.8)$$

5.2.3 Beispiele

Beispiel 1: Berechnung der Heizleistung.

Wie groß ist der übertragene Wärmestrom des Heizungswärmeübertragers nach Tab. 5.1 im Außenluftbetrieb bei einer Umgebungtemperatur von -20 °C ?

Lösung: Der übertragene Wärmestrom ist

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_{Luft} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Luft,Düsen} - \vartheta_{amb}) \\ &= \frac{5}{60} \cdot 1,006 \cdot [67 - (-20)] = 7,29 \approx 7,3 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

Beispiel 2: Erforderliche Heizleistung im Außen- und Umluftbetrieb

Gegeben sind: $k \cdot A$ -Wert = 60 W/K, Außenluftmassenstrom 5 kg/min, mittlere Innenraumlufttemperatur 30 °C, Außenlufttemperatur -20 °C. Gesucht ist die erforderliche Heizleistung für den Außenluft- und Umluftbetrieb. Wie groß ist das Verhältnis zwischen der Heizleistung im Umluft und Außenluftbetrieb?

Lösung: Mit Gl. (5.1) wird die erforderliche Heizleistung für den Außenluftbetrieb erhalten:

$$\dot{Q}_{HWT} = (\vartheta_I - \vartheta_{amb}) \cdot \frac{k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m}_L \cdot c_p)^2}}{2}$$

$$\dot{Q}_{HWT} = [30 - (-20)] \cdot \frac{\frac{60}{1000} + \sqrt{\left(\frac{60}{1000}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{5}{60} \cdot 1,006\right)^2}}{2} \approx 5,95 \text{ [kW]}$$

Mit Gl. (5.4) wird die Heizleistung für den Umluftbetrieb erhalten:

$$\dot{Q}_{HWT} = k \cdot A \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{amb})$$

$$\dot{Q}_{HWT} = \frac{60}{1000} \cdot [30 - (-20)] = 3 \text{ [kW]}$$

Das Verhältnis zwischen der Heizleistung im Umluft und Außenluftbetrieb beträgt 50 %. Mit Gl. (5.5) wird erhalten:

$$\frac{\dot{Q}_{Umluft}}{\dot{Q}_{Aussenluft}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{\dot{m}_L \cdot c_p}{k \cdot A}\right)^2}}$$

$$\frac{\dot{Q}_{Umluft}}{\dot{Q}_{Aussenluft}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{5 \cdot 1,006 \cdot 1.000}{60 \cdot 60}\right)^2}} \approx 0,5$$

5.3 Wärmebilanz am Motor

Im Folgenden wird nur auf die Wärmeübertragung an den HWT durch die Kühlflüssigkeit eingegangen. Der Betrag der Vorlauftemperatur bzw. der Eintrittstemperaturdifferenz (ETD-Wert) in Abhängigkeit von der Zeit lassen sich prinzipiell mit

einer Wärmebilanz beschreiben. Dem Motor wird mit der Verbrennung des Kraftstoffs ein Wärmestrom zugeführt. Dieser dient zur Erzeugung der mechanischen Leistung für den Antrieb des Pkws und dessen Verbraucher. Etwa 60 bis 70 % dieses Wärmestroms werden an das Abgas, an den Motor zur Aufheizung, an die Konvektion und Strahlung sowie an den HWT abgegeben. Überschüssige Wärme wird nach Erreichen von etwa 90 °C im Kühlmittel (Temperatur der Thermostatöffnung) vom Kühler abgeführt. Die Wärmebilanz lautet mit dem Umsetzungsgrad der Verbrennung η_u .

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Brennstoff}} \cdot \eta_U &= P_{\text{mechanisch}} + \dot{Q}_{\text{Abgas}} + \dot{Q}_{\text{Aufheizung, Motor}} + \dot{Q}_{\text{Konvektion}} \\ &+ \dot{Q}_{\text{Strahlung}} + \dot{Q}_{\text{Heizung}} + \dot{Q}_{\text{Kühler}} \quad [\text{kW}] \end{aligned}$$

Während der Aufheizphase (instationärer Betrieb) wird bei einem dichten Thermostat³ keine Wärme an den Kühler abgegeben und der Motor bleibt an der Außenseite bei verbrauchsarmen Motoren nahezu kalt, so dass die Verluste durch Strahlung vernachlässigt werden dürfen.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Brennstoff}} \cdot \eta_U &= P_{\text{mechanisch}} + \dot{Q}_{\text{Abgas}} + \dot{Q}_{\text{Aufheizung, Motor}} + \dot{Q}_{\text{Konvektion}} \\ &+ \dot{Q}_{\text{Heizung}} \quad [\text{kW}] \end{aligned}$$

Es bedeuten:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Brennstoff}} &= \dot{m}_{\text{Brennstoff}} \cdot H_u && \text{dem Motor zugeführte Verbrennungswärme [kW]} \\ \dot{m}_{\text{Brennstoff}} &= \dot{V}_{\text{Brennstoff}} \cdot \rho && \text{Brennstoffzufuhr [kg/s]} \\ H_u &&& \text{unterer Heizwert⁴: [kJ/kg]} \\ \rho &&& \text{Dichte des Kraftstoffs⁵ [kg/L]} \\ P_{\text{mech.}} &= \dot{Q}_{\text{Brennstoff}} \cdot \eta_{\text{Motor}} && \text{mechanische Leistung an der Kurbelwelle [kW]} \end{aligned}$$

Beispiel: Verbrennungswärme eines Dieselmotors im Leerlauf.

Gegeben ist der Verbrauch eines Dieselmotors im Leerlauf mit 0,5 L/h. Wie groß ist die zugeführte Verbrennungswärme pro Zeiteinheit?

Lösung:

$$\dot{Q}_{\text{Brennstoff}} = \dot{m}_{\text{Brennstoff}} \cdot H_u = \frac{0,5 \cdot 0,85}{3600} \cdot 45.000 = 5,3 \text{ [kW]}$$

³ Bis Mitte der 70er Jahre wurde häufig mit so genannten Kühler- und Kühlergrillabdeckungen die Durchströmung des Kühlers und des Motorraums verhindert. Die Heizleistung konnte in vielen Fällen tatsächlich verbessert werden, da die Thermostate oft undicht waren und daher Wärme an den Kühler abgegeben wurde. Bei heutigen Pkws haben solche Maßnahmen zur Verbesserung der Heizleistung während des Aufheizevorgangs praktisch keinen Einfluss. Die Motorraumdurchströmung wird jedoch reduziert.

⁴ Dieseldieselkraftstoff ca. 45.000 [kJ/kg], Ottokraftstoff ca. 41.000 [kJ/kg].

⁵ Dieseldieselkraftstoff ca. 0,85 [kg/L], Ottokraftstoff ca. 0,75 [kg/L].

5.3.1 Instationärer Betrieb

Die instationäre Aufheizung des Motors und des Kühlmittels wird von folgenden Größen beeinflusst:

- zugeführte Verbrennungswärme (Kraftstoffverbrauch),
- Verbrennungsverfahren,
- konstruktiver Aufbau,
- Wärmekapazität der Baugruppen,
- Wärmekapazität des Kühlmittels,
- konstruktive Anordnung im Vorbau (Motorraum),
- Konvektion und Strahlung,
- Lufttemperatur.

Die komplexen Zusammenhänge und Berechnungsmethoden werden hier nicht beschrieben. Empfohlen werden Messungen an Motorprüfständen und im Klimawindkanal.

5.3.2 Stationärer Betrieb

Beim stationären Betrieb wird für nachstehende Betrachtungen die Strahlungswärme vernachlässigt.

Bei Erreichen der Thermostatöffnungs-Temperatur ist die Heizleistung

$$\dot{Q}_{\text{Heizung}} \approx \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot (\vartheta_{\text{Thermostat}} - \vartheta_{\text{amb}}).$$

Solange die Thermostatöffnungs-Temperatur nicht erreicht wird, beträgt die Heizleistung

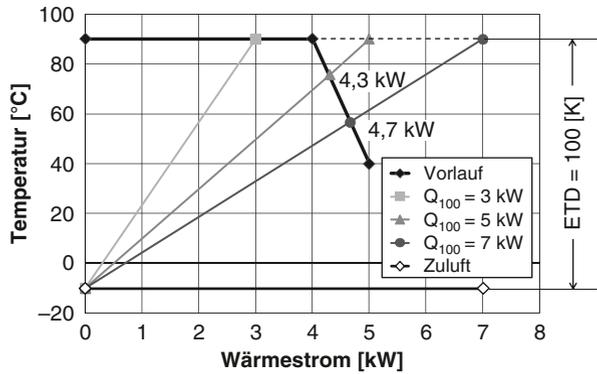
$$\dot{Q}_{\text{Heizung}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{Zyl}}}{1 + (k \cdot A)_{\text{Motor}} \cdot \frac{100}{\dot{Q}_{100}}}.$$

Dabei bedeuten:

$(k \cdot A)_{\text{Motor}}$ Wärmedurchgang des Motors [kW/K]
 \dot{Q}_{Zyl} über Zylinderwände zugeführter Wärmestrom [kW]

Mit einem leistungsfähigeren HWT, also größerem \dot{Q}_{100} , ist die Verbesserung meistens gering, da die Vorlauftemperatur abnehmen kann, s. Abb. 5.2.

Abb. 5.2 Vorlauf- und übertragbare Heizleistung bei einem verbrauchsoptimierten Motor; schematische Darstellung, $(kA)_{Motor} = 0,02 \text{ kW/K}$, $\dot{Q}_{Zyl} = 6 \text{ kW}$, Außenlufttemperatur $-10 \text{ }^\circ\text{C}$



5.4 Zusatzheizungen

Diese werden meistens elektrisch mit einer maximalen Leistung bis 1,2 kW betrieben. Ist eine größere Leistung erforderlich, werden Brenner verwendet, die mit Treibstoff aus dem Fahrzeugtank versorgt werden. Die Bauart ist ähnlich derjenigen einer Standheizung (s. u.).

5.4.1 Elektrische Zusatzheizung

Die elektrische Leistung wird entweder direkt an die Luft oder an das Kühlmittel abgegeben.

Luftseitige Zusatzheizung Ein mit PTC-Elementen⁶ versehener WT ist stromabwärts nach dem HWT angeordnet. Die Wärme wird nahezu spontan an die Luft abgegeben und die Aufheizung beträgt etwa 10 K.

Beispiel: Aufheizung der Luft.

Die zugeführte Leistung beträgt 1 kW und der Luftmassenstrom 5 kg/min. Um welchen Betrag erwärmt sich die Luft? Die spezifische Wärmekapazität ist 1,006 kJ/(kg · K).

Lösung:

$$\Delta\vartheta = \frac{\dot{Q}_{el}}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}} = \frac{1 \cdot 60}{5 \cdot 1,006} = 12 \text{ [K]}$$

⁶ PTC-Elemente (PTC: Positive Temperature Coefficient) begrenzen die Heizleistung ab einer definierten maximal zulässigen Temperatur, so dass keine Überhitzung oder Verbrennung von Staub wie bei Heizdrähten auftreten kann. Die WT sind prinzipiell wie bei Heizlüftern der neuen Generation aus dem Haushaltsbereich aufgebaut. Die Elemente heißen dort z. B. Keramik-Heizelemente.

kühlmittelseitige Zusatzheizung Die elektrische Leistung wird dem Vorlauf des HWT zugeführt. Die Wirkung ist erheblich träger als die luftseitige Zusatzheizung. Die am HWT nicht übertragene Leistung kommt jedoch der Motoraufheizung zugute. Nach einiger Zeit ist die Vorlauftemperatur höher als bei der luftseitigen Zusatzheizung, so dass dann nahezu der gleiche Wärmestrom an den Fahrgastraum abgegeben wird.

Beispiel: Aufheizung des Kühlmittels.

Die zugeführte Leistung in den Vorlauf des HWT beträgt 1 kW. Um welchen Betrag erwärmt sich das Kühlmittel unmittelbar nach dem Kaltstart? Der Massenstrom des Kühlmittels ist 400 kg/h (entspricht einer Motordrehzahl von ca. 1.500 min^{-1}) mit einer spezifischen Wärmekapazität des Kühlmittels von $3,1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ bei einer Temperatur von $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Lösung:

$$\Delta\vartheta = \frac{\dot{Q}_{el}}{\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}} = \frac{1 \cdot 3600}{400 \cdot 3,1} \approx 3 \text{ [K]}$$

Damit ist die Erwärmung der Luft kleiner als 3 K.

5.4.2 Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 (CO_2)

Versuche im Klimawindkanal zeigten bei einer Temperatur der Außenluft von $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ sehr gute Ergebnisse. Nach 10 min strömte die Luft bereits mit einer Temperatur von $50 \text{ }^\circ\text{C}$ in den Fahrgastraum.

Herkömmliche Kältemittel-Kreisprozesse mit dem Kältemittel R134a eignen sich nicht für den Betrieb einer Wärmepumpe, da bei tiefen Außenlufttemperaturen die entsprechenden Saugdrücke und der Kältemittelmassenstrom zu niedrig sind. Bei Wärmepumpen, die mit dem Kältemittel R744 betrieben werden, sind die Saugdrücke jedoch noch deutlich oberhalb des Umgebungsdrucks. Dies zeigt folgender Vergleich bei einer Verdampfungstemperatur von $-40 \text{ }^\circ\text{C}$:

Saugdruck bei R744 10 bar
Saugdruck bei R134a 0,52 bar

Bei einer Wärmepumpe, die der Außenluft Wärme entzieht, kann der Gaskühler insbesondere bei nass-kaltem Wetter um den Gefrierpunkt und bei hohem Wassergehalt der Außenluft vereisen.⁷ Daher wird die Verdampfungstemperatur so geregelt, dass eine Vereisung ausgeschlossen werden kann. Alternativ kann die Vereisung akzeptiert werden, wenn bei Bedarf abgetaut wird.

⁷ Der Gaskühler der Klimaanlage befindet sich vor dem Kühler des Motors. Bei einer Wärmepumpe arbeitet dieser WT als Verdampfer. Falls dieser vereist, kann der Motor u. U. nicht mehr ausreichend gekühlt werden.

5.4.3 Standheizung

Die Standheizung ist die komfortabelste Lösung. Mit einem Kraftstoffbrenner wird eine Nennleistung von etwa 10 kW erzeugt und der Wärmestrom an den HWT des Heizgeräts und bei Bedarf an den Kühlkreislauf abgegeben. Der Treibstoffverbrauch hängt von den Betriebsbedingungen ab und liegt zwischen 0,25 bis 0,5 L/h (Diesel- oder Ottokraftstoff). Zur Förderung des Kühlmittels in den HWT wird eine elektrisch betriebene Pumpe benötigt. Der Luftstrom wird mit dem vorhandenen Gebläse im Klimagerät erzeugt. Die Wärmeabgabe in den Fahrgastraum hängt unter anderem von der Leistungsfähigkeit des HWT, dem Luft- und Kühlmittelstrom sowie der anliegenden Eintrittstemperaturdifferenz (ETD-Wert) am HWT ab. Die Standheizung wird in Verbindung mit dem Klimagerät, dem Fahrgastraum und dem Motor vor und während der Fahrt geregelt. Da der Verbrennungsmotor vor dem Motorstart bereits vorgewärmt ist, startet der Motor leichter. Dabei sind der Treibstoffverbrauch, die Schadstoffemission, die Geräuschentwicklung und der Verschleiß geringer als bei einem Kaltstart ohne Vorwärmung.

5.4.4 Wärmespeicher

Die Wärme wird von einem geladenen Wärmespeicher sehr schnell abgegeben. In einem vollständig auf -20 °C abgekühlten Pkw strömt warme Luft von etwa 40 °C innerhalb einer Minute.

In einem hervorragend wärmedämmten Behälter mit einem Volumen von ca. 5 L können bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C bis zu 800 Wh Wärme ca. 48 h lang gespeichert werden. Voraussetzung ist allerdings, dass der Wärmespeicher mit überschüssiger Wärme des Kühlkreislaufs geladen werden konnte. Dies ist insbesondere im Kurzstreckenverkehr leider nicht gegeben.

Im Latent-WT dient primär ein Salz als Speichermedium (Barium-Hydroxid), welches beim Erwärmen schmilzt (daher der Name „Latent-Wärmespeicher“). Dadurch hat dieser eine höhere Energiedichte als ein Wärmespeicher, in welchem lediglich die Wärme der heißen Kühlflüssigkeit gespeichert wird. Wie bei der Standheizung wird die Wärme in den Fahrgastraum und in den Kühlkreislauf gefördert und geregelt.

5.4.5 Elektrische Vorwärmung der Kühlflüssigkeit

In Skandinavien werden die Motoren geparkter Pkw häufig mit der öffentlichen Stromversorgung warm gehalten. Das Heizelement befindet sich im Kühlkreislauf und wird mit einem Kabel an eine Steckdose angeschlossen. Steckdosen gibt es in Garagen, Parkplätzen und Parkuhren. Mit dieser Lösung wird der Kaltstart verbessert.

5.4.6 Nutzung der Motor-Restwärme, Speicherheizung

Hält man sich in einem Pkw auf, der gerade geparkt wurde, wird es im Fahrgastraum sehr schnell kalt. Mit einer zusätzlichen elektrischen Pumpe kann jedoch der HWT mit warmen bis heißem Kühlwasser versorgt und somit gespeicherte Energie aus dem Motor abgeführt werden. Das Gebläse des Heizgeräts lässt dann warme Luft für einen begrenzten Zeitraum in den Fahrgastraum strömen. An einem Pkw der C-Klasse wurden im Außenluftbetrieb folgende Ergebnisse erzielt (1980): Bei einer Außenlufttemperatur von 5 °C konnte die Heizung etwa 20 min komfortabel weiterbetrieben werden. Dagegen verkürzte sich bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C der komfortable Betrieb auf 5 min.

5.5 Scheibenbeschlag

Wasserkondensat tritt an den Scheiben auf, wenn der Taupunkt unterschritten wird (Mollier-h, x-Diagramm). Fällt die Temperatur zusätzlich unter den Eispunkt, gefriert das Wasser. Scheibenbeschlag kann innen und außen auftreten. Mit Aerosolen und Partikeln kontaminierte Scheiben (z. B. Kondensat von Zigarettenrauch) neigen wegen der vorhandenen Kondensationskerne und einer hydrophilen Oberfläche zu einer großflächigen und zusammenhängenden Beschlagbildung auf der Innenseite. Saubere Scheiben haben eine hydrophobe Oberfläche und weniger Kondensationskerne. Über die Beschlagbildung an der Scheibeninnenfläche berichtet Leguay (2003).⁸

Beispiele für das Vorhandensein von Wasser innerhalb des Fahrgastraums sind: Eindringenes Regenwasser durch eine undichte Karosserie, Wasserdampfabgabe der Insassen, nasse Kleidung, Schnee an den Schuhen, leere mitgeführte offene Getränkeflaschen usw.

Sehr unangenehm ist die Eisbildung an den inneren Scheibenflächen eines geparkten Pkws. Diese tritt auf, wenn starke winterliche Sonne bei tiefen Umgebungstemperaturen den Fahrgastraum erwärmt. Dabei verdampft Wasser aus dem Teppich, den Sitzen und ggf. aus dem mitgeführten Leergut. Wenn nun die Sonne untergeht und die Temperaturen unter den Gefrierpunkt sinken, kommt es zur Kondensation des Wasserdampfs an der Scheibeninnenfläche und zur Eisbildung.

An den äußeren Scheibenflächen kommt es zur Eisbildung durch Konvektion und Strahlung bei Außenlufttemperaturen um den Gefrierpunkt und darunter. Wasserdampf der feuchten Außenluft kondensiert an den kalten Oberflächen und gefriert. An der Scheibe kann auch bei einer Außenlufttemperatur oberhalb von 0 °C durchaus Eis entstehen.

⁸ Leguay (2003) Beschlagbildung an der Scheibeninnenfläche. Beitrag zum Lehrgang im Weiterbildungszentrum der Technischen Akademie Esslingen, Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, Lehrgang Nr. 296116/67.114, Esslingen.

Beim Fahren kann es innen und außen zur Bildung von Beschlag und Eis kommen. Besonders kritisch ist der Umluftbetrieb bei niedrigen Umgebungstemperaturen: Die Scheiben können innen sehr schnell beschlagen.

Beim Betrieb eines Pkws bei Außenlufttemperaturen zwischen 5 und 10 °C mit eingeschalteter Klimaanlage wird Wasser im Verdampfer abgeschieden, aber auch gespeichert. Am geparkten Fahrzeug kühlen sich die Scheiben ab. Beim erneuten Start des Pkws nimmt die Außenluft Feuchtigkeit vom Verdampfer auf, die teilweise an der Frontscheibe auskondensieren kann.

In Einzelfällen wurde plötzlicher Beschlag auf der Scheibeninnenfläche bei Passfahrten beobachtet. Dies lag daran, dass mit zunehmender Höhe die Temperatur der Außenluft abnahm, die Scheiben abkühlten und die Klimaanlage abschaltete. Die Außenluft nahm nun Feuchtigkeit vom gespeicherten Wasser des Verdampfers auf. Anschließend kondensierte ein Teil der Feuchtigkeit an den Scheiben.

5.5.1 Vorschriften

Für die Scheibenenteisung und Entfeuchtung gibt es gesetzliche Vorschriften: Die US-Vorschrift FMVSS 103 und die europäische Norm 78/317/EEC für die Scheibenenteisung sowie die australische Vorschrift ADR 15 für die Entfeuchtung der Scheibeninnenfläche. Die europäische Norm ist vergleichbar mit der US-Vorschrift.

FMVSS 103⁹: Das Fahrzeug wird inklusive dem Motoröl auf -18 °C (0 °F) abgekühlt. Anschließend wird eine definierte Wassermenge mit einer Düse auf die Scheibe gesprüht. Dabei bildet sich sofort Eis. Nach einer genau vorgeschriebenen Prozedur wird der Versuch durchgeführt. Dabei werden die Abtaulinien alle 5 min aufgezeichnet. Nach 20 min muss das Sichtfeld des Fahrers frei sein, s. Abb. 5.3.

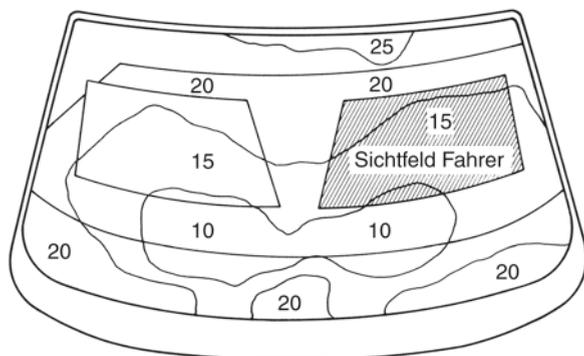


Abb. 5.3 Abtaulinien in Abhängigkeit von der Zeit nach FMVSS 103. (Nach: Großmann (2005))

⁹ Zu beziehen durch: Dokumentation Kraftfahrwesen e. V. (DKV), Ulrichstraße 14, 74321 Bietigheim-Bissingen.

ADR 15: Das Fahrzeug wird inklusive dem Motoröl auf 0 °C abgekühlt. Im Fahrgastraum wird mit einer vorgeschriebenen Vorrichtung eine definierte Wasserdampfmenge pro Zeiteinheit erzeugt. Dabei beschlagen die Scheiben. Nach einer definierten Prozedur wird der Versuch durchgeführt und die entfeuchteten Flächen werden in Abhängigkeit von der Zeit dokumentiert.

5.5.2 Strömungswalze an der Schalttafel

Luft strömt mit hoher Geschwindigkeit durch die engen Luftaustrittsgitter der Düsen für die Scheiben. Diese Geschwindigkeit reicht aus, um einen partiellen Unterdruck an den Düsen zu erzeugen. Der Unterdruck saugt Luft aus dem Fahrgastraum über die Schalttafel an. Diese kann Feuchtigkeit, aber auch Aerosole und Staubpartikel mitführen und an der Scheibe auskondensieren. Das Prinzip ist in Abb. 5.4 dargestellt.

5.5.3 Coanda-Effekt an der Schalttafel

Wenn der Winkel zwischen der ausströmenden Luft für die Scheibenentfeuchtung und der Oberfläche der Schalttafelhutze zu klein wird, kann sich die Strömung an der Hutze anlegen. Dies bedeutet, dass die Luft nicht zur Scheibe, sondern zum Oberkörper des Fahrers strömt und die Scheibe im Sichtbereich nicht frei werden kann. Abbildung 5.5 zeigt schematisch diesen Coanda-Effekt¹⁰. Zwischen der Hutze und der Luftströmung entsteht ein Wirbel, der die Luft auf die Oberfläche der Hutze ansaugt.¹¹ Abhilfe sind Änderungen des Winkels und/oder der Abrisskanten an den Düsen.

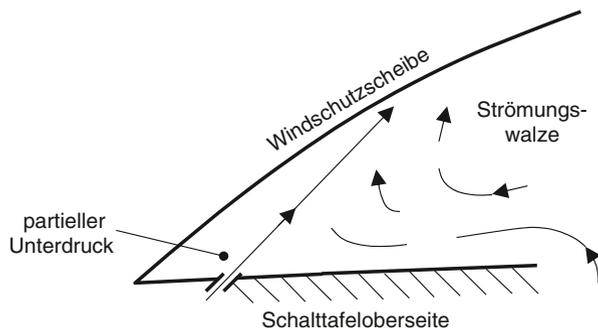
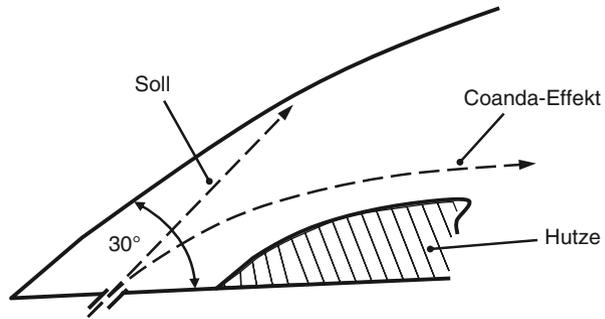


Abb. 5.4 Strömungswalze in der Einstellung „Defrostung“, schematische Darstellung

¹⁰ Siehe auch Prandtl et al. (1984) Führer durch die Strömungslehre. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, S. 225.

¹¹ Dieser Effekt wird bei hydraulischen Schaltern genutzt.

Abb. 5.5 Coanda-Effekt an der Schalttafel



5.6 Elektrisch beheizte Scheiben

Die Scheiben sollen möglichst schnell beschlag- und eisfrei werden, damit eine klare Sicht für das Führen eines Pkws ermöglicht wird. Oft reicht aber die Wärme im Fahrgastraum nicht aus, um dies zu erfüllen oder die Scheiben sind an den Innenseiten durch eine zu hohe Feuchtigkeit im Fahrgastraum beschlagen. Zur Unterstützung einer Beschlag- und Eisfreiheit können Scheiben elektrisch beheizt werden. Am bekanntesten ist die Heckscheibenheizung, die seit Mitte der 70er Jahre serienmäßig vorgesehen wird. Die Leistungsaufnahme beträgt etwa 200 bis 300 W. Zur Wärmeübertragung dienen meistens horizontal auf der Innenseite der Heckscheibe angeordnete Drähte. Weniger bekannt sind elektrisch beheizte Frontscheiben. Diese wurden in kleinen Stückzahlen für Pkws mit einem niedrigen Verbrauch und damit verbundener kleiner Heizleistung ab den 90er Jahren eingesetzt. Anstelle der wenigen Drähte der Heckscheibe werden viele, aber dafür sehr dünne Drähte verwendet. Diese sind in der Folie des Verbundsicherheitsglases integriert. Wegen der Drähte können optische Störungen (insbesondere bei Dunkelheit, Regen und Gegenverkehr) auftreten. Daher sind elektrisch leitende Folien, die ebenfalls im Verbundsicherheitsglas integriert sind, für eine ungestörte Sicht vorteilhaft. Es sind jedoch Spannungen von etwa 48 Volt erforderlich.

Bei vielen Pkws ist die Frontscheibe sehr weit vor dem Fahrer angeordnet, so dass diese mit den Händen nicht mehr erreicht werden kann. Ein manuelles Entfernen des Beschlags oder des Eises ist also praktisch nicht möglich. In Zukunft werden die Pkws immer weniger Wärme für die Entfeuchtung und Enteisierung zur Verfügung stellen können. Dies betrifft besonders elektrisch angetriebene Pkws. Daher werden elektrisch beheizte Frontscheiben an Bedeutung gewinnen.

Der frei werdende Wasserdampf wird im Fahrgastraum vom erzeugten Luftmassenstrom des Gebläses abtransportiert.

5.6.1 Strömungs- und Temperaturfelder

An den Außenseiten der Scheiben ist beim stehenden Pkw die Luftgeschwindigkeit ohne Windeinfluss und freier Konvektion idealisiert Null und das Temperaturfeld

ist konstant. Beim umströmten Pkw ist das Temperaturfeld ebenfalls konstant, die Geschwindigkeitsverteilung ist aber inhomogen. Diese kann aus der Druckverteilungsmessung, welche im Windkanal z. B. an einem Modell im Maßstab 1:1 gemessen wurde, ermittelt werden.

$$w = w_{amb} \cdot \sqrt{(1 - c_p)} \quad [\text{m/s}]$$

An den Innenseiten der Scheiben sind das Strömungsfeld und das Temperaturfeld meistens inhomogen. Dies betrifft insbesondere die Felder an der Windschutzscheibe, wenn die Luft dorthin strömt. An der Innenseite der Windschutzscheibe werden die Isotachen (Linien gleicher Geschwindigkeit) in der Grenzschicht gemessen. Als Anhalt dient für den Sichtbereich eine Strömungsgeschwindigkeit von >2 m/s.

Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten lauten für eine längs angeströmte Platte näherungsweise:¹²

$$\alpha \approx 7,15 \cdot w^{0,78} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{mit } w [\text{m/s}] \quad \text{für } w > 5 \text{m/s}$$

$$\alpha \approx 6,2 + 4,2 \cdot w \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{mit } w [\text{m/s}] \quad \text{für } w < 5 \text{m/s}$$

Für die Außenströmung kann daher für Geschwindigkeiten oberhalb 18 km/h geschrieben werden:

$$\alpha_a \approx 7,15 \cdot (1 - c_p)^{0,4} \cdot w_{amb}^{0,8} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{mit } w [\text{m/s}]$$

5.6.2 *Verschiedene Anordnungen*

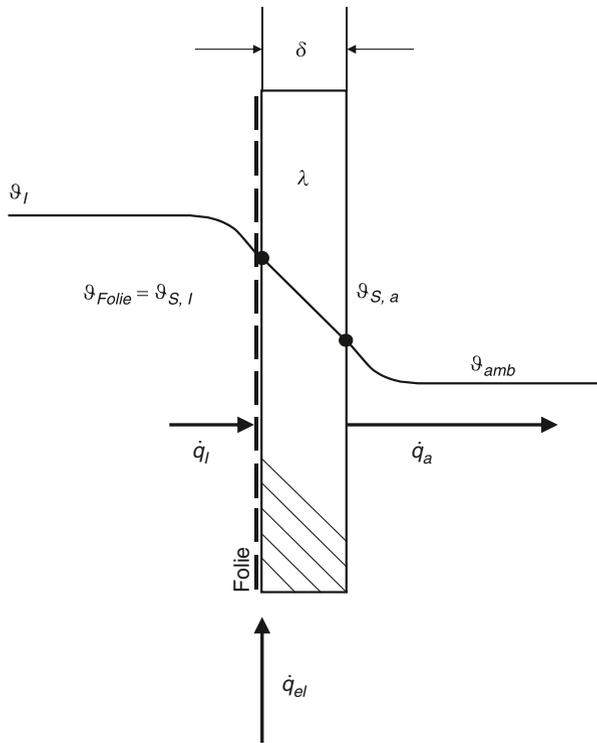
Im Folgenden werden die Wärmebilanzen an einem Flächenelement einer Scheibe für verschiedene Anordnungen der elektrischen Heizung zusammengestellt. Für die Wärmeübertragung der elektrischen Leistung werden hier Folien mit einer infinitesimal kleinen Dicke angenommen.

5.6.2.1 **Elektrische Heizung auf der Innenseite einer Scheibe**

Gleichungen zur Wärmebilanz An einem Flächenelement der Scheibe wirken drei Wärmeströme wie in Abb. 5.6 dargestellt. Diese kennzeichnen den Wärmeaustausch vom Fahrgastraum zur Scheibe, den Wärmeaustausch von der Scheibe zur Umgebung und die zugeführte elektrische Leistung, welche in Wärme umgewandelt wird.

¹² Nach Recknagel et al. (1985, S. 115)

Abb. 5.6 Wärmeströme und Temperaturverlauf an einem Flächenelement einer Scheibe mit einer elektrischen Heizung auf der Innenseite; schematische Darstellung



$$\dot{q}_I = \alpha_I \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{Folie}) \tag{5.9}$$

$$\dot{q}_a = \alpha_a \cdot (\vartheta_{S,a} - \vartheta_{amb}) = \frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} \tag{5.10}$$

$$\dot{q}_a = \dot{q}_I + \dot{q}_{el} \tag{5.11}$$

Temperatur der Innenseite In Gl. (5.11) werden die Gln. (5.9) und (5.10) eingesetzt und nach der Oberflächentemperatur der Innenseite (Temperatur der Folie) aufgelöst.

$$\frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} = \frac{\vartheta_I - \vartheta_{Folie}}{\alpha_I} + \dot{q}_{el}$$

$$\vartheta_{Folie} = \frac{\alpha_I \cdot \vartheta_I + \frac{\vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} + \dot{q}_{el}}{\alpha_I + \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)}} \quad (5.12)$$

Temperatur der Außenseite Die Oberflächentemperatur der Außenseite wird mit Gl. (5.10) erhalten:

$$\vartheta_{S,a} = \frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} \cdot \frac{1}{\alpha_a} + \vartheta_{amb} \quad (5.13)$$

Erforderliche elektrische Leistung Die erforderliche auf die Fläche bezogene elektrische Leistung wird für eine vorgegebene Temperatur der Innenseite (Folie) mit Gl. (5.12) erhalten:

$$\dot{q}_{el} = \frac{\alpha_I \cdot \left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \cdot (\vartheta_{S,I} - \vartheta_I) + (\vartheta_{S,I} - \vartheta_{amb})}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} \geq 0 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (5.14)$$

Für eine Temperatur von 0 °C auf der Innenseite gilt für negative Temperaturen der Außenluft

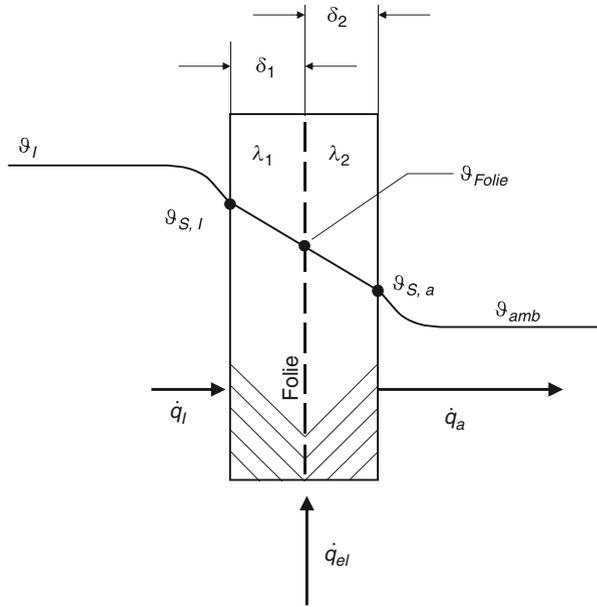
$$\dot{q}_{el, 0^\circ C} = -\frac{\vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right)} - \alpha_I \cdot \vartheta_I \geq 0.$$

5.6.2.2 Elektrische Heizung in der Mitte einer Scheibe

Gleichungen zur Wärmebilanz An einem Flächenelement der Scheibe wirken wiederum drei Wärmeströme wie in Abb. 5.7 dargestellt. Eine VSG-Scheibe muss nicht symmetrisch aufgebaut sein. Weiterhin können die verwendeten Werkstoffe unterschiedlich sein. Dies wird in den folgenden Gleichungen durch die Indices 1 und 2 gekennzeichnet.

$$\dot{q}_I = \alpha_I \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{S,I}) = \frac{\vartheta_I - \vartheta_{Folie}}{\left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}\right)} = \frac{\vartheta_{S,I} - \vartheta_{Folie}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}} \quad (5.15)$$

Abb. 5.7 Wärmeströme und Temperaturverlauf an einem Flächenelement einer Scheibe mit einer elektrischen Heizung als integrierte Folie in einem VSG-Glas; schematische Darstellung



$$\dot{q}_a = \alpha_a \cdot (\vartheta_{S,a} - \vartheta_{amb}) = \frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right)} \quad (5.16)$$

$$\dot{q}_a = \dot{q}_I + \dot{q}_{el} \quad (5.17)$$

Temperatur der Folie In Gl. (5.17) werden die Gln. (5.15) und (5.16) eingesetzt und nach der Temperatur der Folie aufgelöst.

$$\frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right)} = \frac{\vartheta_I - \vartheta_{Folie}}{\left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}\right)} + \dot{q}_{el}$$

$$\vartheta_{Folie} = \frac{\frac{\vartheta_I}{\left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}\right)} + \frac{\vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right)} + \dot{q}_{el}}{\frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right)}} \quad (5.18)$$

Temperatur der Innenseite Mit Gl. (5.15) $\alpha_I \cdot (\vartheta_I - \vartheta_{S,I}) = \frac{\vartheta_{S,I} - \vartheta_{Folie}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}}$ folgt die Temperatur der Innenseite:

$$\vartheta_{S,I} = \frac{\alpha_I \cdot \vartheta_I + \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot \vartheta_{Folie}}{\alpha_I + \frac{\lambda_1}{\delta_1}} \tag{5.19}$$

Temperatur der Außenseite Mit Gl. (5.16) folgt die Temperatur der Außenseite:

$$\vartheta_{S,a} = \frac{\vartheta_{Folie} - \vartheta_{amb}}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right)} \cdot \frac{1}{\alpha_a} + \vartheta_{amb}. \tag{5.20}$$

5.6.2.3 Beispiele

Beispiel 1: Heckscheibe mit einer elektrischen Heizung auf der Innenseite

Gegeben ist eine 4,2 mm dicke Heckscheibe mit einer Fläche von 0,5 m² und einer elektrischen Heizung auf der Innenseite mit einer Leistung von 250 W. Die Temperatur der Außenluft beträgt -20 °C und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite der Scheibe ist 70 W/(m² · K) entsprechend einer Fahrgeschwindigkeit von 64 km/h (40 mph). Die Lufttemperatur im Fahrgastraum ist 22 °C und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Scheibe ist 12 W/(m² · K). Die Wärmeleitfähigkeit des Glases beträgt 0,75 W/(m · K).

Frage: Welche Oberflächentemperaturen werden mit ein- und ausgeschalteter elektrischer Heizung erhalten?

Lösung: Die auf die Fläche bezogene Leistung beträgt 500 W/m². Mit Gl. (5.12) wird die Oberflächentemperatur der Innenseite und mit Gl. (5.13) die Oberflächentemperatur der Außenseite erhalten. Die Ergebnisse sind in Tab. 5.2 zusammengestellt.

Beispiel 2: Frontscheibe mit einer elektrisch beheizten Folie in der Mitte

Gegeben ist eine 6 mm dicke Frontscheibe mit einer Fläche von 0,8 m² und einer elektrisch beheizten Folie in der Mitte mit einer Leistung von 800 W. Die Temperatur der Außenluft beträgt -20 °C und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite der Scheibe ist 70 W/(m² · K). Die Lufttemperatur

Tab. 5.2 Einfluss einer elektrischen Heizung auf die Oberflächentemperaturen an einer Heckscheibe bei einer Außenlufttemperatur von -20 °C und Lufttemperatur im Fahrgastraum von 22 °C, Scheibendicke 4,2 mm, Heizleistung 500 W/m²

Mit bzw. ohne el. Heizung	Oberflächentemperatur auf der Innenseite [°C]	Oberflächentemperatur auf der Außenseite [°C]
Mit elektrischer Heizung	-3,9	-8,4
Ohne elektrische Heizung	-11,9	-14,2

Tab. 5.3 Einfluss einer elektrisch beheizten Folie in der Mitte einer VSG-Frontscheibe auf die Oberflächentemperaturen bei einer Außenlufttemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ und Lufttemperatur im Fahrgastraum von $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, Scheibendicke 6 mm, Heizleistung 1.000 W/m^2

Mit bzw. ohne el. Heizung	Oberflächentemperatur auf der Innenseite [$^{\circ}\text{C}$]	Oberflächentemperatur auf der Außenseite [$^{\circ}\text{C}$]	Temperatur der Folie [$^{\circ}\text{C}$]
Mit elektrischer Heizung	5,6	-1,0	4,3
Ohne elektrische Heizung	-7,1	-11,7	-9,4

im Fahrgastraum ist $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Scheibe ist $20\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Die Wärmeleitfähigkeit des Glases beträgt $0,75\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Frage: Welche Oberflächentemperaturen werden mit ein- und ausgeschalteter elektrischer Heizung erhalten?

Lösung: Die auf die Fläche bezogene Leistung beträgt 1.000 W/m^2 . Mit Gl. (5.18) wird die Temperatur der Folie, mit Gl. (5.19) wird die Oberflächentemperatur der Innenseite und mit Gl. (5.20) wird die Oberflächentemperatur der Außenseite erhalten. Die Ergebnisse sind in Tab. 5.3 zusammengestellt.

Literatur

- 78/317/EEC European Commission (1977) Defrosting and demisting systems of glazed surfaces of motor vehicles (Scheibenenteisung und Trocknung)
- ADR 15 Australian Design Rule, Demisting of Windscreen (Scheibenentfeuchtung)
- FMVSS 103 Federal Motor Vehicle Safety Standards, Windshield defrosting and defogging systems (Windschutzscheibenentfeuchtung und Beschlagentfernung)
- Frank W (1971) Fragen der Beheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen. ATZ 13 S. 369–376
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Koch FW, Haubner H, Klopstein S (2000) Heizleistung in Pkw mit verbrauchsoptimierten Motoren. FAT Schriftenreihe Nr. 155, Frankfurt a.M.
- Leguay S (2003) Beschlagbildung an der Scheibeninnenfläche. Beitrag zum Lehrgang im Weiterbildungszentrum der Technischen Akademie Esslingen, Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, Lehrgang Nr. 296116/67.114, Esslingen
- Nitz J, Hucho WH (1979) The Heat Coefficient of a Passengers Car's Body. SAE-Paper 790399, Warrendale, PA.: SAE
- Prandtl L et al. (1984) Führer durch die Strömungslehre. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH Braunschweig, S. 225
- Recknagel H, Hönnmann W, Sprenger E (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien, S. 115

Kapitel 6

Sommerbetrieb

6.1 Sonneneinstrahlung

6.1.1 Tagesgang der Sonne¹

Zwischen dem Tagesgang der Sonneneinstrahlung, der Fahrtrichtung des Pkw sowie der Anordnung und Ausführung der Scheiben bestehen komplexe Zusammenhänge. Diese werden nachstehend beschrieben. Damit ist es möglich, die von der Sonne durch die Scheiben in den Fahrgastraum eingestrahelte Leistung abzuschätzen. Dazu werden die Winkel zwischen den Flächennormalen der einzelnen Scheiben bzw. deren Flächenelementen und der Richtung der Sonne bestimmt.²

Der Vektor der Sonnenstrahlung hängt von folgenden geometrischen Faktoren ab:

Azimut (arab.) Winkel, gemessen von Norden über Osten, Süden und Westen³
Elevation (lat.) Höhe der Sonne über dem Horizont, Sonnenhöhenwinkel.

Mit dem Vektor der Sonneneinstrahlung wird der Tagesgang der Sonne beschrieben. Das Azimut und die Elevation hängen von der Deklination (Astronom. Winkelabstand vom Äquator), der geographischen Breite (Winkel zwischen dem betrachteten Ort und dem Äquator) und der Sonnenzeit (Stundenwinkel der Sonne) ab.

Die Vektoren der einzelnen Flächennormalen hängen von der Geometrie des Pkws und dessen Ausrichtung ab.

Die Zählrichtung für das Azimut und die Stundenwinkel werden hier wie folgt definiert:

Nord 0°
Ost 90°
Süd 180°
West 270°

¹ Bezeichnungen nach VDI 3789 (2001).

² Siehe auch Kettner u. Okura (1991).

³ In der Literatur für Meteorologie wird das Azimut meistens wie folgt definiert: Ost = -90°, Süd = 0° und West = 90°.

Dies entspricht der Einteilung eines Kompasses und vereinfacht die Zuordnung des Azimuts der Sonne zur Geometrie der Karosserie. Wird z. B. der Pkw mit der Front nach Süden ausgerichtet (Azimut $\Psi = 180^\circ$), ist das Azimut der linken Seitenscheibe 90° , der rechten Seitenscheibe 270° und der Heckscheibe 0° .

6.1.1.1 Wahre Ortszeit und Stundenwinkel

Die wahre Ortszeit (WOZ), auch Sonnenzeit genannt, darf nicht mit der Uhrzeit verwechselt werden. Zu beachten sind die Zeitzone und der Längengrad des Ortes. Die Mitteleuropäische Zeit (MEZ) liegt eine Stunde vor der Weltzeit (Greenwichzeit). Die mittlere Ortszeit (MOZ) ist

$$MOZ = \text{Gesetzliche Zeit} + (L_{St} - L_{Local}) \cdot 4 \quad [\text{h und min}].$$

Dabei bedeuten:

L_{St} Bezugsmeridian der lokalen Zeitzone [$^\circ$]

L_{Local} Längengrad des Standorts [$^\circ$]

Östliche Längengrade werden negativ und westliche positiv gezählt.

Damit ist die MOZ für Mitteleuropa

$$MOZ = MEZ[h] + (-15 - L) \cdot 4 [\text{min}]. \quad (6.1)$$

Durch Störungen des Erdumlaufs und der Erdrotation sind streng genommen Korrekturen erforderlich. Dies geschieht mit einer Zeitgleichung (ZGL)⁴. Die Abweichungen werden in Abhängigkeit vom Jahresgang graphisch oder numerisch dargestellt, s. Broda (2007, S. 170) und Keller (2008). In den Sommermonaten ist die Abweichung gering.

$$WOZ = MEZ[h] + (-15 - L) \cdot 4 [\text{min}] = MOZ + ZGL \quad (6.2)$$

Zwischen der Winter- und Sommerzeit besteht in Mitteleuropa der Zusammenhang

$$MEZ = MESZ - 1. \quad (6.3)$$

Der Stundenwinkel ω der WOZ lautet mit Gl. (6.2)

$$\omega = MEZ \cdot 15 + (-15 - L) + \frac{ZGL}{4} \quad (6.4)$$

Hinweis: 360° entsprechen 24 h (15° pro h, 1° für 4 min).

Beispiel: Sonne im Süden und dazugehörige Sommerzeit

Frage: Zu welcher Uhrzeit (Sommerzeit, MESZ) steht die Sonne in der Nähe von Ingolstadt (östlicher Längengrad $-11,3^\circ$) am 10. Juli im Süden?

⁴ Bezeichnung E in ISO 9488 (1999).

Lösung: Gleichung (6.4) wird nach *MEZ* aufgelöst. Der Stundenwinkel der Sonne ist 180° und die *ZGL* beträgt 5 min, s. Keller (2008, S. 138).

$$\begin{aligned} MEZ &= \frac{\omega - (-15 - L) - \frac{ZGL}{4}}{15} = \frac{180 - (-15 + 11,3) + \frac{5}{4}}{15} \\ &= 12,33 \text{ bzw. } 12:20 \text{ Uhr} \end{aligned}$$

Mit Gl. (6.3) ist die *MESZ* 13:20 Uhr, s. auch Abb. 6.2 und 6.3.

6.1.1.2 Deklination

Die Deklination der Erde hat ihr Maximum am 21. Juni und ihr Minimum am 21. Dezember. Am 21. Juni steht mittags die Sonne senkrecht am nördlichen Wendekreis ($23^\circ 26' 17''$) und am 21. Dezember am südlichen Wendekreis. Damit kann die Neigung der Erde für die nördliche Erdkugel näherungsweise beschrieben werden:

$$\delta \approx -(23^\circ 26' 17'') \cdot \cos \frac{360^\circ \cdot (z + 10)}{365} \quad (6.5)$$

Darin bedeutet z die Anzahl der Tage ab dem 1. Januar. Für den 21. Dezember ist $z = 355$.

6.1.1.3 Elevation

Die Elevation (Sonnenhöhe) γ hängt vom Stundenwinkel ω der Sonne, der Deklination δ und der geographischen Breite φ ab:

$$\gamma = \arcsin(\sin \delta \cdot \sin \varphi - \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega) \quad \text{für } \tan \delta \cdot \tan \varphi \geq \cos \omega \quad (6.6)$$

Für $\omega = 180^\circ$ wird die maximale Sonnenhöhe

$$\gamma_{\max} = 90 - \varphi + \delta \quad (6.7)$$

und mit $\gamma = 0$ wird der Stundenwinkel des Sonnenaufgangs

$$\omega_{\text{Aufgang}} = \arccos(\tan \delta \cdot \tan \varphi) \quad (6.8)$$

erhalten.

Mit den Gln. (6.5) und (6.6) wurde für den Standort Ingolstadt (geographische Breite $48,77^\circ$) und dem 21. Juni ($z = 172$ Tage) der Tagesgang des Stundenwinkels der Sonne berechnet. Das Ergebnis zeigt Abb. 6.1.

Die Sonnenhöhe wurde am 10.07.2009 in der Nähe von Ingolstadt (geographische Breite $48,69^\circ$ und östliche Länge $-11,3^\circ$) in Abhängigkeit von der mitteleuropäischen Sommerzeit gemessen. Die Ergebnisse und der theoretische Tagesgang sind in Abb. 6.2 eingetragen. Die Sonne steht um 13:20 Uhr im Süden.

Abb. 6.1 Sonnenhöhe in Abhängigkeit vom Stundenwinkel der Sonne in Ingolstadt (geographische Breite $48,77^\circ$) am 21. Juni

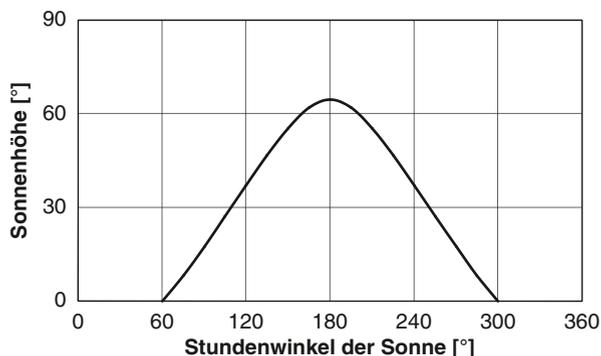
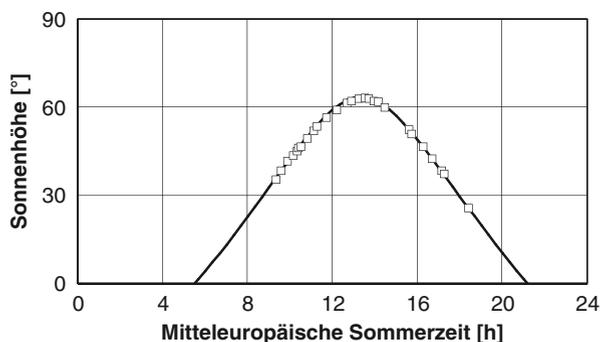


Abb. 6.2 Gemessene Sonnenhöhe in Abhängigkeit von der mitteleuropäischen Sommerzeit in der Nähe von Ingolstadt am 10.07.2009



Beispiel: Maximale Sonnenhöhe

Frage: Wie groß ist die maximale Sonnenhöhe am 10. Juli in der Nähe von Ingolstadt? Die geographische Breite ist $48,69^\circ$.

Lösung: Mit Gl. (6.5) wird die Deklination mit der Anzahl der Tage (191) berechnet. Es werden $22,26^\circ$ erhalten. Die Deklination und die geographische Breite werden in Gl. (6.7) eingesetzt.

$$\gamma_{\max} = 90 - 48,69 + 22,26 = 63,57^\circ$$

6.1.1.4 Azimut

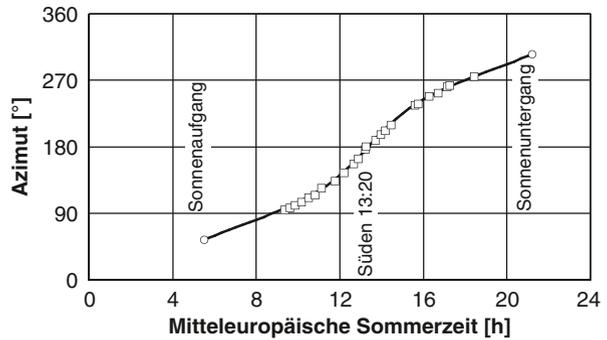
Der Winkel ψ des Azimuts hängt von der Elevation γ (Sonnenhöhe), der geographischen Breite φ des Beobachtungsorts und der Deklination δ ab:

$$\psi = \arccos\left(\frac{\sin \delta - \sin \varphi \cdot \sin \gamma}{\cos \varphi \cdot \cos \gamma}\right) \quad \text{für } 0^\circ < \psi < 180^\circ \text{ und } \gamma \geq 0^\circ \quad (6.9)$$

$$\psi = 360^\circ - \arccos(\sim) \quad \text{für } 180^\circ < \psi < 360^\circ \text{ und } \gamma \geq 0^\circ$$

Bei Messungen vom 10.07.2009 in der Nähe von Ingolstadt wurden die Winkel des Azimuts vs. MESZ ermittelt. Ergebnisse und den theoretischen Tagesgang

Abb. 6.3 Messungen des Azimuts in Abhängigkeit von der mitteleuropäischen Sommerzeit in der Nähe von Ingolstadt am 10.07.2009



s. Abb. 6.3. Die Winkel des Azimuts haben keinen linearen Zusammenhang zur Uhrzeit.

Beispiel: Azimut und Stundenwinkel des Sonnenaufgangs

Gesucht ist der Winkel des Azimuts und der Stundenwinkel der WOZ für den Sonnenaufgang. Die geographische Breite ist $48,69^\circ$ und das Datum der 10. Juli.

Lösung: Die Deklination ist mit Gl. (6.5) $22,26^\circ$. Für eine Sonnenhöhe von Null lautet Gl. (6.9) für das Azimut

$$\psi = \arccos\left(\frac{\sin \delta}{\cos \varphi}\right) = \arccos\left(\frac{\sin 22,26}{\cos 48,69}\right) = 54,98^\circ.$$

Der Stundenwinkel der WOZ ist mit Gl. (6.8)

$$\omega_{\text{Aufgang}} = \arccos(\tan \delta \cdot \tan \varphi) = \arccos(\tan 22,26 \cdot \tan 48,69) = 62,24^\circ$$

Anmerkung: Die WOZ ist 04:09 Uhr und die MESZ in der Nähe von Ingolstadt (östlicher Längengrad $-11,3^\circ$) unter Berücksichtigung der ZGL 05:29 Uhr.⁵ Zu dieser Zeit geht die Sonne bei einem Azimutwinkel von $54,98^\circ$ auf.

6.1.1.5 Direkte Sonneneinstrahlung

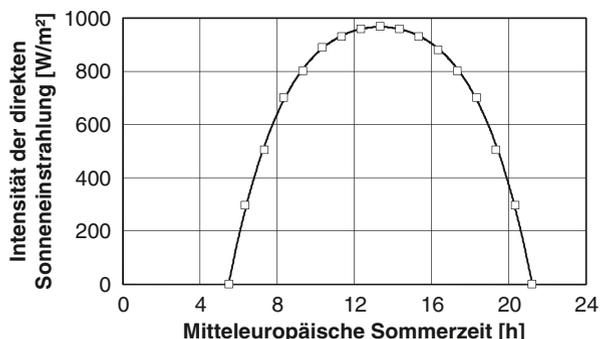
Die Intensität der direkten Sonneneinstrahlung hängt im Wesentlichen von der Sonnenhöhe, der Jahreszeit, der Bewölkung und der Trübung der Luft ab. Abbildung 6.4 zeigt Messwerte vom 10. Juli in der Nähe von Ingolstadt bei klarem Himmel. Die Messwerte sind wegen der Versuchsdurchführung mit Fehlern behaftet und sind daher Anhaltswerte.

Die maximale Sonnenintensität beträgt in den Sommermonaten in Mitteleuropa zwischen 800 und 1.000 W/m^2 .

Tagesgänge der Sonnenstrahlung können der Literatur entnommen werden, s. Abschn. 1.2 „Weltweite Klimate“.

⁵ In der Ingolstädter Tageszeitung „Donau Kurier“ wurde 05:24 Uhr genannt.

Abb. 6.4 Intensität der direkten Sonneneinstrahlung in Abhängigkeit von der mitteleuropäischen Sommerzeit am 10. Juli in der Nähe von Ingolstadt



6.1.2 Winkel zwischen der Flächennormalen und der Richtung zur Sonne⁶

Der Winkel zwischen dem Vektor der Flächennormalen einer Scheibe oder eines Elements und dem Vektor der Sonnenrichtung wird mit η bezeichnet. Der Kosinus dieses Winkels lautet

$$\cos \eta = \frac{\vec{V}_1 \cdot \vec{V}_2}{|\vec{V}_1| \cdot |\vec{V}_2|} \quad \text{mit} \quad \vec{V}_1 = f(\psi, \gamma) \quad \text{und} \quad \vec{V}_2 = f(\alpha, \beta) \quad (6.10)$$

$$\cos \eta = [\sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos(\psi - \alpha)] \quad (6.11)$$

Dabei bedeuten:

- α Azimut der Flächennormale [°]
- β Anstellwinkel einer Fläche zur Horizontalen [°]
- γ Sonnenhöhe [°]
- η Einfallswinkel [°]
- ψ Azimut der Sonne [°]

Projizierte Fläche Die von der Sonne projizierte Scheibenfläche A_{proj} ist mit der ebenen Scheibenfläche A und dem Kosinus des Einfallswinkels

$$A_{proj} = A \cdot \cos \eta \quad \text{für} \quad \cos \eta \leq 0 \text{ ist } A_{proj} = 0 \quad (6.12)$$

bzw. mit Gl. (6.11)

$$A_{proj} = A \cdot [\sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos(\psi - \alpha)] \quad (6.13)$$

⁶ Siehe auch Kettner u. Okura (1991).

für

$$[\sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos (\psi - \alpha)] \geq 0 \text{ und } \gamma \geq 0.$$

Für $\psi = \alpha$ lautet Gl. (6.13)

$$A_{proj} = A \cdot [\sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \beta] = A \cdot \sin (\gamma + \beta). \tag{6.14}$$

Das Maximum wird bei senkrechter Einstrahlung erreicht: $(\gamma + \beta) = 90^\circ$.

6.1.2.1 Beispiele

Beispiel 1: Projizierte Scheibenflächen verschiedener Pkw am 21. Juni bei max. Sonnenhöhe in Ingolstadt

Die projizierten Scheibenflächen verschiedener Pkw-Klassen werden verglichen. In Tab. 6.1 sind Anhaltswerte von Scheibenanordnungen und in Tab. 6.2 die projizierten Flächen für eine Sonnenhöhe von 64,68° (Ausrichtung der Pkw nach Süden) zusammengestellt.

Die Anstellwinkel und die Flächen der Frontscheibe sind von gleicher Größenordnung. Die Heckscheiben von Kompaktfahrzeugen der A0- und A-Klasse haben größere Anstellwinkel und kleinere Flächen. Daher ist die projizierte Fläche kleiner. Dies zeigt Tab. 6.2.

Abbildung 6.5 zeigt graphisch die Summe der projizierten Scheibenflächen verschiedener Limousinen nach Tab. 6.2.

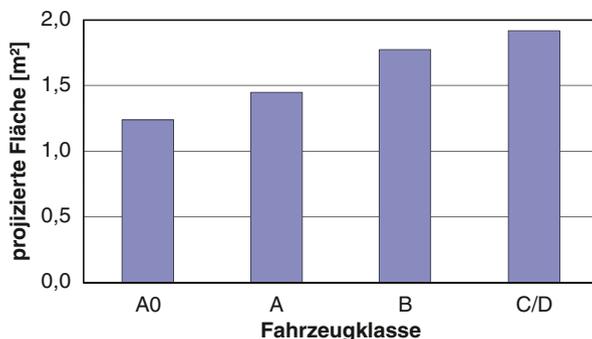
Tab. 6.1 Geometrie von Scheibenanordnungen verschiedener Limousinen (Stand 2008). Anhaltswerte

Pkw-Klasse	Fläche der Front-Scheibe [m²]	Anstellwinkel der Front-Scheibe [°]	Fläche der Heck-Scheibe [m²]	Anstellwinkel der Heck-Scheibe [°]	Fläche der Seiten-Scheibe [m²]	Anstellwinkel der Seiten-Scheibe [°]	Summe der Flächen [m²]
A0	0,77	30	0,34	58	0,57	65	2,25
A	0,87	30	0,43	40	0,53	65	2,36
B	0,90	30	0,64	25	0,62	65	2,78
C/D	0,92	30	0,76	22	0,64	65	2,96

Tab. 6.2 Von der Sonne projizierte Scheibenflächen verschiedener Limousinen. Ausrichtung der Pkw mit der Front nach Süden. Sonnenhöhe: 64,68° (Ingolstadt, 21. Juni). Anhaltswerte

Pkw-Klasse	Frontscheibe [m²]	Heckscheibe [m²]	Seitenscheiben [m²]	Summe [m²]
A0	0,767 4	0,039 5	0,435 4	1,242 3
A	0,867 1	0,179 5	0,405 0	1,451 6
B	0,897 0	0,408 6	0,473 6	1,779 2
C/D	0,916 9	0,515 2	0,489 0	1,921 1

Abb. 6.5 Von der Sonne projizierte Scheibenfläche verschiedener Limousinen. Ausrichtung der Pkws mit der Front nach Süden. Sonnenhöhe: 64,68° (Ingolstadt, 21. Juni)



Beispiel 2: Projizierte Scheibenflächen verschiedener Pkw und eingestrahlt Leistung. Prüfbedingungen nach DIN 1946-3

Nach DIN 1946-3: 2006 soll für die Überprüfung von Pkw die Sonnensimulation senkrecht von oben mit einer Intensität von 1.000 W/m² einstrahlen.

Frage: Welche projizierten Flächen werden mit den Daten nach Tab. 6.1 erhalten? Wie groß ist die in den Fahrgastraum eingestrahlt Leistung, wenn Reflektionen an den Scheiben vernachlässigt werden und für die Transmission der Scheiben ein Wert von 0,85 angenommen wird?

Lösung: Mit der Gl. (6.13) werden die einzelnen projizierten Flächen erhalten. Die Summe wird mit der Sonnenintensität und der Transmission multipliziert. Die Ergebnisse sind in Tab. 6.3 zusammengestellt.

Bei senkrechter Sonneneinstrahlung von oben ist die projizierte Fläche etwa 7 % größer als die Werte nach Tab. 6.2.

6.1.2.2 Sonneneinstrahlung in den Fahrgastraum

Durch alle Scheiben wird dem Fahrgastraum der Wärmestrom

$$\dot{Q}_S = \sum_{i=1}^n (A_{proj,i} \cdot I \cdot \tau_i) \quad (6.15)$$

Tab. 6.3 Von der Sonne projizierte Scheibenflächen verschiedener Limousinen und Summen der eingestrahlt Leistungen in den Fahrgastraum. Sonnenstrahlung senkrecht von oben mit einer Intensität von 1.000 W/m²

Pkw-Klasse	Frontscheibe [m²]	Heckscheibe [m²]	Seitenscheiben [m²]	Summe [m²]	Summe der eingestrahlt Leistung [W]
A0	0,666 8	0,180 2	0,481 8	1,328 8	960
A	0,753 4	0,329 4	0,448 0	1,530 8	1.301
B	0,779 4	0,580 0	0,524 0	1,883 4	1.601
C/D	0,796 7	0,704 7	0,541 0	2,042 4	1.736

zugeführt.

Dabei bedeuten:

$$A_{proj,i} = A_i \cdot \cos \eta_i \text{ [m}^2\text{]}$$

A Fläche [m²]

η Winkel zwischen Flächennormalen u. Richtung zur Sonne [°]

τ Transmission [–]

I Sonnenintensität [W/m²]

6.1.3 Eigenschaften verschiedener Gläser

Auf der einen Seite muss eine optimale Sicht am Tag wie bei Nacht gewährleistet sein, auf der anderen Seite soll möglichst wenig Sonnenstrahlung in den Fahrgastraum gelangen.⁷ In den 60er und 70er Jahren hatten z. B. die Frontscheiben noch kleine Oberflächen und waren steil angeordnet (Panoramascheiben). Daher konnte ein reines Glas (Klarglas) problemlos verwendet werden. Die Aufheizung geparkter Pkw und die direkte Sonneneinstrahlung auf die Insassen hielten sich in Grenzen. Ab den 80er Jahren erhielten die Pkws wegen des aerodynamischen Designs flache und damit große Scheiben. Wärmeschutzverglasungen wurden daher Standard. Prinzipiell werden absorbierende und reflektierende Scheiben sowie Mischformen aus beiden Varianten unterschieden. In den absorbierenden Gläsern sind Partikel, z. B. Eisenoxid beim klassischen Grünglas, enthalten, die Wärmeeinstrahlung der Sonne aufnehmen. Durch den Fahrtwind wird diese Wärme abgeführt. Bei den reflektierenden Scheiben wird eine dünne Schicht, z. B. Zinnoxid, auf die Außenseite der Gläser aufgedampft. Damit kann ein Teil der Sonneneinstrahlung in den Fahrgastraum auch ohne Fahrtwind vermieden werden.

Zur Beurteilung der Wirksamkeit von so genannten Sonnenschutzgläsern zählen drei Methoden, die sich ergänzen. Sie werden nachstehend beschrieben.

6.1.3.1 Spektrale Transmission (Durchlässigkeit)

Messungen der Transmission werden im Labor vom Glaslieferanten durchgeführt. Die spektrale Transmission verschiedener Scheiben zeigt Abb. 6.6. Eingetragen sind Seitenscheiben aus Klar- und Grünglas und eine Infrarot reflektierende Frontscheibe. Das grau eingefärbte Glas (Seitenscheibe „privacy“) wird häufig bei SUVs (Sport Utility Vehicles) hinter der B-Säule als Sichtschutz verwendet.

⁷ Der Gesetzgeber schreibt für die Frontscheibe im sichtbaren Bereich (Wellenlänge 400 bis 760 nm) eine Transmission von mindestens 75 % vor. Sichtbare Strahlung 380 bis 780 nm, infrarote Strahlung zwischen 780 nm und 1 mm nach ISO 9488:1999 Solar energy – Vocabulary, Genf.

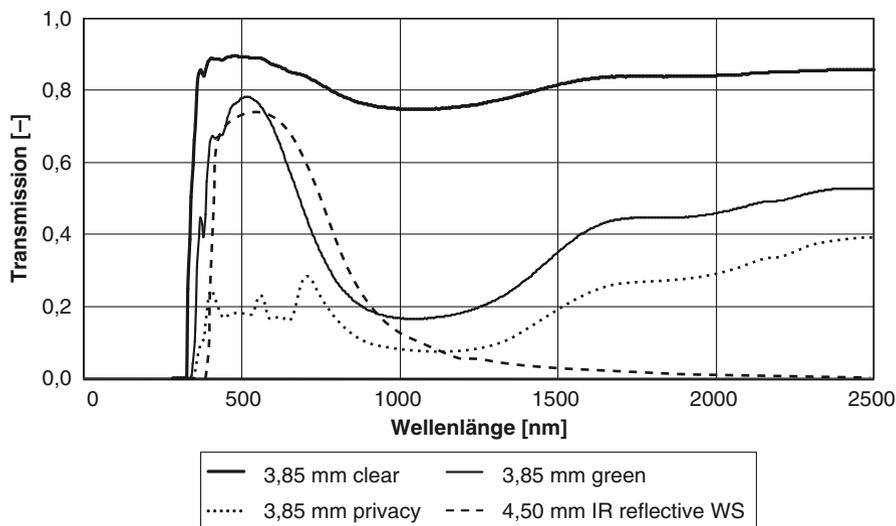


Abb. 6.6 Transmission in Abhängigkeit von der Wellenlänge. Seitenscheiben mit 3,85 mm Dicke aus Klarglas (clear), Grünglas (green) und grau eingefärbtes Glas (privacy). Infrarot reflektierende Frontscheibe mit 4,5 mm Dicke (IR reflective). (Quelle: NSG Group Pilkington Automotive)

Mit diesen Diagrammen kann sehr genau die Lichtdurchlässigkeit im sichtbaren und infraroten Bereich beurteilt werden. Zur Bestimmung der eingestrahnten Leistung in den Fahrgastraum ist die solare spektrale Bestrahlungsstärke $I(\lambda)$ erforderlich.⁸

$$\dot{q}_{nach\ Scheibe} = \int_0^{\infty} I(\lambda) \cdot D(\lambda) \cdot d\lambda \quad [\text{W/m}^2] \quad (6.16)$$

Dabei bedeuten:

$I(\lambda)$ solare spektrale Bestrahlungsstärke [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{nm})$]

$D(\lambda)$ spektrale Transmission (Durchlässigkeit) der Scheibe [-]

λ Wellenlänge [nm]

6.1.3.2 Gesamte Transmission

Sehr einfach können Versuche in der Natur bei direkter Sonneneinstrahlung und einer Bewölkung von 0/8 durchgeführt werden.⁹ Dabei werden die direkte Sonneneinstrahlung vor der Scheibe und die gesamte Strahlung hinter der Scheibe, z. B.

⁸ Siehe CIE (1989) Solar Spectral Irradiance (Solare spektrale Bestrahlungsstärke) und VDI 3789, Blatt 3 (2001).

⁹ 0/8 bedeutet keine und 8/8 eine vollständige Bewölkung.

Tab. 6.4 Transmission verschiedener Gläser. (Stand 1983)

Glasart	Gesamte Transmission [%]	Transmission im sichtbaren Bereich [%]
Frontscheiben (VSG)		
Klarglas	77	91
Grünglas	60	76
IR-reflektierend	56	75
Seiten- und Heckscheiben (ESG)		
Klarglas	86	91
Grünglas	51	73
Auresin	37	66
Ni Cr bedampft	32	35

mit einem Pyranometer (Solarimeter) oder einem Einstrahlungssensor, gemessen.¹⁰ Damit wird die Transmission erhalten:

$$\tau_{gesamt} = \frac{\dot{q}_{Strahlung, \text{ nach Scheibe}}}{\dot{q}_{Sonneneinstrahlung}} \tag{6.17}$$

Die Scheibe wird dabei so positioniert, dass die Sonne senkrecht einstrahlt. Grundsätzlich werden immer Referenzmessungen mit exakt vermessenen Scheiben durchgeführt. In Tab. 6.4 sind einige frühere Messergebnisse zusammengestellt.

6.1.3.3 Temperaturen in Kollektoren

In mehreren parallel angeordneten Kollektoren werden Glasproben der Scheiben eingebaut und die Temperaturen synchron gemessen. Den prinzipiellen Aufbau zeigt Abb. 6.7.

Der Boden eines Kollektors besteht vorzugsweise aus einem hitzebeständigen schwarzen Material. Bei der Messung werden die Kollektoren der Sonne so nach-

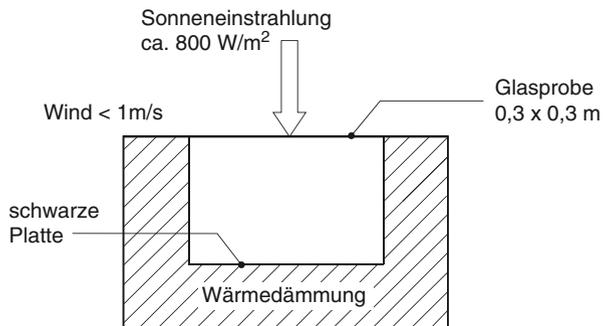


Abb. 6.7 Messung einer Glasprobe in einem Kollektor bei natürlicher Sonneneinstrahlung

¹⁰ Meistens werden ebene Glasproben mit den Abmessungen 30 × 30 cm verwendet.

Tab. 6.5 Temperaturen der Bodenplatte und des Glases von Kollektoren. Synchron Messungen im Freien vom 05.07.1983. Umgebungstemperatur 27 °C, Bewölkung^a 1/8, *Himmel leicht milchig*, Windstille

Glas – Ausführung	Dicke [mm]	Art der Bodenplatte	Temperatur der Bodenplatte [°C]	Temperatur des Glases [°C]
Klar	4,2	Schwarz	108	69
Grün	4,2	Schwarz	94	70
Grün	4,8	Schwarz	98	–
Grün	4,2	Alu	83	64
Plexiglas	–	Schwarz	111	74
Plexiglas	–	Alu	98	59

^a 0/8 bedeutet keine und 8/8 eine vollständige Bewölkung.

geführt, dass diese immer senkrecht zur Scheibenoberfläche steht. Dabei werden folgende Größen gemessen:

- Sonneneinstrahlung [W/m²],
- Umgebungstemperatur [°C],
- Windgeschwindigkeit [m/s],
- Temperaturen der Scheiben [°C],
- Temperaturen der Bodenplatten [°C].

In den Tab. 6.5 und 6.6 sind einige frühere Messergebnisse zusammengestellt. Dabei wurden schwarze und reflektierende Bodenplatten (Aluminium, glänzend) verwendet.

Die Aufheizung einer schwarzen Bodenplatte ist niedriger, wenn anstelle des Klarglases ein Wärmeschutzglas verwendet wird. Dabei unterscheiden sich auch die Temperaturen der Gläser.

Die Aufheizung einer reflektierenden Bodenplatte (Aluminium, glänzend) ist deutlich niedriger als diejenige einer schwarzen Bodenplatte.

Tab. 6.6 Temperaturen der Bodenplatte und des Glases von Kollektoren. Synchron Messungen im Freien vom 23.06.1983. Umgebungstemperatur 29 °C, Bewölkung 1/8, *Himmel klar*, Windstille

Glas – Ausführung	Dicke [mm]	Art der Bodenplatte	Temperatur der Bodenplatte [°C]	Temperatur des Glases [°C]
Klar	4,2	Schwarz	120	75
Klar	4,2	Alu	94	53
VSG ^a , klar	6,5	Schwarz	113	75
VSG, klar	6,5	Alu	96	58
VSG, grün	5,25	Schwarz	106	76
VSG, grün	5,25	Alu	88	–
Grün	4,2	Schwarz	102	–
Auresin	4,7	Schwarz	88	66

^a Verbund-Sicherheits-Glas.

Beispiel: Abschätzung der Temperaturen in einem Kollektor

Aufgabe: Es soll die Temperatur der schwarzen Bodenplatte eines Kollektors unter der Einwirkung der Sonneneinstrahlung für Klar- und Grünglas abgeschätzt werden.

Gegeben sind:

\dot{q}_{zu}	Sonneneinstrahlung	0,8 [kW/m ²]
T_3	Außenlufttemperatur	301 [K]
T_4	Strahlungstemperatur der Umgebung	301 [K]
τ	Transmission des Klarglases	0,8 [-]
τ	Transmission des Grünlases	0,6 [-]
ε	Emissionsvermögen Oberseite u. Bodenplatte	0,92 [-]
A_S	Absorptionsvermögen der Bodenplatte	1 [-]
C_S	Strahlungskonstante des schwarzen Körpers	5,775 [W/(m ² · K ⁴)]

Die Konvektion im Kollektor, die Dicke und Leitfähigkeit des Glases werden vernachlässigt. Wegen der Windstille wird nur freie Konvektion an der Oberseite des Glases berücksichtigt.

Lösung: Es werden zwei vereinfachte Wärmebilanzen nach Abb. 6.8 aufgestellt: für die Außenseiten (oben und unten) und für den Boden des Kollektors.¹¹

1. Für die Außenseiten des Kollektors gilt:

$$\dot{q}_{zu} = \dot{q}_{Strahlung} + \dot{q}_{Konvektion} + \dot{q}_{Boden,unten}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{zu} = \varepsilon_{24} \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] + \alpha_2 \cdot (T_2 - T_3) \\ + k_{13} \cdot (T_1 - T_3) \end{aligned} \quad (6.18)$$

Annahmen:

$$k_{13} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{unten}} + \sum \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)} \approx 3,5 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

$$\alpha_2 = \alpha_{freie\ Konv.} \approx 1,73 \cdot (T_2 - T_3)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

Gleichung (6.18) wird für variable Temperaturen des Bodens T_1 iterativ nach den Temperaturen des Glases T_2 gelöst. Die Ergebnisse sind in Abb. 6.9 eingetragen.

¹¹ Für beliebige Oberflächen des Bodens (grau, weiß, reflektierend etc.) und Gläser (Dicke, spektrale Eigenschaften etc.) sind erhebliche Erweiterungen der Gleichungen erforderlich.

Abb. 6.8 Wärmebilanzen an einem Kollektor, vereinfachte Darstellung

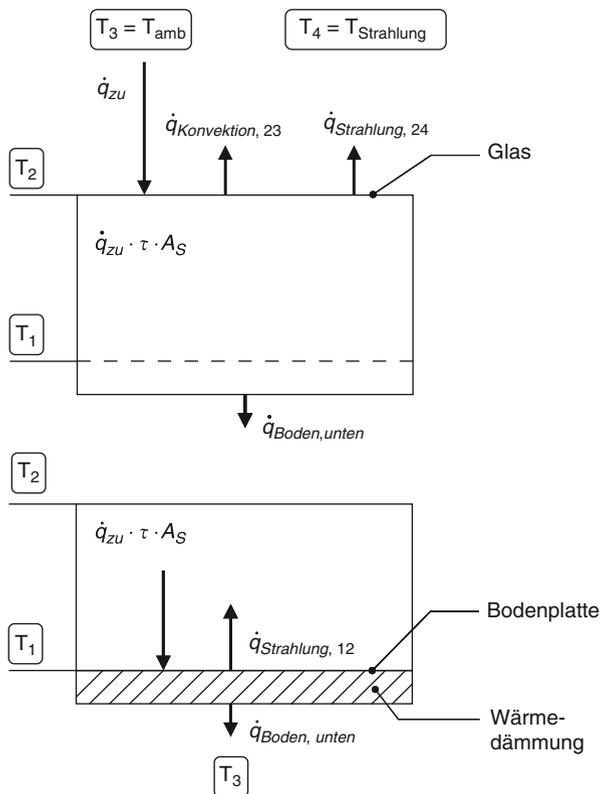
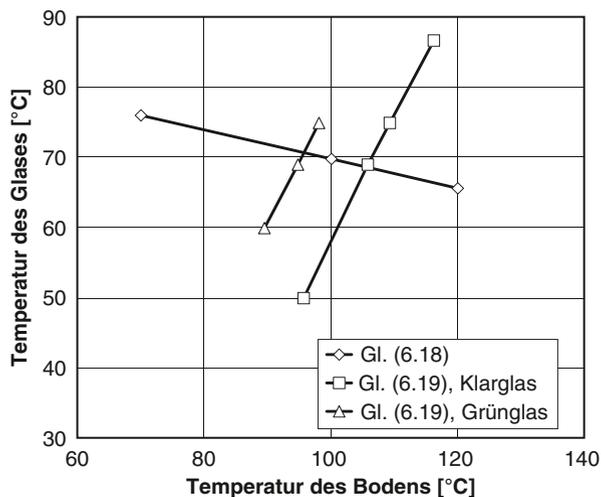


Abb. 6.9 Temperatur des Glases in Abhängigkeit von der Temperatur des Bodens. Eingetragen sind die Ergebnisse nach den Gln. (6.18) und (6.19)



Tab. 6.7 Berechnete Temperaturen des schwarzen Bodens und des Glases bei einer Sonneneinstrahlung von 800 W/m²; Vergleich eines Klar- und Grünglases

Variante	Temperatur der Bodenplatte [°C]	Temperatur des Glases [°C]
Klarglas	105	69
Grünglas	95	71

2. Für die Bodenplatte des Kollektors gilt:

$$\dot{q}_{21} = \dot{q}_{zu} \cdot \tau \cdot A_S = \varepsilon_{12} \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + k_{13} \cdot (T_1 - T_3) \quad (6.19)$$

Gleichung (6.19) wird wiederum iterativ für variable Temperaturen des Bodens gelöst.

Mit den Schnittpunkten der Kurven nach Gln. (6.18) und (6.19) werden die Glas- und Bodentemperaturen erhalten, s. Abb. 6.8 und Tab. 6.7.

Der Unterschied der Bodentemperatur zwischen Klarglas und Grünglas beträgt hier 10 K. Die Glastemperatur ist beim Grünglas etwa um 2 K höher.

Anmerkung: Die absoluten Zahlenwerte sind von der Wahl der Parameter abhängig. Daher werden für Abschätzungen besser nur die Differenzen betrachtet.

6.1.4 Einfluss der Farben auf die Aufheizung lackierter Bleche in der Sonne

Das Blech der Karosserie heizt sich in der Sonne auf. Dabei hängt der Betrag der Aufheizung von verschiedenen Parametern ab. Hierzu gehören auf der einen Seite die absorbierte Sonneneinstrahlung, die Konvektion, die Strahlung sowie die Wärmeleitung und auf der anderen Seite der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung. Die Messergebnisse an identischen Bauteilen können daher unter Umständen erheblich voneinander abweichen. Der Betrag der Aufheizung hängt signifikant von der Farbe der Lackierung ab. Dabei entspricht die Reihenfolge der Aufheizung etwa der Helligkeit der Farben wie sie empfunden werden.

6.1.4.1 Messungen und Wärmebilanz

Tabelle 6.8 zeigt Messergebnisse vom 04.07.1983 in Ingolstadt bei einer Umgebungstemperatur von 28 °C und einer Bewölkung von 0/8 bei klarem Himmel sowie nahezu bei Windstille.¹²

¹² 0/8 bedeutet keine und 8/8 eine vollständige Bewölkung.

Tab. 6.8 Einfluss der Farben auf die Aufheizung lackierter Bleche in der Sonne. Umgebungstemperatur 28 °C, Bewölkung von 0/8, klarer Himmel und Windstille

Farbbezeichnung	Temperatur [°C]	Aufheizung [K] $\Delta\vartheta = \vartheta_{Lack} - \vartheta_{amb}$
Alpinweiß, ohne Klarlack ^a	32,7	4,7
Zermattsilbermetallic	47,4	19,4
Pasadenagelb	48,6	20,6
Tobasgrünmetallic	54,2	26,2
Gobimetallic	54,7	26,7
Tornadorot	55,2	27,2
Saphirmetallic	55,4	27,4
Sienarotmetallic	59,1	31,1
Porotrosemetallic	61,3	33,3
Gambiarot	61,8	33,8
Oceanicblaumetallic	64	36
Zobelbraunmetallic	64,7	36,7
Geminigraumetallic	65,7	37,7
Amazonasblaumetallic	67,6	39,6
Montanarot	67,9	39,9
Kopenhagenblau	68,9	40,9
Montegoschwarzmetallic	68,9	40,9

^a Mit Klarlack ist die Aufheizung größer. Dies ist vergleichbar mit dem Treibhauseffekt. Heutige Lacke auf Wasserbasis werden immer mit einem Klarlack versehen.

Der Versuchsaufbau war Folgender: Auf einem ebenen Gestell wurden 18 original lackierte Tankdeckel mit den unterschiedlichen Serienfarben montiert. Die Rückseiten der Bleche waren jeweils mit einer 10 mm starken Wärmedämmung versehen. Damit die Sonne stets senkrecht auf die Bleche scheinen konnte, wurde das ebene Gestell mit einer Vorrichtung der Sonne nachgeführt. Bei weiteren Synchronmessungen wurden immer wieder bereits gemessene weiße und schwarze Prüflinge verwendet.

Die Aufheizung der Bleche

$$\Delta\vartheta = \vartheta_{Lack} - \vartheta_{amb} = \Delta T = T_2 - T_3$$

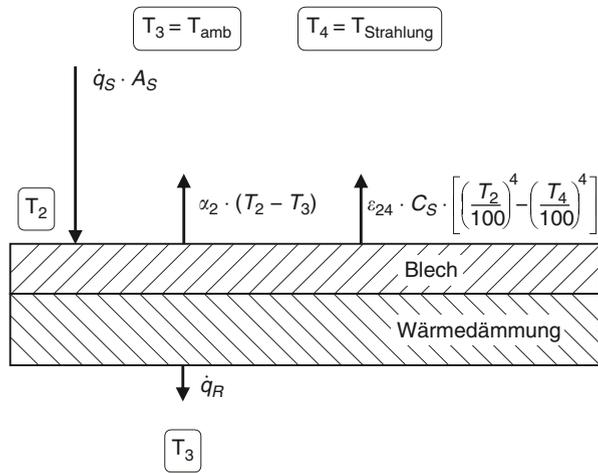
kann mit einer Wärmebilanz abgeschätzt werden, s. Abb. 6.10.

$$\dot{q}_S \cdot A_S = \alpha_2 \cdot (T_2 - T_3) + \varepsilon_{24} \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] + \dot{q}_{Rückseite}$$

Dabei bedeuten:

- \dot{q}_S Sonnenstrahlung [W/m²]
- A_S Absorptionsvermögen [-]
- α konvektiver Wärmeübergangskoeffizient [W/(m² · K)]
- T_2 Temperatur der Oberseite [K]

Abb. 6.10 Wärmebilanz an einem farbig lackierten Blech bei Sonneneinstrahlung



- T_3 Außenlufttemperatur [K]
- T_4 Strahlungstemperatur der Umgebung¹³ [K]
- ϵ_{23} Emissionsvermögen [-]
- C_s Strahlungskonstante des schwarzen Körpers = 5,775 [W/(m² · K⁴)]

Die absolute Temperatur ist $T = 273,15 + \vartheta$.

Die Temperatur der Oberseite hängt u.a. von der Strahlungstemperatur der Umgebung ab. Während im Freien das Blech z. B. zum Himmel, zu Gebäuden oder zu Bäumen mit relativ niedrigen Temperaturen abstrahlen kann, ist dies bei der Verwendung von Sonnensimulationen¹⁴ meistens nicht der Fall. Die Strahlungstemperatur der Umgebung ist meistens höher und das Emissionsvermögen niedriger als in der Natur.

6.1.4.2 Beispiele

In folgenden Beispielen wird schematisch gezeigt, um welchen Betrag sich ein weiß und ein schwarz lackiertes Blech in der Sonne in Abhängigkeit von der Sonneneinstrahlung aufheizen. Es wird die Frage beantwortet, ob Messungen in der Natur grundsätzlich unter sommerlichen Bedingungen durchgeführt werden müssen.

Es werden Vereinfachungen vorgenommen: Der Wärmestrom auf der Rückseite des Blechs wird vernachlässigt (ideal wärmedämmte Rückseite), die Strahlungs-

¹³ Sie fasst unterschiedliche Oberflächentemperaturen von Flächen zusammen, die Strahlung austauschen.

¹⁴ Sonnensimulator, Sonnenstrahlungssimulator nach ISO 9488:1999.

temperatur¹⁵ der Umgebung entspricht der Außenlufttemperatur 28 °C. Das Emissionsvermögen wird mit 0,92 und der Wind mit 1,2 m/s angenommen.

Für den Wärmeübergangskoeffizient wird eine Überlagerung aus freier und erzwungener Konvektion verwendet:¹⁶ Die Näherungsgleichungen lauten:

$$\alpha \approx \sqrt[3]{\alpha_{\text{freie Konv.}}^3 + \alpha_{\text{erzwungene Konv.}}^3} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

$$\alpha_{\text{freie Konv.}} \approx 1,73 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

$$\alpha_{\text{erzwungene Konv.}} \approx 6,2 + 4,2 \cdot w \quad w < 5\text{m/s} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

1. Beispiel: Aufheizung eines lackierten Blechs.

Gesucht ist die Aufheizung eines weiß und eines schwarz lackierten Blechs in Abhängigkeit von der Sonneneinstrahlung.

Lösung: Die Zahlenwerte für die Blechtemperaturen werden iterativ, z. B. mit dem der Solver-Funktion unter MS-Excel, erhalten. Abbildung 6.11 zeigt die Kurvenverläufe der Aufheizung in Abhängigkeit von der Sonneneinstrahlung. Die Zahlenwerte stimmen in der Größenordnung mit Messwerten überein.

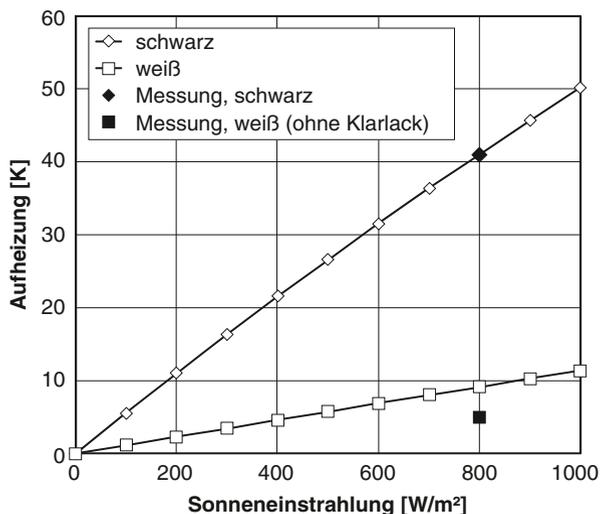
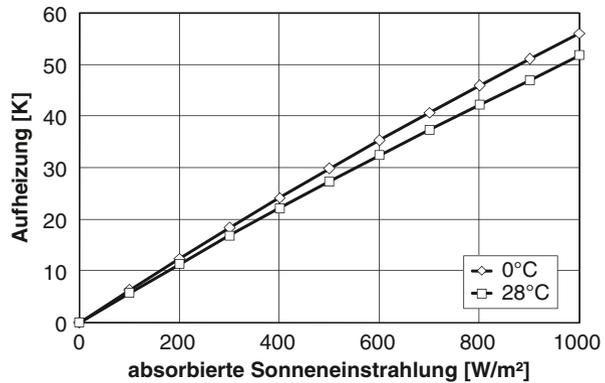


Abb. 6.11 Aufheizung eines weiß und eines schwarz lackierten Blechs in Abhängigkeit von der Sonneneinstrahlung. Vereinfachte Betrachtungsweise: ideal wärme gedämmte Rückseite, die Strahlungstemperatur der Umgebung entspricht hier der Außenlufttemperatur der Umgebung

¹⁵ Die reflektierte Strahlung ist in den Weltraum gerichtet. Daher wird häufig eine Strahlungstemperatur von -53 °C angenommen, vgl. Michejew (1964, S. 167). Die damit ermittelten Oberflächentemperaturen sind mit dieser Annahme zu niedrig.

¹⁶ Siehe Recknagel et al. (2009) S. 190, 184 und Recknagel et al. (1985) S. 119.

Abb. 6.12 Aufheizung in Abhängigkeit von der absorbierten Sonneneinstrahlung bei 0 und 28 °C. Vereinfachte Betrachtungsweise: ideal wärmegeämmte Rückseite, die Strahlungstemperatur der Umgebung entspricht hier der Außenlufttemperatur



2. Beispiel: Aufheizung bei verschiedenen Außenlufttemperaturen.

Gegeben sind: Außenlufttemperaturen von 0 und 28 °C. Die Strahlungstemperatur der Umgebung entspricht der Außenlufttemperatur. Emissionsvermögen 0,92. Gesucht ist die Aufheizung in Abhängigkeit von der absorbierten Sonneneinstrahlung.

Die Ergebnisse sind in Abb. 6.12 eingetragen.

Zwischen Messungen, die im März (0 °C) und oder in den Sommermonaten (28 °C) in der Natur durchgeführt werden, bestehen bei der Aufheizung in Abhängigkeit von der absorbierten Sonneneinstrahlung geringe Unterschiede. Im Frühjahr gibt es sehr häufig klare Tage mit intensiver Sonneneinstrahlung, die sehr wohl für Messungen in der Natur genutzt werden können.

6.2 Aufheizung geparkter Pkws in der Sonne

Die Sonne strahlt im sichtbaren und nahen infraroten Bereich durch die Scheiben auf die Oberflächen der Innenausstattung des Fahrgastraums. Dort entsteht Wärme und langwellige Strahlung. Das Glas ist für diese langwellige Strahlung undurchsichtig. Daher kann die langwellige Strahlung nicht durch die Scheiben den Fahrgastraum verlassen. Also heizt sich der Fahrgastraum auf.

Abbildung 6.13 zeigt die Aufheizung¹⁷ der Luft in Kopfhöhe von zwei synchron gemessenen Pkw in Abhängigkeit vom Tagesgang der Sonne. Der untere Kurvenverlauf kennzeichnet einen Pkw mit einer deutlich kleineren Scheibenfläche. Beide Fahrzeuge wurden ab 8 Uhr MEZ in der Sonne geparkt. Die Kurven ab 4 Uhr sind Ergebnisse einer Berechnung.

¹⁷ Die Aufheizung ist die Differenz zwischen der mittleren Lufttemperatur in Kopfhöhe und der Außenlufttemperatur. Die Bezeichnung „Aufheizung im Kopfraum“ ist Fachjargon.

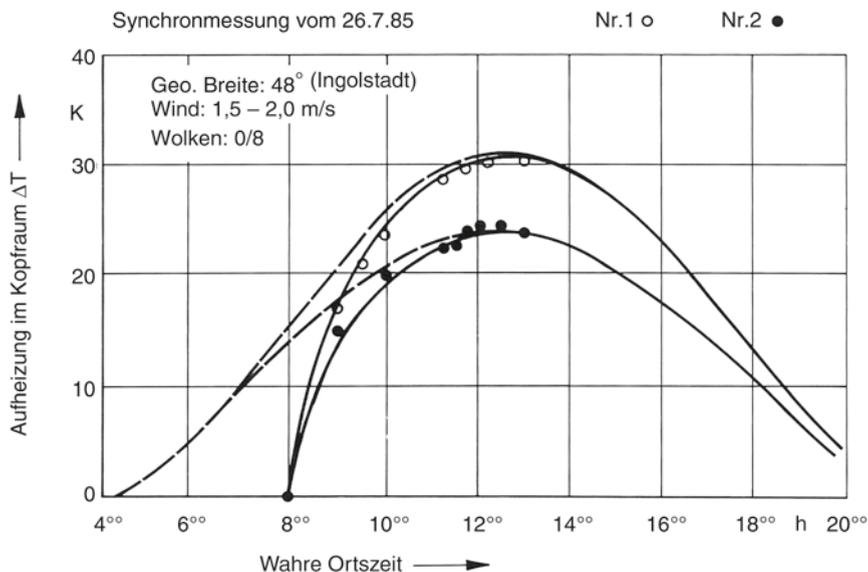


Abb. 6.13 Aufheizung in Kopfhöhe in Abhängigkeit vom Tagesgang der Sonne von zwei synchron gemessenen Pkw. Nr. 1 große Scheibenflächen, Nr. 2 kleinere Scheibenflächen. (Nach: Großmann (2005))

Wärmedämmung und Lackierung (Farbe) spielen ebenfalls eine Rolle (ca. 20 % des Energieeintrags). Bei geparkten Pkws beträgt der Temperaturunterschied in Höhe des Kopfraums zwischen einem weißen und schwarzen Pkw etwa 4 K bei einer Sonneneinstrahlung von 800 W/m^2 .

6.2.1 Treibhauseffekt

Die Sonne strahlt durch das Glas und trifft auf dahinter liegende Oberflächen. Dort wird die Sonnenstrahlung insbesondere von schwarzen Oberflächen absorbiert und heizt diese auf. Nun tauschen die Oberflächen u. a. mit dem Glas im langwelligen Bereich Wärme aus. Dadurch erwärmt sich auch das Glas und gibt Wärme durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung ab. Die Luft wird an den Oberflächen aufgeheizt. Von den aufgeheizten Oberflächen wird auch Wärme durch Bauteile abgeleitet.

Beispiel: Diplomhauptprüfung SS 1958

Der Treibhauseffekt wird in einer Aufgabe zur Diplomhauptprüfung des SS 958 veranschaulicht, die von der damaligen Technischen Hochschule in München gestellt wurde.¹⁸

¹⁸ Diese Aufgabe wurde einem Skriptum „Wärmeübertragung, Aufgaben – Lösungen“ entnommen (um 1970). Autoren und Verlag unbekannt. $1 \text{ [kcal/m}^2 \text{ h]} = 1,1630 \text{ [W/m}^2]$

„An einem Tag mit 15 °C Außentemperatur strahle die Sonne mit einer Intensität von 350 kcal/m² h durch die Glasdächer eines Treibhauses; die konvektive W.Ü.Z. (Wärmeübergangszahl) von den Dächern an die Außenluft beträgt 20 kcal/m² h grad.

Wie warm sind Glasdächer und Treibhauserde (beide Oberflächen seien parallel zueinander) im Gleichgewichtszustand, wenn Glas für Sonnenstrahlen vollständig durchlässig ($D=1$) ist, dagegen für Wärmestrahlen ein Emissionsverhältnis von 0,92 besitzt und wenn die Erde als schwarzer Körper angenommen wird? (Konvektion im Treibhaus nicht berücksichtigen).“

Die Lösungen sind:

Treibhauserde: 82 °C

Glasdächer: 29 °C

Die Lufttemperatur im Treibhaus ist also größer als 29 °C. Die Zahlenwerte wurden mit folgenden Gleichungen erhalten (vgl. hierzu Abb. 6.14):

$$q = q_{12} = q_{23}$$

$$q_{12} = \varepsilon_2 \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$q_{23} = \varepsilon_2 \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] + \alpha \cdot [T_2 - T_3]$$

Neben der Konvektion im Treibhaus wurden die Transmission und die Dicke der Gläser sowie der vom Erdreich absorbierte Wärmestrom, vernachlässigt. Bei Be-

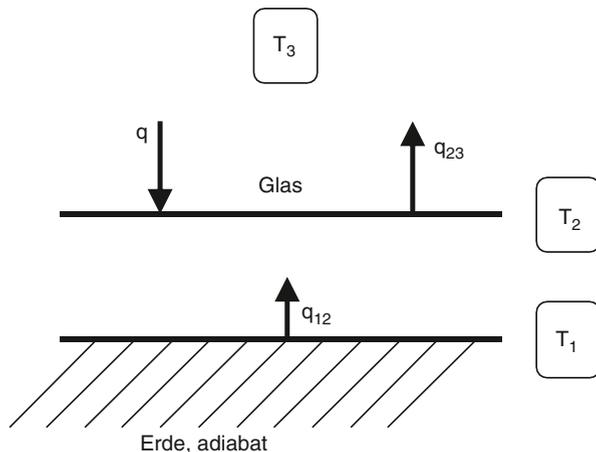


Abb. 6.14 Wärmebilanz, Aufgabe zur Diplomhauptprüfung des SS 1958. Temperaturen der Glasdächer und der Erde eines Treibhauses

rücksichtigung dieser Parameter werden für die Temperaturen der Treibhauserde und der Gläser niedrigere Zahlenwerte erhalten.

Versuche an Kollektoren und geparkten Pkws bestätigen grundsätzlich oben genannte Zusammenhänge.

Die Interferenzen zwischen dem Glas und der angestrahlten Oberfläche müssen bei der Auswahl der Materialien im Fahrgastraum berücksichtigt werden. Dies betreffen insbesondere die Schalttafel, das Lenkrad, aber auch die Sitzbezüge. Spezielle Oberflächenbehandlungen, die z. B. bei schwarzen Kleidungen (Motorradanzüge, „Cool Leather“¹⁹) verwendet werden, sind im Freien wirkungsvoll, da zur relativ kühlen Umgebung Wärme abgestrahlt werden kann. Diese Wirkung wird in einem geschlossenen Fahrgastraum wegen der Scheiben jedoch nahezu vollständig verhindert.

6.3 Aufheizung der Luft an der Motorhaube und im Belüftungssystem

Die vom Heiz-/Klimagerät angesaugte Außenluft heizt sich insbesondere an der Motorhaube und im Belüftungssystem auf (dies wird im Fachjargon auch Sommerluftaufheizung²⁰ genannt). Dieser Effekt tritt insbesondere bei langsamer Fahrt („Stop and Go“) auf. Schmale, wärmegeämmte Luftansaugsysteme sind günstiger als solche, die über die gesamte Fahrzeugbreite angeordnet sind.²¹ In Abb. 6.15 sind solche Systeme gegenübergestellt. Eingetragen ist auch die theoretisch erreichbare Grenzkurve bei einem Pkw, dessen Motor vorne angeordnet ist. Die Motorhaube war dunkelblau lackiert.

Dabei beträgt der zugeführte Wärmestrom

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Düse} - \vartheta_{Außenluft}). \quad (6.20)$$

Dieser Wärmestrom muss bereits zur Kompensation vom Verdampfer abgeführt werden. Bei einem Luftmassenstrom von 9 kg/min und einer Aufheizung von 10 K („Stop and Go“) beträgt der Wärmestrom 1,5 kW. In den 80er Jahren waren Klimaanlage noch nicht verbreitet. Deshalb reklamierte so mancher Kunde in der Werkstatt: „Kann die Heizung nicht abstellen“.

In DIN 1946-Teil 3:2006 wird die maximale zulässige Aufheizung der Außenluft bis in den Eintritt des Fahrgastraums auch für Pkws mit Klimaanlage (stationärer Zustand) festgelegt. Dabei ist die Kälteanlage ausgeschaltet. Sie beträgt 8 K bei

¹⁹ Zum Beispiel eine Kollektion von BMW.

²⁰ Nachstehend wird der Begriff „Sommerluftaufheizung“ für die Aufheizung der Außenluft bis zum Eintritt in den Fahrgastraum verwendet. Es sei darauf hingewiesen, dass im Fahrgastraum eine weitere Aufheizung infolge der Sonneneinstrahlung (Treibhauseffekt) stattfindet.

²¹ Bei der konstruktiven Ausführung der Luftansaugung sind die Anforderungen an den Fußgängerschutz zu beachten.

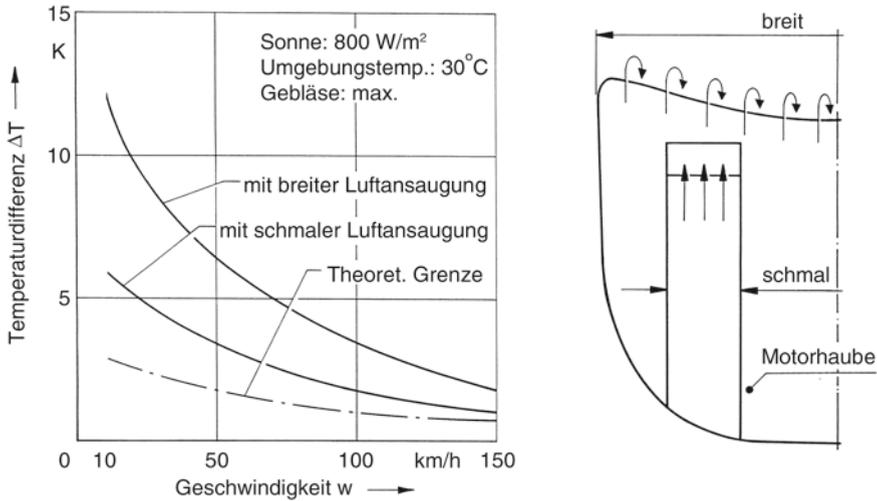


Abb. 6.15 Stationäre Aufheizung des Belüftungsstroms in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Vergleich einer breiten und schmalen, wärmegeämmten Luftansaugung. (Nach: Großmann (2005))

einer Außenlufttemperatur von 40 °C und einer Sonneneinstrahlung von 1 kW/m² senkrecht von oben sowie einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h.

6.3.1 Versuche auf der Straße

Mit jeweils vier Pkws wurden im Straßenverkehr mehrere synchrone Messungen in Ingolstadt durchgeführt. Der Rundkurs von 12,7 km wurde dreimal absolviert und führte durch Vororte. Die Randbedingungen waren: Bewölkung 1/8, Sonne max. 780 W/m², Außenlufttemperatur 27 °C.

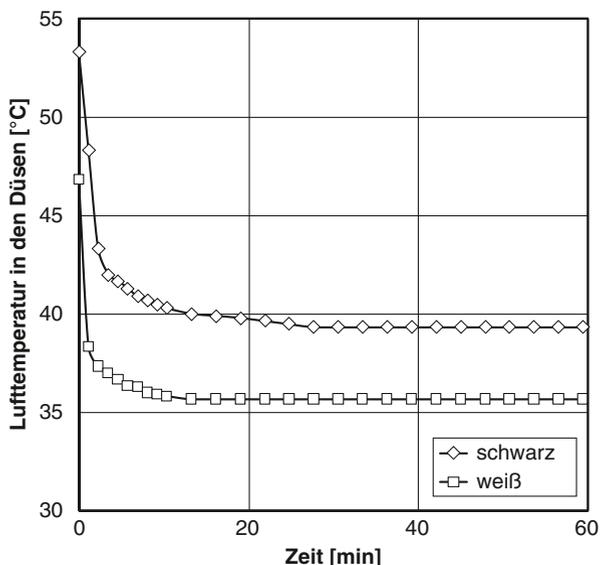
Bei maximaler Gebläsestufe wurde im Durchschnitt eine Sommerluftaufheizung von 5 K gemessen. Bei Ampelstopps waren es bis 7 K.

6.3.2 Versuche im Klimawindkanal

Im Klimawindkanal wurden Versuche mit einem weißen und einem schwarzen Pkw bei einer Außenlufttemperatur von 30 °C, einer Sonneneinstrahlung von 1.000 W/m² und einer Windgeschwindigkeit von 10 km/h durchgeführt.

Zunächst wurden die Fahrzeuge in der Sonne eine Stunde lang aufgeheizt. Danach wurde mit einem maximalen Luftmassenstrom von 9 kg/min im Außenluftbe-

Abb. 6.16 Instationäre Abkühlung der Luft in den Düsen. Vergleich eines schwarzen und weißen Pkws der B-Klasse: **ohne** Motorwärme. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonneneinstrahlung 1.000 W/m², Luftmassenstrom 9 kg/min, Wind 10 km/h



trieb ohne und mit Motorbetrieb abgekühlt. Dabei war die Kälteanlage ausgeschaltet. Die Ergebnisse zeigen die Abb. 6.16 und 6.17.

Ohne Motorbetrieb wird die Sommerluftaufheizung stetig kleiner, bis Beharrung erreicht ist. Die stationären Aufheizungen betragen beim weißen Pkw 6 K und beim schwarzen 10 K.

Abb. 6.17 Instationäre Abkühlung der Luft in den Düsen. Vergleich eines schwarzen und weißen Pkw der B-Klasse: **mit** Motorwärme. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonneneinstrahlung 1.000 W/m², Luftmassenstrom 9 kg/min, Wind 10 km/h, Motordrehzahl 2.000 min⁻¹

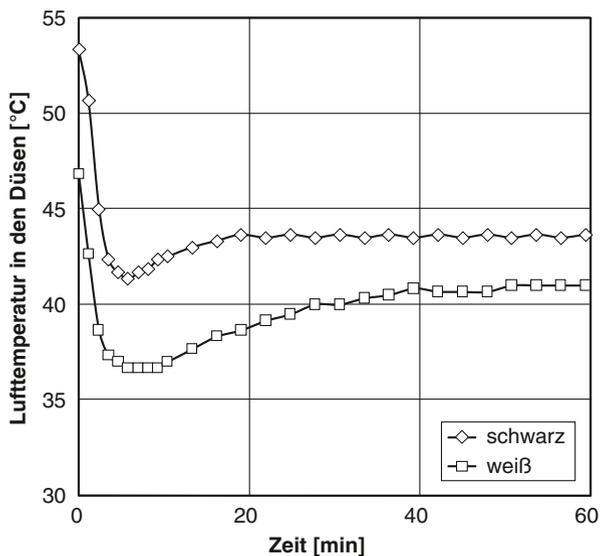
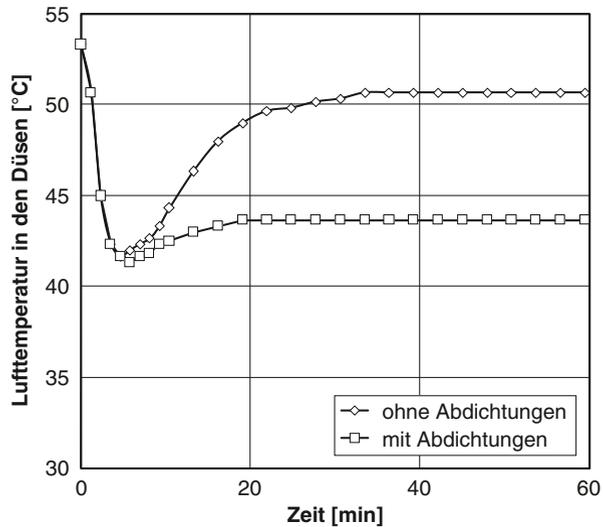


Abb. 6.18 Instationäre Abkühlung der Luft in den Düsen. Einfluss der Abdichtungen im Radhaus und der Kotflügelbank eines schwarzen Pkw der B-Klasse: mit Motorwärme. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonneneinstrahlung 1.000 W/m², Luftmassenstrom 9 kg/min, Wind 10 km/h



Mit Motorbetrieb wird die Sommerluftaufheizung anfangs stetig kleiner und steigt dann wegen der Motorwärme deutlich an, bis schließlich Beharrung erreicht ist. Die stationären Aufheizungen betragen beim weißen Pkw 11 K und beim schwarzen 14 K.

Der Einfluss der Motorwärme ist etwa 3 bis 4 K. Verbesserungen können mit einer hochwertigen Wärmedämmung der Motorhaube und des Wasserkastens erreicht werden. Die Temperaturen sind beim weißen Pkw wiederum um 3 K niedriger als beim schwarzen.

Abbildung 6.18 zeigt die instationäre Sommerluftaufheizung mit absichtlich entfernten Dichtungen, die serienmäßig zwischen dem Motorraum und den Radhäusern sowie den Kotflügelbänken angeordnet sind. In das Belüftungssystem konnte deshalb heiße Luft aus dem Motorraum angesaugt werden. Das Ergebnis ist eine Sommerluftaufheizung von 21 K. Das entspricht einem Wärmestrom von 3,6 kW!

6.3.3 Sonderversuche

Reflektierende Oberfläche der Motorhaube Die Motorhaube der breiten Luftansaugung wurde mit einer hochreflektierenden Aluminiumfolie abgedeckt. Die Versuche wurden wie oben beschrieben durchgeführt. Ergebnis: Die Sommerluftaufheizung beträgt ohne Motorwärme etwa 3 K. Eine solch modifizierte Motorhaube ist für den Straßenverkehr jedoch wegen der Gefahr von Blendungen untauglich.

Bergfahrt Bei einer Bergfahrt mit 30 km/h und einer Steigung von 20 % (2. Gang) erhöhte sich die Aufheizung um 4 K gegenüber der Fahrt in der Ebene. Eine hocheffiziente Wärmedämmung der Motorhaube und des Wasserkastens kann den Einfluss der Motorwärme deutlich reduzieren.

6.3.4 Analysen

Temming²² (2003) schreibt hierzu: „Der erst genannte Anteil²³, der rechnerisch bisher nur zum Teil zugänglich ist, wird u. a. von der Strahlungsintensität, von der Fahrgeschwindigkeit, von konstruktiven Gegebenheiten (Abmessungen und Lage der Lufteintrittsstelle vor der Frontscheibe), von der elektrischen Leistung des Lüfterantriebs sowie den Materialeigenschaften (z. B. Lackfarbe auf der Motorhaube) bestimmt“. Tatsächlich ist die Sommerluftaufheizung rechnerisch bisher nur zum Teil zugänglich. Nachstehend werden einige Zusammenhänge aufgeführt, die Tendenzen erkennen lassen.

Die Außenluft erwärmt sich bereits an der Oberfläche der Fahrbahn. Häufig können Schlieren der erwärmten Luft beobachtet werden. Anschließend heizt sich die Luft an der Oberfläche der Motorhaube auf. Der Betrag dieser Aufheizung hängt von folgenden Parametern ab: absorbierte Sonneneinstrahlung, Strahlungstemperatur der Umgebung, anteilige Fläche der Motorhaube, Beschaffenheit des Lacks, Motorwärme, Isolation der Motorhaube, Fahrgeschwindigkeit und konstruktive Lage des Lufteintritts für das Belüftungssystem.

Wird die Luft über den Wasserkasten in das Belüftungssystem geleitet, heizt sich diese an den heißen Wänden weiter auf. Falls Undichtheiten zwischen dem Motorraum und dem Wasserkasten vorhanden sind, wird heiße Leckluft dem Belüftungsstrom zugemischt.

Weiterhin wird Wärme im Klimagerät übertragen. Die Luft wird vom Gebläsemotor um etwa 1 K erwärmt. Schließlich kann der Heizungswärmeübertrager bei luftgesteuerten Heizgeräten die Luft um weitere 2 bis 3 K durch Strahlung und/oder Leckluft (undichte Klappen) erwärmen. Ein Wasserabsperrentil kann daher eine Verbesserung bewirken.

6.3.5 Aufheizung an der Motorhaube

6.3.5.1 Oberflächentemperatur

Die Aufheizung der Oberfläche einer Motorhaube kann mit einer vereinfachten Wärmebilanz abgeschätzt werden, vgl. hierzu Abb. 6.19.

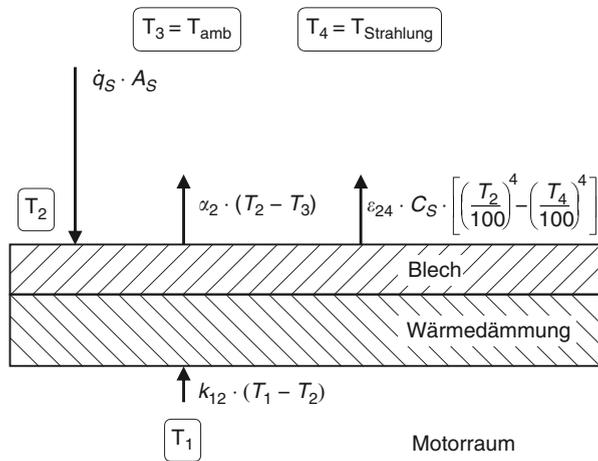
Die Motorhaube wird als eine ebene Platte aufgefasst, die Temperatur- und Strömungsfelder werden vernachlässigt. Die Wärmebilanz lautet:

$$\dot{q}_S \cdot A_S + k_{12} \cdot (T_1 - T_2) = \alpha_2 \cdot (T_2 - T_3) + \varepsilon_{24} \cdot C_S \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] \quad (6.21)$$

²² Temming (2003) Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit, Auswirkungen sommerlichen Klimas in Kfz auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer. FAT Bericht, Frankfurt, S. 95.

²³ Dies ist die Sommerluftaufheizung. Der zweite Teil ist die Aufheizung im Fahrgastraum.

Abb. 6.19 Wärmebilanz an einer Motorhaube, schematische Darstellung



$$k_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_M} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}$$

Dabei bedeuten:

- \dot{q}_S Sonnenstrahlung [W/m²]
- A_s Absorptionsvermögen [-]
- α Wärmeübergangskoeffizient [W/(m² · K)] (freie und erzwungene Konvektion)
- α_M Wärmeübergangskoeffizient, Motorraum [W/(m² · K)]
- δ Dicke (Blech, Wärmedämmung) [m]
- λ Wärmeleitfähigkeit (Blech, Isolation) [W/m]
- T_1 Lufttemperatur im Motorraum [K]
- T_2 Oberflächentemperatur der Motorhaube [K]
- T_3 Außenlufttemperatur [K]
- T_4 Strahlungstemperatur der Umgebung [K]
- ϵ Emissionsvermögen [-]
- C_s Strahlungskonstante des schwarzen Körpers = 5,775 [W/(m² · K)]

T ist die absolute Temperatur $T = 273,15 + \vartheta$.

Absorptionsvermögen²⁴ des Lacks in der Sonne:

Weiß 0,12 bis 0,26

Schwarz 0,97 bis 0,99

Wärmeübergangskoeffizient²⁵

$$\alpha \approx \sqrt[3]{\alpha_{freie\ Konv.}^3 + \alpha_{erzwungene\ Konv.}^3} \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

²⁴ Zahlenwerte nach Michejew (1961), S. 347.

²⁵ Nach Recknagel et al. (1985), S. 115, 119.

$$\alpha_{\text{freie Konv.}} \approx 1,73 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{für eine horizontale Platte}$$

$$\alpha_{\text{Erzw. Konv.}} \approx 6,2 + 4,2 \cdot w \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{für } w < 5 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{\text{Erzw. Konv.}} \approx 7,15 \cdot w^{0,78} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \text{für } w > 5 \text{ m/s}$$

In erster Näherung können für das Emissionsvermögen $\varepsilon = 0,92$ und für die Strahlungstemperatur der Umgebung die Außenlufttemperatur angesetzt werden. Für Versuche mit einer Sonnensimulation in einem Klimawindkanal müssen diese Werte jedoch gesondert ermittelt werden. Das Emissionsvermögen ist meistens niedriger und die Strahlungstemperatur der Umgebung deutlich höher.

Mit obigen Zusammenhängen kann die Temperatur der Motorhaube einfach abgeschätzt werden. Schwieriger wird es jedoch, von dieser auf die Sommerluftaufheizung zu schließen.

6.3.5.2 Aufheizung des Belüftungsstroms an der Motorhaube

Von der Motorhaube wird folgender Wärmestrom an das Belüftungssystem abgegeben:

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot \Delta T_{23} \cdot A \cdot f(w) = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta T_L \quad (6.22)$$

Dabei bedeuten:

α_2	Wärmeübergangskoeffizient der Motorhaube, oben $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$
ΔT_{23}	Aufheizung der Motorhaube, oben $[\text{K}]$
A	wirksame wärmeübertragende Fläche $[\text{m}^2]$
$f(w)$	Funktion $[-]$
w	Geschwindigkeit $[\text{km}/\text{h}]$
\dot{m}_L	Belüftungsstrom $[\text{kg}/\text{s}]$
c_p	spezifische Wärmekapazität der Luft $[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$
ΔT_L	Anteil der Sommerluftaufheizung $[\text{K}]$

Also ist der Anteil der Motorhaube zur Sommerluftaufheizung

$$\Delta T_L = \frac{\alpha_2 \cdot \Delta T_{23} \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_p} \cdot f(w). \quad (6.23)$$

Die Funktion $f(w)$ kann experimentell oder mit aufwändigen Berechnungen, aber auch mit folgender Annahme grob abgeschätzt werden:

$$f(w) \approx \frac{10}{w} \quad [-] \quad \text{für } w > 10 \text{ km/h} \quad (6.24)$$

Mit einer schmalen Luftansaugung ist die wirksame wärmeübertragende Fläche deutlich kleiner als bei einer breiten (ca. 20 %, vgl. auch Abb. 6.15). Entsprechend ist der Anteil der Motorhaube zur Sommerluftaufheizung kleiner.

6.3.6 Beispiele

1. Beispiel: Schall- und Wärmedämmung der Motorhaube

Gesucht sind die Anteile der Sommerluftaufheizung auf der Motorhaube in Abhängigkeit von der absorbierten Sonneneinstrahlung für folgende Fälle:

1. adiabate Motorhaube,
2. ohne Wärmedämmung,
3. mit Wärmedämmung.

Wie groß ist der Unterschied zwischen einer weißen ($A_s = 0,2$) und schwarzen ($A_s = 0,97$) Lackierung?

Gegeben sind: Außenlufttemperatur 30 °C (303,15 K), Emissionsvermögen 0,92, Strahlungstemperatur der Umgebung 303,15 K, Sonneneinstrahlung 1.000 W/m², Lufttemperatur im Motorraum 80 °C, Fahrgeschwindigkeit 10 km/h.

Die Motorhaube ist wie folgt aufgebaut:

Dicke des Blechs 1 mm mit einer Wärmeleitfähigkeit von 52 W/(m · K)

Dicke der Wärmedämmung 10 mm mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,035 W/(m · K)

Wärmeaustauschende Oberfläche 1 m² (breite Luftansaugung)

Lösung: Die Zahlenwerte für die Temperaturen der Motorhaube werden iterativ, z. B. mit der Solver-Funktion unter MS-Excel, mit Gl. (6.21) erhalten. Mit Gl. (6.23) werden die anteiligen Werte für die Sommerluftaufheizung ermittelt. Die Ergebnisse sind in Abb. 6.20 eingetragen.

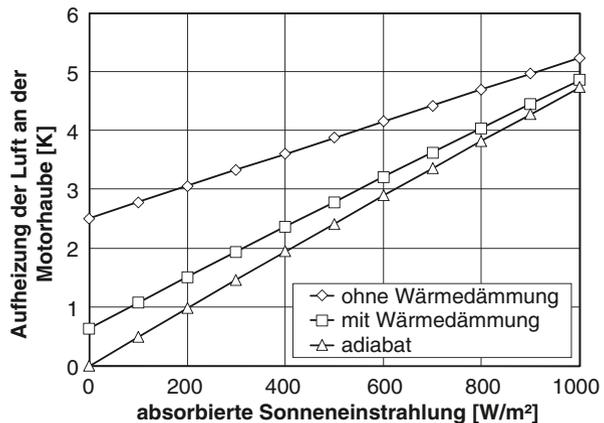
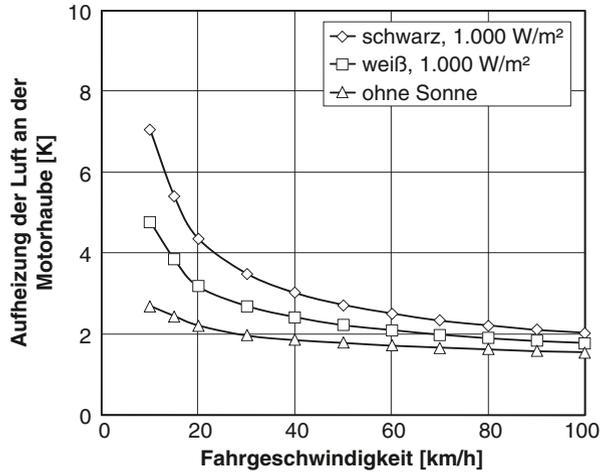


Abb. 6.20 Anteil der Sommerluftaufheizung auf der Motorhaube in Abhängigkeit von der absorbierten Sonneneinstrahlung bei 10 km/h. Ohne Wärmedämmung, mit Wärmedämmung, adiabate Motorhaube. Die Strahlungstemperatur der Umgebung entspricht der Außenlufttemperatur

Abb. 6.21 Anteile der Sommerluftaufheizung auf der Motorhaube in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für einen weißen und einen schwarzen Pkw mit Motorwärme bei einer Sonneneinstrahlung von 0 und 1.000 W/m². Ohne Wärmedämmung



Der Unterschied der Sommerluftaufheizung bei weißer und schwarzer Lackierung auf der Motorhaube beträgt 3 bis 4 K (abgelesen werden die Aufheizungen für „weiß“ bei 200 W/m² und für „schwarz“ bei 970 W/m²).

2. Beispiel: Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Die Außenlufttemperatur soll wiederum 30 °C (303,15 K) betragen, das Emissionsvermögen einer Sonnensimulation²⁶ ist 0,5 und die Temperatur der großflächigen Reflektoren²⁷ beträgt 400 K.

Gesucht sind die Anteile der Motorhaube auf die Sommerluftaufheizung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für einen weißen und einen schwarzen Pkw mit Motorwärme. Weiterhin sollen die Anteile ohne Sonneneinstrahlung mit Motorwärme ermittelt werden. Die Motorhaube hat keine Wärmedämmung.

Die Ergebnisse sind in Abb. 6.21 eingetragen.

6.4 Vergleich eines weißen und schwarzen Pkws ohne Kälteanlage im Klimawindkanal

In einem Klimawindkanal wurden Prinzipversuche an einem weißen Pkw mit einer weißen Innenausstattung inklusive der Schalttafel, Hutablage, Seitenverkleidung und Himmel sowie an einen vollständig schwarz gehaltenen Pkw durchgeführt. Die Außenlufttemperatur betrug 30 °C, die Windgeschwindigkeit 10 km/h und die Strahlungsin-

²⁶ Emissionsvermögen und Strahlungstemperatur einer Sonnenlichtsimulation können erheblich voneinander abweichen. Dies hängt u. a. von der konstruktiven Ausführung und der Betriebsart ab. Das gesamte Emissionsvermögen zwischen Sonnensimulation und Motorhaube lautet bei paralleler Anordnung:

$$\epsilon \approx \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{\text{Sonnensim.}}} + \frac{1}{\epsilon_{\text{Motorh.}}} - 1}$$

²⁷ Bauart: s. Abb. 11.1.

intensität der Sonnensimulation 1.000 W/m² (Strahlung senkrecht von oben). Es wurden die stationären Luft- und Bauteiltemperaturen im Fahrgastraum des geparkten Pkws und die Abkühlphase mit einem maximalen Luftmassenstrom von 9 kg/min gemessen.

Das vollständig in weiß gehaltene Fahrzeug hat thermodynamisch deutliche Vorteile gegenüber der schwarzen Ausführung.²⁸ Im geparkten Zustand sind z. B. die Lufttemperatur in Kopfhöhe²⁹ um 8 K und die Oberflächentemperatur der Schalttafel um 27 K niedriger. Die weiße Ausführung kühlt sich schneller ab und die stationären Luft- und Bauteiltemperaturen sind ebenfalls niedriger (Lufttemperatur in Kopfhöhe 3–4 K, Oberflächentemperatur der Schalttafel 25 K). Bis zur Entlüftung wird insbesondere von den schwarzen Bauteilen (Hutablage, Kofferraum) absorbierte Wärme an der Luftmassenstrom abgegeben. Die Temperaturdifferenz beträgt ca. 8 K. Einzelheiten sind in den nachstehenden Kapiteln zusammengestellt.

6.4.1 Aufheizung der geparkten Pkws

Die Bauteile im Bereich der Front- und Heckscheibe werden von der senkrechten Strahlung der Sonnensimulation nahezu voll beaufschlagt. Daher sind an den Oberflächen der Schalttafel und der Hutablage im Fahrgastraum die höchsten Temperaturen. Die niedrigste Lufttemperatur ist im Fußraum. Tabelle 6.9 zeigt eine Übersicht der gemessenen Temperaturen.

Tab. 6.9 Stationäre Bauteil- und Lufttemperaturen in einem geparkten schwarzen Pkw (inklusive schwarzer Innenausstattung) und einem weißen Pkw (inklusive weißer Innenausstattung) bei Sonneneinstrahlung. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonnenintensität 1.000 W/m²

Bezeichnung der Messstelle	Temperaturen bei einem weißen Pkw [°C]	Temperaturen bei einem schwarzen Pkw [°C]
Luft in Kopfhöhe	67	75
Luft im Fußraum	44	46
Schalttafel, Mitte	72	99
Schalttafel, Hutze	78	102
Himmel, Mitte	67	76
Hutablage, Mitte	73	100
Kofferraumdeckel, innen	64	86
Beifahrer-Sitz	62	74
Türlehne, vorn	61	73
Lenkrad	70	90
Schalthebel	62	72
Fondlehne, Mitte	78	95

²⁸ Die ständigen Spiegelungen der weißen Schalttafeloberseite in der Frontscheibe und der Hutablage im Rückspiegel waren bei den Versuchen außerordentlich störend.

²⁹ Messungen in der Natur ergaben im Monat Mai in Ingolstadt bei gleicher dunkler Innenausstattung (schwarze Schalttafel und Hutablage) eine Differenz der Lufttemperatur in Kopfhöhe von 4 K. Bewölkung 0/8, maximale direkte Sonnenstrahlung 780 W/m².

Tab. 6.10 Stationäre Lufttemperaturen eines schwarzen Pkws (inklusive schwarzer Innenausstattung) und eines weißen Pkws (inklusive weißer Innenausstattung) *mit Motorwärme* bei Sonneneinstrahlung. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonnenintensität 1.000 W/m²

Messstelle	Temperaturen bei einem weißen Pkw [°C]	Temperaturen bei einem schwarzen Pkw [°C]
Lufteintritt	41	44
Kopfhöhe	48	51
Abluft	51	59

6.4.2 Abkühlung

Die Versuche wurden bei max. Gebläsestufe mit und ohne Motorbetrieb durchgeführt. Nach einem Fahrbetrieb von 1 h sind die Temperaturen als nahezu stationär zu betrachten. Diese sind in den Tab. 6.10 und 6.11 zusammengestellt.

Die Differenzen zwischen „weiß“ und „schwarz“ betragen bei der Luftertrittstemperatur und der Temperatur in Kopfhöhe etwa 3 K. Der Einfluss der Motorwärme (Leerlauf mit 2.000 min⁻¹) beträgt etwa 5 K. Die Oberflächentemperatur der schwarzen Schalttafel beträgt 80 °C (zum Vergleich: weiße Schalttafel 55 °C) und strahlt Wärme an den Fahrer und Beifahrer ab.

Das instationäre Verhalten der Luftertrittstemperatur ist im Abschn. 6.3.2 „Versuche im Klimawindkanal“ beschrieben. Bei den Versuchen wurde kurz nach dem Einschalten des Gebläses eine plötzliche Erhöhung der Lufttemperatur in Kopfhöhe des Fondraums beobachtet. Während der ersten 10 min war es im Fondraum ca. 5° wärmer.

6.5 Messungen an einer Kälteanlage in einem Klimawindkanal im Außen- und im Umluftbetrieb

6.5.1 Instationäre Abkühlung im Umluftbetrieb

Untersucht wurden die instationären Lufttemperaturen bei der Abkühlung im Umluftbetrieb. Die Lufttemperatur der Umgebung betrug 40 °C bei einer r. F. von 30 % sowie die Sonnenstrahlung 1.000 W/m² senkrecht von oben. Am Bediengerät wurde

Tab. 6.11 Stationäre Lufttemperaturen eines schwarzen Pkws (inklusive schwarzer Innenausstattung) und eines weißen Pkw (inklusive weißer Innenausstattung) *ohne Motorwärme* bei Sonneneinstrahlung. Außenlufttemperatur 30 °C, Sonnenintensität 1.000 W/m²

Messstelle	Temperaturen bei einem weißen Pkw [°C]	Temperaturen bei einem schwarzen Pkw [°C]
Lufteintritt	36	39
Kopfhöhe	43	46
Abluft	46	54

Tab. 6.12 Testvorkonditionierung und Fahrzyklus

1.	Testvorkonditionierung	60 min
2.	32 km/h (20 mph)	40 min
3.	Leerlauf	20 min
4.	96 km/h (60 mph)	15 min

„Auto Low“, also die maximale Leistung eingestellt. Die Testvorkonditionierung und der Fahrzyklus sind in Tab. 6.12 und die Ergebnisse in Abb. 6.22 zusammengestellt.

Auffällig ist die Erwärmung der Luft nach dem Verdampfer bis zu den Düsen von etwa 4 K. Ein Wasserabsperrventil und geeignete Wärmedämmungen der Luftkanäle können Abhilfe schaffen.

Die Anforderungen nach DIN 1946-3:2006 werden erfüllt. Die Soll- und Istwerte werden in Tab. 6.13 verglichen.

6.5.2 Stationäre Abkühlung im Außen- und Umluftbetrieb

Untersucht wurde die stationäre Lufttemperatur in Kopfhöhe im Außen- und Umluftbetrieb. Die Lufttemperatur der Umgebung betrug 40 °C bei einer r. F. von 30 % und die Sonnenstrahlung 1.000 W/m² senkrecht von oben.

Das Fahrzeug wurde in der Sonne aufgeheizt (geparkter Zustand) und anschließend bei 40 km/h betrieben. In weiteren Versuchen wurden die Scheiben mit reflektierender Aluminium-Folie abgedeckt. Die Ergebnisse sind in Tab. 6.14 zusammengestellt.

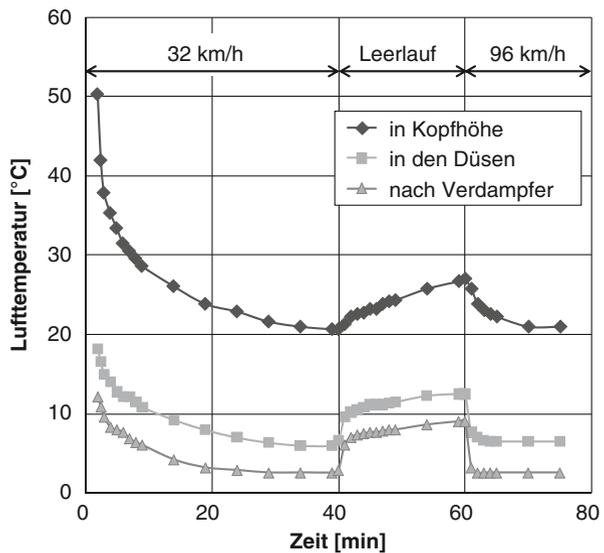


Abb. 6.22 Instationäre Abkühlung im Umluftbetrieb eines Pkws der B-Klasse (2008). Außenlufttemperatur 40 °C, r. F. 30 %, Sonnenstrahlung senkrecht von oben 1.000 W/m². Eingetragen sind die Lufttemperaturen in Kopfhöhe, in den Düsen und nach dem Verdampfer in Abhängigkeit von der Zeit

Tab. 6.13 Vergleich der Sollwerte nach DIN 1946-3:2006 mit den gemessenen Werten

	DIN 1946-3:2006, Lufttemperatur [°C]	Gemessene Lufttemperatur [°C]
32 km/h; 30 min in Kopfhöhe	25	22
Leerlauf; 10 min in den Düsen	16	12

Tab. 6.14 Vergleich der Lufttemperaturen in Kopfhöhe im Außen- und Umluftbetrieb in einem Klimawindkanal bei 40 °C Umgebungstemperatur, einer r. F. von 30 % und einer Sonneneinstrahlung von 1.000 W/m². Messungen (2001) an einem Pkw der C-Klasse (Kombi). Fahrgeschwindigkeit 40 km/h. In zusätzlichen Versuchen wurden die Scheiben mit reflektierender Aluminium-Folie abgedeckt

Betriebsart	Lufttemperatur in Kopfhöhe [°C]		
	Bei einem Serien-Pkw	Bei einem Serien-Pkw mit Alu-Folie auf den Scheiben	Bei einem Serien-Pkw, ohne Sonneneinstrahlung
Geparkter Zustand	72	52	40
Außenluftbetrieb	25	20	17
Umluftbetrieb	22	15	15

Hinweise: Mit der außen angebrachten Aluminium-Folie sind die Lufttemperaturen in Kopfhöhe deutlich niedriger. Die Sonneneinstrahlung auf das Dach des Pkws ist bei 40 km/h im Umluftbetrieb wegen der Umströmung und der guten Wärmedämmung vernachlässigbar.

6.6 Erforderliche stationäre Verdampferleistung

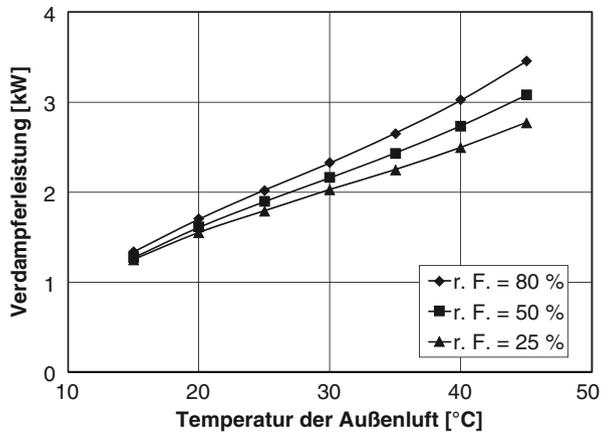
In DIN 1946-3:2006 werden für Pkws Anhaltswerte der maximal notwendigen Kühlleistungen (Verdampferleistung) mit 3 bis 7 kW angegeben.

In den Abb. 6.23 und 6.24 wird die Verdampferleistung eines Pkws der B-Klasse im Umluft- und Außenluftbetrieb in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur bei verschiedenen Luftfeuchten gezeigt. Die Sonnenintensität beträgt 900 W/m² und die Fahrgeschwindigkeit 50 km/h. Im Umluftbetrieb (Abb. 6.23) beschränkt sich die Außenluftfrate auf den Luftaustausch durch die Karosserie (ca. 0,5 kg/min). Im Außenluftbetrieb (Abb. 6.24) wird die Aufheizung der Luft an der Motorhaube und im Wasserkasten nicht berücksichtigt.

6.6.1 Umluftbetrieb

Die erforderliche Verdampferleistung kann wie folgt abgeschätzt werden. Zuerst werden die Wärme- und Wasserdampfquellen sowie Daten zur Pkw-Karosserie, wie der Wärmedurchgang und die geometrische Anordnung der Verglasung, zusammen-

Abb. 6.23 Verdampferleistung eines Pkws der B-Klasse im Umluftbetrieb in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur bei verschiedenen Luftfeuchten. Sonnenintensität 900 W/m², Fahrgeschwindigkeit 50 km/h. Die Außenluftfrate entspricht dem Luftaustausch durch die Karosserie



gestellt. Für die mittlere Innenraumlufthtemperatur werden die empfohlenen Werte nach DIN 1946-3:2006 herangezogen oder bei sommerlicher Wärmeeinstrahlung etwa 24 °C angenommen. Um die Verdampferleistung abzuschätzen, werden die sensiblen und latenten Wärmeströme (Enthalpieströme) getrennt betrachtet. Nur die sensible, also die spürbare Wärme, wird zum Kühlen des Fahrgastraums genutzt. Im Kondensat des Verdampfers ist die latente Wärme enthalten.

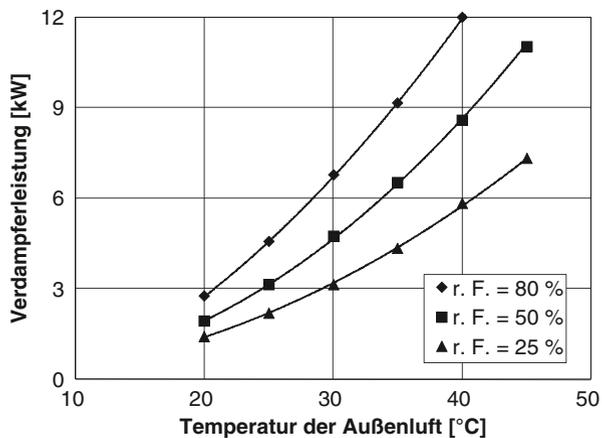
Die Verdampferleistung lautet:³⁰

$$\dot{H}_{Verd.} = \dot{H}_{Sensibel} + \dot{H}_{Latent} \tag{6.25}$$

mit

$$\dot{H}_{Sensibel} \approx \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{L,Verd.} = \dot{Q}_{Sonneneinstrahlung} + \dot{Q}_{Karosserie} + \dot{Q}_{Rest} \tag{6.26}$$

Abb. 6.24 Verdampferleistung eines Pkws der B-Klasse im Außenluftbetrieb in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur bei verschiedenen Luftfeuchten. Sonnenintensität 900 W/m², Fahrgeschwindigkeit 50 km/h. Die Aufheizung der Luft an der Motorhaube und im Wasserkasten ist hier nicht berücksichtigt



³⁰ Der Wasserdampfgehalt wird bei der sensiblen Wärme hier nicht berücksichtigt.

und

$$\dot{H}_{\text{Latent}} \approx r \cdot \dot{m}_{\text{Kondensat}} \quad (6.27)$$

Die Verdampfungswärme r beträgt ca. 2.500 kJ/kg. Im Restwärmestrom wird der Wärmeeintrag von den Fahrgästen, dem Gebläse etc. berücksichtigt.

Der erforderliche Luftmassenstrom ergibt sich aus einer physiologisch sinnvoll gewählten Lufttemperatur nach dem Verdampfer (etwa 5 bis 10 °C) nach Gl. (6.26).³¹

$$\dot{H}_{\text{Sensibel}} \approx \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{L,\text{Verd.}}$$

6.6.2 Außenluftbetrieb

Bei einer Wärmebilanz des Außenluftbetriebs muss der Abluftwärmestrom berücksichtigt werden. Dieser lässt sich jedoch nur mit aufwändigen Modellen berechnen. Die Ablufttemperatur kann durchaus höher sein als die Außenlufttemperatur.³² Der sensible Wärmestrom setzt sich zusammen aus:

$$\dot{H}_{\text{Sensibel}} \approx \dot{Q}_{\text{Sonneneinstrahlung}} + \dot{Q}_{\text{Karosserie}} + \dot{Q}_{\text{Rest}} + \dot{Q}_{\text{Abluft}} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{L,\text{Verd.}} \quad (6.28)$$

mit

$$\dot{Q}_{\text{Abluft}} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{amb}} - \vartheta_{\text{Abluft}}) \quad (6.29)$$

Für ein einfaches Modell wird angenommen, dass für gleiches thermisches Empfinden die Lufttemperatur nach dem Verdampfer und der Luftmassenstrom des Umluftbetriebs für den Außenluftbetrieb verwendet werden dürfen (kinematische Umkehr). Damit wird die Kenntnis des Abluftwärmestroms umgangen bzw. der Abluftwärmestrom in Gl. (6.28) Null gesetzt. Die Verdampferleistung und der Kondensatmassenstrom werden mit dem Mollier-h, x-Diagramm bzw. den dazugehörigen Gleichungen erhalten, indem die Zustände der Außenluft und der Luft nach dem Verdampfer berücksichtigt werden. Die Temperatur nach dem Verdampfer und der dazugehörige Luftmassenstrom werden mit Gl. (6.28) erhalten. Es wird eine r. F. von 100 % angenommen.

Im Außenluftbetrieb lässt sich die erforderliche Verdampferleistung (Enthalpiestrom) wie folgt bestimmen:

³¹ Die Lufttemperatur darf wegen einer möglichen Vereisung des Verdampfers 2 °C nicht unterschreiten.

³² Die von der Sonne aufgeheizte Hutablage überträgt Wärme an die aus dem Fahrgastraum abströmende Luft. Daher kann die Abluft wärmer sein als die Außenluft. Mit den Ansätzen für den Außenluftbetrieb einer Heizung lässt sich dies nicht beschreiben.

$$\dot{H}_{Verd} = (h_1 - h_2) \cdot \dot{m}_L \quad (6.30)$$

und der dazugehörige Kondensatmassenstrom

$$\dot{m}_{Kond} = (x_1 - x_2) \cdot \dot{m}_L \quad (6.31)$$

Der Index 1 kennzeichnet den Zustand der Außenluft und der Index 2 den Zustand der Luft nach dem Verdampfer.

Da sich die Außenluft an der Motorhaube und im Wasserkasten bis zum Eintritt in das Klimagerät aufheizt, muss noch diese sensible Wärme berücksichtigt werden.

6.6.3 Beispiele

In den folgenden Beispielen wird gezeigt, wie die erforderliche Verdampferleistung im Umluft- und Außenluftbetrieb abgeschätzt werden kann. Die mittlere Innenraumlufttemperatur soll jeweils 24 °C betragen. Dabei sind die Randbedingungen: Außenlufttemperatur 30 °C, r. F. 50 %, Sonneneinstrahlung in den Fahrgastraum 1,28 kW sowie Wärmedurchgang der Karosserie 60 W/K und Wärmeabgabe des Gebläses 150 W. Die Fahrgeschwindigkeit ist 32 km/h (20 mph), so dass der Eintrag von Wasserdampf durch die Karosserie in den Fahrgastraum vernachlässigbar ist. Es wird die trockene Wärmeabgabe von zwei Personen mit jeweils 75 W berücksichtigt und der Wärmestrom durch Wasserdampfabgabe von 40 W pro Person nach VDI 2078 sowie eine aus hygienischen Gründen erforderliche Außenluftfrate von 40 m³/h pro Person nach DIN 1946-2:1994–01.

6.6.3.1 Umluftbetrieb

Wie groß ist die erforderliche Verdampferleistung mit oben genannten Daten?

Lösung: Zuerst werden die einzelnen Wärmeströme ohne Berücksichtigung der Wasserdampfabgabe der Personen sowie der erforderlichen Außenluftfrate zusammengestellt und summiert, s. Tab. 6.15. Dabei beträgt der Wärmestrom durch die Karosserie näherungsweise:

$$\dot{Q}_{Karosserie} = k \cdot A \cdot (\vartheta_{amb} - \vartheta_I)$$

Die erforderliche Verdampferleistung beträgt mindestens 1,94 kW.

Tab. 6.15 Wärmeströme im Umluftbetrieb ohne Berücksichtigung der Wasserdampfabgabe der Personen sowie der erforderlichen Außenluftfrate

Bezeichnung des Wärmeeintrags	Wärmestrom, trocken [kW]
Sonneneinstrahlung	1,28
Wärmedurchgang der Karosserie	0,36
Gebläse	0,15
2 Personen	0,15
Summe	1,94

Tab. 6.16 Lufttemperatur nach dem Verdampfer und Luftmassenstrom bei einer Verdampferleistung von 1,94 kW

Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	Luftmassenstrom [kg/min]
3	5,51
4	5,79
5	6,09
6	6,43
7	6,81

Aus Gl. (6.26)

$$\dot{H}_{Sensibel} \approx \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta \vartheta_{L,Verd.}$$

wird bei vorgegebener Lufttemperatur nach dem Verdampfer der dazugehörige Luftmassenstrom erhalten. Dabei entspricht näherungsweise die Lufttemperatur vor dem Verdampfer der mittleren Innenraumlufttemperatur. Für verschiedene Lufttemperaturen nach dem Verdampfer sind dazugehörige Luftmassenströme in Tab. 6.16 zusammengestellt.

Nachstehend werden noch die Wärmeströme durch Wasserdampfabgabe der Personen und der Außenluft abgeschätzt.

Für die zwei Personen wird durch die Wasserdampfabgabe ein Wärmestrom von 80 W erhalten.

Der Enthalpiestrom der Außenluft beträgt:

$$\dot{H}_{Außenluft} \leq (h_{amb} - h_{int}) \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L \quad (6.32)$$

Gegeben sind der Volumenstrom der Außenluft (80 m³/h), die Dichte der Luft (1,15 kg/m³) und die spezifische Enthalpie der Außenluft ($h_{amb} = h_1 = 64,8$ kJ/kg nach Tabellen oder Berechnung, s. Abschn. 8.3.3 „Luftseitige Wärmebilanz, sensible und latente Wärme“. Unbekannt ist die spezifische Enthalpie der Luft im Fahrstromraum. Diese wird im Folgenden abgeschätzt.

Für eine angenommene gesättigte Luft von 5 °C nach dem Verdampfer ist die absolute Feuchte 5,47 g/kg. Wird diese Luft bei gleichem Wasserdampfgehalt auf 24 °C erwärmt, sind die r. F. = 30 % und die spezifische Enthalpie etwa 38,5 kJ/kg. Damit folgt ein Enthalpiestrom von

$$\dot{H} \leq (64,8 - 38,5) \cdot \frac{80}{3600} \cdot 1,15 \approx 0,67 \text{ [kW]}$$

Die gesamte Verdampferleistung (Kälteleistung) beträgt etwa 2,7 kW.

6.6.3.2 Außenluftbetrieb

Im Außenluftbetrieb lautet die erforderliche Verdampferleistung (Kälteleistung)

$$\dot{H}_{Verd} = (h_1 - h_2) \cdot \dot{m}_L \quad (6.33)$$

und der dazugehörige Kondensatmassenstrom

$$\dot{m}_{Kond} = (x_1 - x_2) \cdot \dot{m}_L. \quad (6.34)$$

Der Index 1 kennzeichnet den Zustand der Außenluft und der Index 2 den Zustand der Luft nach dem Verdampfer.

Aus Tab. 6.16 wird das Wertepaar „Lufttemperatur nach Verdampfer 5 °C, Luftmassenstrom 6,09 kg/min“ gewählt. Die spezifischen Enthalpien h und der absolute Wassergehalt x werden Tabellen entnommen oder berechnet. Diese lauten:

$$\begin{aligned} 30 \text{ °C}/50 \% \quad h_1 &= 64,8 \text{ [kJ/kg]} & x_1 &= 13,5 \text{ [g}_W\text{/kg}_{tr,L}] \\ 5 \text{ °C}/100 \% \quad h_2 &= 18,8 \text{ [kJ/kg]} & x_2 &= 5,47 \text{ [g}_W\text{/kg}_{tr,L}] \end{aligned}$$

Die Verdampferleistung beträgt zwischen den Zuständen 1 und 2

$$\dot{H}_{Verd} = (64,8 - 18,8) \cdot \frac{6,09}{60} \approx 4,67 \text{ [kW]}$$

und der dazugehörige Kondensatmassenstrom ist

$$\dot{m}_{Kond} = \frac{(13,5 - 5,47)}{1000} \cdot 6,09 \cdot 60 \approx 2,93 \text{ [kg/h]}.$$

Unter Berücksichtigung der Aufheizung an der Motorhaube und im Wasserkasten von etwa 10 K wird ein zusätzlicher Wärmestrom von

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_L = \frac{6,09}{60} \cdot 1,006 \cdot 10 = 1,02 \text{ [kW]}$$

erhalten. Die gesamte erforderliche Verdampferleistung beträgt in diesem Beispiel also etwa 5,7 kW.

6.7 Standbelüftung mit Solartechnik

Die Temperaturen im Fahrgastraum eines in der Sonne geparkten Pkws lassen sich mit Hilfe von Fotovoltaik-Modulen deutlich verringern.³³ Dabei werden nicht nur die Luft- und Bauteiltemperaturen abgesenkt, sondern es werden Luftinhaltsstoffe, die aus Bauteilen bei Sonneneinstrahlung emittieren und als unangenehm empfunden werden, deutlich reduziert.

Mit einem so genannten Solardach (Schiebedach mit integrierten Solarzellen) wird bei Sonneneinstrahlung elektrischer Strom erzeugt und der Fahrgastraum über das Gebläse der Klimaanlage permanent belüftet.³⁴ Der Luftstrom beträgt etwa

³³ Siehe hierzu Chiou (1986), Großmann (1992, 2005) und Watzlawick et al. (1992).

³⁴ Alternativ werden auch mehrere kleine Lüfter, die im Solardach integriert sind, betrieben.

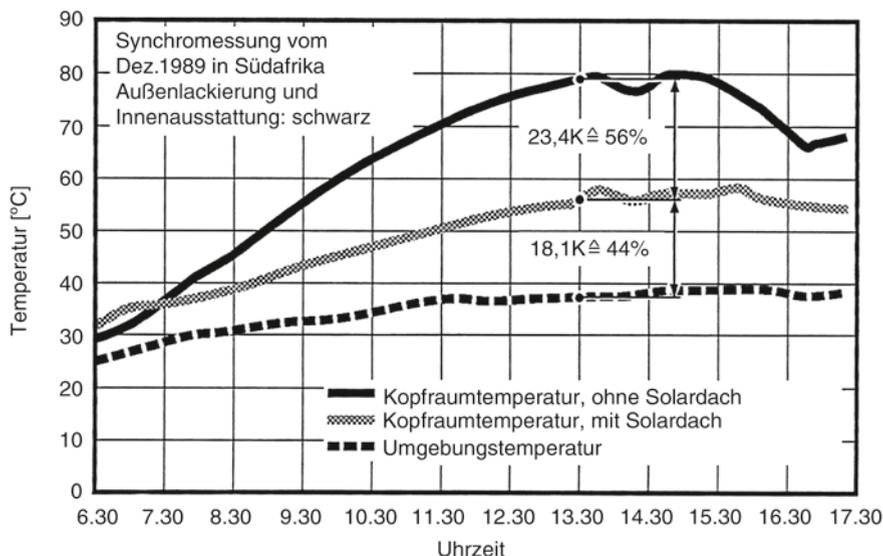


Abb. 6.25 Solarzellenbetriebene Standbelüftung. Synchronmessung der Lufttemperaturen in Kopfhöhe in Abhängigkeit vom Tagesgang. Audi Coupé (1989). (Nach: Großmann (1992))

2,5 kg/min bei max. Sonneneinstrahlung in Mitteleuropa. Abbildung 6.25 zeigt eine Synchronmessung an einem AUDI Coupé³⁵ in Südafrika im Dezember 1989. Die Fahrzeuge waren außen schwarz lackiert und die Innenausstattung war ebenfalls schwarz.

Mittags wird die Aufheizung um über 50 % reduziert. Die Senke im Temperaturverlauf um 14:00 Uhr ist auf Wolkenbildung zurückzuführen.

Die abgegebene elektrische Leistung eines Solardachs mit Fotovoltaik-Modulen ist

$$P_{el} = A_{Solar} \cdot \dot{q}_S \cdot \eta \cdot \sin(\gamma).$$

Dabei bedeuten:

A_{Solar}	Fläche der Solarzellen [m ²]
η	Wirkungsgrad [-]
γ	Sonnenhöhe (Elevation) [°]
\dot{q}_S	Sonnenintensität [W/m ²]

Beispiel: Elektrische Leistung eines Solardachs

Gesucht ist die elektrische Leistung eines Solardachs für den 21. Juni in Ingolstadt zur Mittagszeit (Sonnenhöhe 64,68°) bei einer Sonnenintensität von 800 W/m². Die Solarzellen haben eine Fläche von 0,28 m² und einen Wirkungsgrad von 12 %.

³⁵ Seit 1991 bietet die Audi AG, beginnend mit dem Audi Coupé, Solardächer mit Fotovoltaik-Modulen als Sonderausstattung an.

Lösung:

$$P_{el} = 0,28 \cdot 800 \cdot 0,12 \cdot \sin(64,68) = 24 \text{ [W]}$$

Hinweise: Die Versuche sollten im Freien mit der natürlichen Sonneneinstrahlung erfolgen. Werden diese in Klimawindkanälen mit einer ungeeigneten Sonnensimulation durchgeführt, kann die Standbelüftung mit Solartechnik nahezu wirkungslos sein. Die Solarzellen sind auf das Strahlungsspektrum der Sonne abgestimmt.

Fotovoltaik-Module werden am einfachsten mit einem Gleichstromwandler (DC/DC-Wandler) an das Gebläse angepasst. Heutige Gleichstromwandler haben Wirkungsgrade um 95 %.

6.8 Entstehung von Scheibenbeschlag im Sommer

Im Sommer können die Scheiben bei hohem Wassergehalt der Außenluft von außen beschlagen. Dies tritt auf, wenn die Klimaanlage die Scheiben soweit abkühlt, dass der Taupunkt an der Außenseite unterschritten wird. Bei hohen als auch niedrigen Fahrgeschwindigkeiten mit intensiver Sonneneinstrahlung gibt es praktisch keinen Beschlag von außen. Die Dicke der Scheibe oder eine Erhöhung der Lufttemperatur im Fahrgastraum um ca. 3 K haben wenig Einfluss auf die Beschlagbildung. Die Luftgeschwindigkeit an der Innenseite der Scheibe sollte klein gehalten werden.

In Einzelfällen wurde bei Passfahrten plötzlicher Beschlag an der Scheibeninnenseite beobachtet. Dies lag daran, dass mit zunehmender Höhe die Temperatur der Außenluft abnahm. Dadurch wurden die Scheiben abgekühlt und die Klimaanlage abgeschaltet. Die Außenluft nahm Wasserdampf vom gespeicherten Wasser des Verdampfers auf. Anschließend kondensierte ein Teil des Wasserdampfs an den Scheiben.

Weiterhin wurde in Einzelfällen plötzlicher Beschlag an der Scheibeninnenseite bei Außenlufttemperaturen um 20 °C nach einer Autobahnfahrt beobachtet. Dieser Effekt ist ebenfalls auf das gespeicherte Wasser im Verdampfer zurückzuführen. Bei der anschließenden langsamen Fahrt heizte sich die Außenluft im heißen Wasserkasten auf und nahm Wasserdampf vom Verdampfer auf. An den relativ kühlen Scheiben konnte daher Feuchtigkeit auskondensieren.

Literatur

- Broda W (2007) Astronomischer Berechnungs-Cocktail. Oculum-Verlag, Erlangen
Chiou JP (1986) Application of Solar-Powered Ventilator in Automobiles. SAE-Paper 860585, Warrendale, Pa.: SAE
CIE (1989) Solar Spectral Irradance (Solare spektrale Bestrahlungsstärke)
DIN 1946-2 (1994) Raumlufttechnik – Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI Lüftungsregeln)

- DIN 1946-3 (2006) Klimatisierung von Pkw und Lkw. Beuth Verlag, Berlin
- Großmann H (1992) Solarzellenbetriebene Standbelüftung für Pkw. Entwicklungs- und Markterfahrungen. In: Reichelt J (Hrsg). Karlsruhe: C. F. Müller Verlag, S. 37–49
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden
- ISO 9488 (1999) Solar Energy – Vocabulary
- Keller HU (2008) Kosmos Himmels Jahr 2009. Frank-Kosmos-Verlag, Stuttgart
- Kettner D, Okura E (1991) The Development of a Calculation Model to Estimate the Heat Flow by Heat Transfer and Sun Radiation into Passenger Cars. SAE Technical Paper Series 911932, Warrendale USA
- Michejew MA (1964) Grundlagen der Wärmeübertragung. 3. Aufl. VEB Verlag Technik, Berlin
- Recknagel H, Hönnmann W, Sprenger E (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien, S. 119
- Recknagel H, Sprenger E, Schramek ER (2009) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 74. Aufl. In: Schramek ER (Hrsg). Oldenbourg Industrieverlag, München
- Temming J (2003) Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit; Auswirkungen sommerlichen Klimas auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer. FAT Schriftenreihe Nr. 177, Frankfurt am Main
- Watzlawick R, Danzl M, Weißbrich A, Ganz T (1992) Umweltfreundliches Klimamanagement von Webasto. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 94, Heft 10
- VDI 2078 (1990) Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume
- VDI 3789, Blatt 3 (2001) Umweltmeteorologie, Wechselwirkungen zwischen Atmosphäre und Oberflächen. Berechnung der spektralen Bestrahlungsstärken im solaren Wellenlängenbereich

Kapitel 7

Stofftransport

7.1 Wasserabscheidung

Wasser darf auf keinen Fall in den Fahrgastraum gelangen. Eindringendes Wasser führt sehr schnell zu Scheibenbeschlag, dringt in die Materialien der Innenausstattung ein und fördert so Geruchsbelästigungen mit den Stoffwechselprodukten der Mikroorganismen.

7.1.1 Lufteintrittssystem und Wasserkasten

Die Außenluft strömt vorzugsweise vor der Windschutzscheibe durch ein grobmaschiges Sieb in den so genannten Wasserkasten zum Belüftungssystem. Im Sieb werden Laub, Insekten, Schnee etc. weitgehend abgehalten. Im Wasserkasten hingegen muss das Regenwasser von unterschiedlicher Intensität und Verteilung der Tropfen sicher abgeschieden werden. Die konstruktive Gestaltung des Systems bedarf begleitender Versuche, so dass einerseits eine vollständige Wasserabscheidung sichergestellt ist und andererseits der luftseitige Druckabfall ein Minimum erreicht. Empfohlene Versuchsbedingungen sind im Kapitel „Beregnungsanlage mit schwenkbarer Hebebühne“ beschrieben.

Damit das Wasser auch bei Steigungen bis 30 % abfließen kann, sind die Abflussöffnungen entsprechend zu positionieren. Sie müssen jeweils mit einem Rückschlagventil versehen sein, damit keine kontaminierte Luft aus dem Motorraum angesaugt werden kann. Weiterhin ist darauf zu achten, dass der Wasserablauf nicht verstopfen oder im Winter einfrieren kann.

Es sind Fälle bekannt geworden, in denen sich im Wasserkasten ein Eisklotz gebildet hat. Dies betraf Pkws, die über einen langen Zeitraum im Freien bei winterlichen Bedingungen geparkt wurden. Dieser unangenehme Effekt lässt sich wie folgt beschreiben. Wenn Schnee auf der Motorhaube unter der Wirkung der Sonneneinstrahlung schmilzt, gelangt das entstehende Wasser in den Wasserkasten und tropft über den Wasserablauf auf sehr kalte, nahe gelegene metallische Bauteile im

Motorraum und gefriert sofort. Nun kann sich ein Stalagmit¹ aus Eis bilden, der bis zum Wasseraustritt wächst und diesen schließlich verschließt. Wasser kann dann also nicht mehr abfließen und gefriert vollständig im Wasserkasten. Damit kann das gesamte Belüftungssystem außer Funktion gesetzt werden. Wird ein Pkw in solch einem Zustand in einer Waschstraße gereinigt, kann ein Wassereinbruch in den Fahrgastraum nicht ausgeschlossen werden.

7.1.2 Verdampfer

Beim Abkühlen feuchter Luft entsteht Kondensat. Etwa 1 bis 5 kg/h Wasser müssen im Klimagerät abgeschieden und nach außen abgeführt werden. Dies geschieht mit einem Wasserablaufschlauch, der am Austritt wiederum mit einem Rückschlagventil versehen sein muss, damit keine kontaminierte Luft aus dem Motorraum angesaugt werden kann. Im Fahrgastraum kann sich ein relativer Unterdruck zum Motorraum einstellen. Dies ist z. B. im Umluftbetrieb und insbesondere bei gleichzeitig geöffnetem Schiebe-Ausstelldach (SAD) oder geöffneten Seitenscheiben der Fall. Weiterhin muss ein genügend großes Gefälle für das Wasser im Schlauch sichergestellt werden.

Beispiel Gefälle eines Wasserablaufschlauchs

Wie groß muss das Gefälle des Wasserablaufschlauchs mindestens sein, damit im Umluftbetrieb und geöffnetem SAD bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 160 km/h das Kondensat sicher abfließen kann? Die dimensionslose Druckdifferenz² zwischen dem Motorraum und dem Klimagerät soll 0,5 und die Luftdichte 1,15 kg/m³ betragen, s. auch Abschn. 3.5.2 „Dimensionslose Darstellung“ und Abschn. 3.5.6 Beispiel 2.

Lösung: Die Druckdifferenz beträgt am Schlauch bei 160 km/h

$$\Delta p = \Delta c_p \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = 0,5 \cdot \frac{1,15}{2} \cdot \left(\frac{160}{3,6}\right)^2 \approx 568 \text{ [Pa]}.$$

Diese Druckdifferenz entspricht wegen

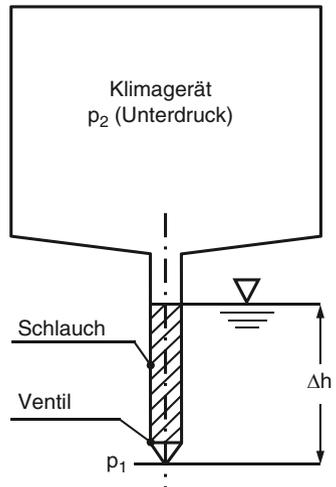
$$\Delta p = \rho_{\text{Wasser}} \cdot g \cdot \Delta h$$

einer Wassersäule Δh von 58 mm Höhe. Der Differenzdruck der Luft ist jetzt mit der Wassersäule im Gleichgewicht, s. Abb. 7.1. Die zusammenhängende Wassersäule im Schlauch muss also größer sein als dieser Zahlenwert, damit das Kondensat

¹ Das Eis (der Tropfstein) wächst von unten nach oben.

²
$$\Delta c_p = \frac{p_1 - p_2}{\frac{\rho}{2} \cdot w^2}.$$

Abb. 7.1 Wasserhöhe in einem Wasserablaufschlauch in Abhängigkeit von der anliegenden Druckdifferenz



abfließen kann. Hinzu kommt noch die erforderliche Wassersäule zum Öffnen des Ventils.

7.1.3 Speicherung von Wasser im Verdampfer

In einem Verdampfer wird Kondensat erzeugt und während des Betriebs abgeschieden. Allerdings verbleibt eine Restmenge im Verdampfer auch bei ausgeschalteter Klimaanlage. Dies kann zu Scheibenbeschlag und Geruchsbelästigungen führen.

Über die „Wasserspeicherung in einem Klimagerät“ berichtet Böttcher³ (2006). Die Hauptthemen sind Grundlagen, Möglichkeiten der Reduzierung von gespeichertem Wasser und Testverfahren. Die gespeicherte Wassermenge ermittelte Böttcher durch Trocknung des Verdampfers und Integration (Summation) der Differenz des Wassergehalts der Luft nach und vor dem Verdampfer in Abhängigkeit von der Zeit.

$$m_{W, \text{Trocknung}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta x_i \cdot \dot{m}_{L, tr, i} \cdot \Delta t_i$$

Dabei bedeuten:

m_W Wassermenge [kg]

Δx Differenz des Wassergehalts der Luft nach und vor dem Verdampfer [$\text{kg}_W/\text{kg}_{u.L.}$]

³ Böttcher C (2006) Wasserspeicherung in einem Klimagerät. Dissertation, Braunschweig.

Böttcher C (2007) Wasserspeicherung in einem Klimagerät – Grundlagen, Möglichkeiten der Reduzierung, Testverfahren. VDM Verlag Dr. Müller.

Δt Zeitintervall [s]
 \dot{m}_L trockener Luftmassenstrom [kg/s]

Mit diesem Verfahren kann auf einfache Weise auch die gespeicherte Wassermenge eines Klimageräts, das sich in einem Pkw befindet, ermittelt werden. Dabei sind am Pkw keine Montagearbeiten erforderlich. Nach Böttcher werden in heutigen Klimageräten etwa 300 mL gespeichert und eine Reduktion auf etwa 50 mL ist durchaus möglich. Die Fa. Obrist hat einen lamellenlosen Verdampfer, mit dem Ziel weniger als 5 mL zu speichern, entwickelt.⁴

7.1.4 Kondensation an Bauteilen

Wird der Taupunkt an der Oberfläche eines Bauteils erreicht oder unterschritten, kommt es zur Kondensation von Wasser. Dieser Effekt wurde insbesondere am Luftkanal, der sich unter der Schalttafel befindet und die Luft zu den Personenanströmern führt, beobachtet. Dabei sammelten sich die einzelnen Tropfen an der Unterseite des Kanals. Das Ergebnis waren z. B. nasse Handschuhkästen mit den darin untergebrachten Betriebsanleitungen etc. Die Betriebsbedingungen waren: Umluft, geöffnetes SAD, sommerliches Klima mit hoher Luftfeuchte. Eine einfache und sehr wirkungsvolle Abhilfe ist ein Strumpf aus Baumwolle, der die Luftführung umschließt. Mit dieser Maßnahme wird der Luftkanal wärmegeämmt und evtl. entstehendes Kondensat (Wasser) kann nicht mehr abtropfen. Weiterhin werden damit Geräusche (Jargon: „Knister-Knaster“), die durch Berührung mit anderen Bauteilen entstehen können, vermieden.

7.2 Filterung

Filter sind vor dem Verdampfer einer Klimaanlage für den Außen- und Umluftbetrieb⁵ erforderlich, um Luftinhaltsstoffe z. B. Staub, Pollen, Insekten, Haare etc. abzuscheiden. Dies wird auch in der Richtlinie VDI 6032 (2004) gefordert. Heutige Filter gehören zur Klasse F7 und F8. Partikel, die größer als 10 Mikron sind, werden zu 100 % abgeschieden. Das verwendete Material ist wasserabstoßend (hydrophob), um ein Einfrieren im Winter und ein Wachstum von Mikroorganismen zu verhindern. An dieser Stelle sei erwähnt, dass Filter in einem trockenen Bereich des Lüftungssystems angeordnet werden müssen.

Die auf der Zuluftseite des Filters abgelagerten Stoffe begünstigen bei entsprechenden Randbedingungen, z. B. einer hohen relativen Feuchte (r. F. >55 %), das

⁴ Obrist F et al. (2005) Wärmeübertrager einer Fahrzeugklimaanlage. Offenlegungsschrift DE 102004011608A1 Deutsches Patent- und Markenamt.

⁵ Über Frischluft- und Umluftfiltration in Pkw berichtet Reinhardt (2010).

Wachstum von Schimmelpilzen. Auf der Abluftseite können Pilzsporen und Bakterien, aber auch Geruchsbelästigungen⁶ auftreten.

Senkpiel und Korthues (2006) untersuchten im Auftrag der FAT (Forschungsvereinigung der Automobilindustrie e. V. im VDA) Pkw-Innenraumfilter nach einer einjährigen und zweijährigen Nutzungsdauer.⁷ Die Filter wurden 42 Fahrzeugen entnommen, die in Mitteleuropa betrieben wurden. Der Zustand der Luft nach dem Filter war in allen Fällen gemäß der Richtlinie VDI 6032 (2004) hygienisch einwandfrei. Die Keimkonzentration war sogar niedriger als in Büroräumen. Genannt wird auch, dass sich Schimmelpilze erst oberhalb einer bestimmten Mindestfeuchte entwickeln können.

7.3 Wasserdampf im Fahrgastraum

Wasserdampf wird von den Fahrgästen (ca. 50 bis 100 g/h pro Person), von feuchter Kleidung und Innenausstattung etc. an die Luft des Fahrgastraums abgegeben (Wasserdampfquelle). Wenn der Taupunkt an der Innenseite der Scheiben unterschritten wird, können diese beschlagen und ggf. vereisen. Dies ist insbesondere bei niedrigen Außenlufttemperaturen im Umluftbetrieb der Fall. Weiterhin sollte der maximal zulässige Wasserdampfgehalt von etwa 13 g_{Wasser}/kg_{Trockene Luft} (so genannte Schwülegrenze) nicht überschritten werden.⁸ Wasserdampf kondensiert bei eingeschalteter Klimaanlage am Verdampfer und wird ins Freie abgeführt (Wasserdampfsenke). Der Wasserdampfgehalt wird vom Außenluftstrom und dessen Wasserdampfgehalt maßgeblich beeinflusst.

Der Wasserdampfgehalt im Fahrgastraum lässt sich mit folgender Stoffbilanz beschreiben:

$$x_2 = x_1 + \frac{\dot{m}_{Quelle} - \dot{m}_{Senke}}{\dot{m}_{Außenluft}} \quad (7.1)$$

Dabei bedeuten:

x_1	Wasserdampfgehalt der Außenluft [kg _{Wasserdampf} /kg _{trockene Luft}]
x_2	Wasserdampfgehalt im Fahrgastraum [kg _{Wasserdampf} /kg _{trockene Luft}]
$\dot{m}_{Außenluft}$	trockener Außenluftstrom [kg/s]
\dot{m}_{Quelle}	Wasserdampfabgabe im Fahrgastraum [kg/s]
\dot{m}_{Senke}	Kondensation von Wasserdampf (z. B. am Verdampfer im Umluftbetrieb) [kg/s]

⁶ Über die Luftgüte im Fahrzeug berichten Burr et al. (2007).

⁷ Senkpiel K, Korthues M (2006) Lufthygienische Beurteilung von Pkw-Innenraumfiltern. FAT-Schriftenreihe Nr. 201, Frankfurt a. M.

⁸ Früher war der Zahlenwert 12 üblich.

Beispiel Scheibenbeschlag im Außen- und Umluftbetrieb

Bei einer Außenlufttemperatur von -24 °C und einem Wasserdampfgehalt x_1 von $0,432\text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ wurde an der Innenseite einer Seitenscheibe eine Oberflächentemperatur von $-15,7\text{ °C}$ gemessen (21.11.1998). Zwei Personen geben zusammen 150 g Wasser/h ab. Der Außenluftstrom beträgt 6 kg/min . Wie groß ist der Wasserdampfgehalt x_2 im Fahrgastraum? Beschlägt die Scheibe?

Lösung: Gleichung (7.1) liefert

$$x_2 = 0,432 + \frac{150}{60 \cdot 6} = 0,849 \text{ [g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}\text{]}.$$

Dieser Zahlenwert entspricht einer Taupunkttemperatur⁹ von -17 °C . Die Seitenscheibe bleibt beschlagfrei.

Im Umluftbetrieb strömt Außenluft durch die Karosserie in den Fahrgastraum (Leckluftstrom). Dieser beträgt z. B. 1 kg/min . Wie groß ist der Wasserdampfgehalt x_2 im Fahrgastraum? Beschlägt die Scheibe?

Lösung: Gleichung (7.1) liefert wiederum

$$x_2 = 0,432 + \frac{150}{60 \cdot 1} = 2,932 \text{ [g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}\text{]}.$$

Dieser Zahlenwert entspricht einer Taupunkttemperatur von -5 °C . Die Seitenscheibe beschlägt und vereist.

7.4 Gaskonzentration im Fahrgastraum

7.4.1 Stationäre Gaskonzentration

In der Literatur werden Richtwerte für die *Maximale Arbeitsplatzkonzentration* (MAK-Werte) verschiedener Gase angegeben.¹⁰ Diese können für den Fahrgastraum als Anhaltswert herangezogen werden. Die Konzentrationen werden unterschiedlich dargestellt: Gew.-%, Vol.-%, ppm und mg/m^3 , so dass für Vergleiche Umrechnungen vorgenommen werden müssen. Gleichung (7.1) gilt analog für Gase. Über Geruchsintensitäten berichtet Temming¹¹ (1984).

Beispiel: Stationäre CO_2 -Konzentration im Umluftbetrieb

Welche Konzentration des Kohlenstoffdioxids (CO_2) stellt sich stationär im Umluftbetrieb mit 5 Personen im Fahrgastraum ein, wenn der Leckluftstrom 1 kg/min beträgt? Wird der MAK-Wert von $0,5\text{ Vol.-%}$ (9.000 mg/m^3 , 5.000 ppm)

⁹ Siehe Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft oder Tabellen.

¹⁰ Zum Beispiel Recknagel et al. (1985, S. 54).

¹¹ Temming (1984) Hygienische und physiologische Grundlagen der Fahrzeug-Klimatisierung. In: J. Reichelt, H. Schlepfer (Hrsg) Kältetechnik im Kraftfahrzeug. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe.

überschritten?¹² Die CO₂-Ausatmung wird pro Person mit 25 L/h angenommen.¹³ Die Dichte von CO₂ beträgt 1,8 kg/m³ und der Kohlenstoffdioxidgehalt der Außenluft ist 0,04 in Gew.-%. Die Luftdichte ist 1,2 kg/m³.

Lösung:

$$\dot{m}_{Quelle} = 5 \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{1}{1000} \cdot 1,8 \approx 0,00375 \text{ [kg/min]}$$

Gleichung (7.1) liefert

$$x_2 = 0,04 + \frac{0,00375}{1} \cdot 100 \approx 0,415 \text{ [Gew.-%]}$$

$$\text{bzw. } \frac{0,415 \cdot 1,2}{1,8} \approx 0,276 \text{ [Vol.-%]}$$

Der MAK-Wert wird hier nicht erreicht. Bei früheren Versuchen wurden jedoch erhebliche Geruchsbelästigungen festgestellt.

Die Umrechnungen des MAK-Werts von 9.000 mg/m³ auf Gew.- und Vol.-% lauten:

$$\frac{9000}{10^6} \cdot \frac{100}{1,2} \approx 0,75 \text{ [Gew.-%] bzw.}$$

$$\frac{9000}{10^6} \cdot \frac{100}{1,8} \approx 0,5 \text{ [Vol.-%]}$$

7.4.2 *Instationäre Gaskonzentration im Fahrgastraum*¹⁴

Im Fahrgastraum mit dem Volumen V [m³] wird die Luft als ideal gemischt angenommen. Nach Abb. 7.2 gilt näherungsweise die Stoffbilanz

$$\dot{m}_L \cdot x_1 + \dot{m}_{Quelle} \approx M \cdot \frac{dx}{dt} + \dot{m}_L \cdot x. \quad (7.2)$$

Dabei bedeuten:

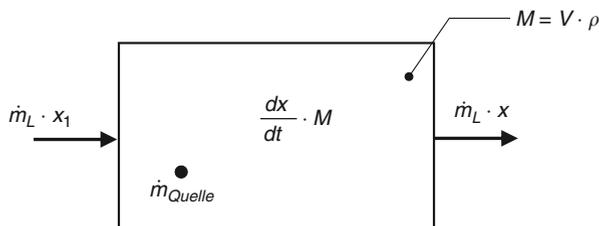
\dot{m}_L	Luftmassenstrom, Außenlufttrate [kg/s]
\dot{m}_{Quelle}	im Fahrgastraum zugeführter Gasstrom (Ausatmung) [kg/s]
M	Luftmasse im Fahrgastraum [kg]

¹² Recknagel et al. (1985, S. 54).

¹³ Anhaltswert für die Ausatmung von Kohlenstoffdioxid eines Menschen im Ruhezustand: ca. 10 bis 25 L/h.

¹⁴ Siehe auch Temming (1984).

Abb. 7.2 Stoffbilanz im Fahrgastraum



V Volumen [m^3]

x_1 Gasgehalt des zugeführten Luftmassenstroms [$\text{kg}_{\text{Gas}}/\text{kg}_{\text{Luft}}$]

x Gasgehalt im Fahrgastraum [$\text{kg}_{\text{Gas}}/\text{kg}_{\text{Luft}}$]

dx/dt Zeitliche Änderung des Gasgehalts im Fahrgastraum [$\text{kg}_{\text{Gas}}/(\text{kg}_{\text{Luft}} \cdot \text{s})$]

Gleichung (7.2) ist eine Differenzialgleichung. Sie wird zwischen den Grenzen $[x_0, x]$ und $[0, t]$ integriert.¹⁵

$$\int_{x_0}^x \frac{dx}{\left(x_1 + \frac{\dot{m}_{Quelle}}{\dot{m}_L} - x\right)} \approx \frac{\dot{m}_L}{M} \int_0^t dt \quad (7.3)$$

Die Lösung lautet

$$x = x_1 + \frac{\dot{m}_{Quelle}}{\dot{m}_L} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{m}_L}{M} \cdot t\right)\right] + (x_0 - x_1) \cdot \exp\left(-\frac{\dot{m}_L}{M} \cdot t\right) \quad (7.4)$$

mit x [$\text{kg}_{\text{Gas}}/\text{kg}_{\text{Luft}}$] oder mit x_V [$\text{m}^3_{\text{Gas}}/\text{m}^3_{\text{Luft}}$]

$$x_V = x_{V,1} + \frac{\dot{V}_{Quelle}}{\dot{V}_L} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{V}_L}{V} \cdot t\right)\right] + (x_{V,0} - x_{V,1}) \cdot \exp\left(-\frac{\dot{V}_L}{V} \cdot t\right) \quad (7.5)$$

Ohne Außenluft wird erhalten:

$$x_V = \frac{\dot{V}_{Quelle}}{V} \cdot t + x_{V,0} \quad (7.6)$$

Beispiel Instationäre CO_2 -Konzentration

Gegeben ist das Volumen des Fahrgastraums mit 3 m^3 , die CO_2 -Ausatmung pro Person mit 25 L/h und die CO_2 -Konzentration der Außenluft mit $0,05 \text{ Vol.-%}$.

1. Frage: Nach welcher Zeit wird der MAK-Wert von $0,5 \text{ Vol.-%}$ für 4 Personen im Fahrgastraum erreicht, wenn keine Außenluft zugeführt wird?

¹⁵
 $\int \frac{dx}{X} = \frac{1}{a} \cdot \ln X$ mit $X = a \cdot x + b$.

Lösung: Mit Gl. (7.6) ist die Zeit

$$t = (x_V - x_{V,0}) \cdot \frac{V}{\dot{V}_{Quelle}} = \frac{0,5 - 0,05}{100} \cdot \frac{3}{4 \cdot 25} \cdot 1000 \cdot 60 = 8,1 \text{ [min]}$$

2. Frage: Welcher zeitliche Verlauf wird für die CO₂-Konzentration erhalten, wenn im Fahrgastraum 4 Personen sind und die Außenlufrate 30 m³/h beträgt?

Lösung: Verwendet wird Gl. (7.5), wobei der letzte Ausdruck wegen $x_{v,0} = x_{v,1}$ entfällt. Die Zeit ist in Minuten einzusetzen.

$$x_V = 0,05 + \frac{4 \cdot 25}{30} \cdot \frac{100}{1000} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{30}{3} \cdot \frac{1}{60} \cdot t\right) \right] \text{ [Vol.-%]}$$

In Abb. 7.3 ist der zeitliche Verlauf eingetragen. Der stationäre Wert beträgt 0,38 Vol.-%. Der MAK-Wert wird nicht erreicht.

3. Frage: Welcher zeitliche Verlauf wird für die CO₂-Konzentration erhalten, wenn im Fahrgastraum 4 Personen sind und die Außenlufrate 300 m³/h beträgt? Der Anfangswert ist im Fahrgastraum 0,25 Vol.-%.

Lösung: Verwendet wird wiederum Gl. (7.5). Die Zeit ist in Minuten einzusetzen.

$$x_V = 0,05 + \frac{4 \cdot 25}{30} \cdot \frac{100}{1000} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{300}{3} \cdot \frac{1}{60} \cdot t\right) \right] + (0,25 - 0,05) \cdot \exp\left(-\frac{300}{3} \cdot \frac{1}{60} \cdot t\right) \text{ [Vol.-%]}$$

In Abb. 7.4 ist der zeitliche Verlauf eingetragen. Der stationäre Wert beträgt 0,083 Vol.-%.

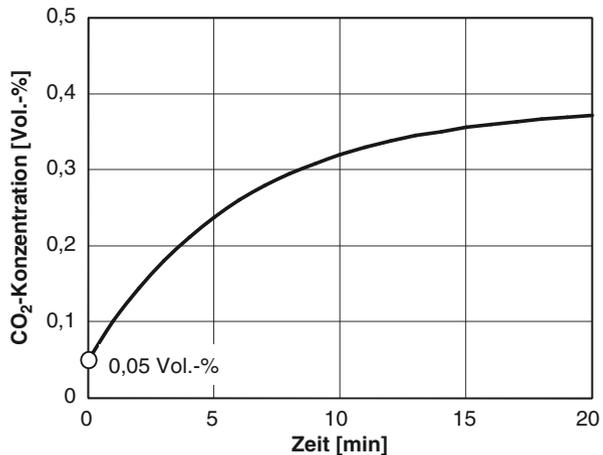
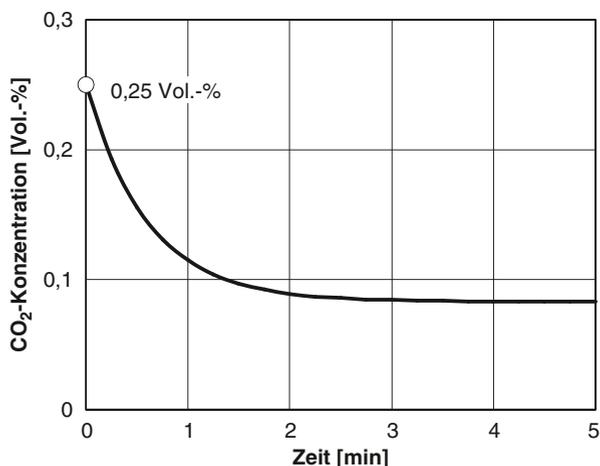


Abb. 7.3 CO₂-Konzentration im Fahrgastraum in Abhängigkeit von der Zeit. 4 Personen im Fahrgastraum, Außenlufrate 30 m³/h, Anfangswert 0,05 Vol.-%

Abb. 7.4 CO₂-Konzentration im Fahrgastraum in Abhängigkeit von der Zeit. 4 Personen im Fahrgastraum, Außenluftfrate 300 m³/h, Anfangswert 0,25 Vol.-%



7.5 Praktische Grenzwerte einer Kältemittelfüllung

Bei einer angenommenen spontanen Freisetzung des gesamten Kältemittels in einen Raum gelten allgemein nach Recknagel et al. (2009, S. 1661) praktische Grenzwerte der maximalen Füllmenge einer Kälteanlage. Für R134a und R744 werden folgende Zahlenwerte genannt:

R134a: 0,25 [kg/m³]

R744: 0,10 [kg/m³]

Diese Werte können als Extremwerte¹⁶ auf das Volumen des Fahrgastraums übertragen werden. Bei einem Volumen des Fahrgastraums von 3 m³ werden 750 g für R134a und 300 g für R744 erhalten. Diese Zahlenwerte entsprechen etwa dem heutigen Stand der Technik.

Literatur

- Böttcher C (2006) Wasserspeicherung in einem Klimagerät. Dissertation, Technische Universität Braunschweig
 Böttcher C (2007) Wasserspeicherung in einem Klimagerät, Grundlagen – Möglichkeiten der Reduzierung, Testverfahren. VDM Verlag Dr. Müller
 Burr R et al. (2007) Luftgüte im Fahrzeug. In: Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung V. Expert Verlag Renningen

¹⁶ Dies bedeutet, dass die gesamte Kältemittelmenge über den Verdampfer in den Fahrgastraum strömt.

- Obrist F et al. (2005) Wärmeübertrager einer Fahrzeugklimaanlage. Offenlegungsschrift DE 102004011608A1 Deutsches Patent- und Markenamt
- Recknagel H, Hönnmann W, Sprenger E (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. Oldenbourg-Verlag, München, Wien
- Recknagel H, Sprenger E, Schramek ER (2009) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 74. Aufl. Oldenbourg-Industrieverlag, München, Wien
- Reinhardt H (2010) Frischluft- und Umluftfiltration in Pkw: Anforderungen, Lösungen, Entwicklungen. In: Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung VI. Expert Verlag Renningen
- Senkpiel K, Korthues M (2006) Lufthygienische Beurteilung von Pkw-Innenraumfiltern. FAT-Schriftenreihe Nr. 201, Frankfurt a. M.
- Temming J (1984) Hygienische und physiologische Grundlagen der Fahrzeug-Klimatisierung. In: Reichelt J, Schlepper H (Hrsg) Kältetechnik im Kraftfahrzeug. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe
- VDI 6032 (2004) Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung

Kapitel 8

Wärmeübertrager

In diesem Kapitel werden theoretische Betriebscharakteristika von Wärmeübertragern (WT) aus der Literatur zusammengestellt. Damit wird der Zusammenhang zu vereinfachten Formeln, die in der Praxis üblich sind, und zu verwendeten Begriffen, z. B. ETD (Eintritts-Temperatur-Differenz), k' und \dot{Q}_{100} hergestellt. Die theoretischen Gleichungen bilden die Grundlage für Interpolationen und Analysen eines WT. Gezeigt werden gemessene Wärmestromkennfelder und Druckverlustkennlinien von einem Heizungswärmeübertrager (HWT) und einem Verdampfer. Diese Kennfelder werden so, wie in der Praxis üblich, dargestellt. Beschrieben werden Interpolationen von Wärmestromkennfeldern, die Abhängigkeit des Wärmestromkennfelds und der Druckdifferenz eines HWT von den Stoffgrößen der Flüssigkeit sowie die luftseitige Wärmebilanz eines Verdampfers. Die Analysen und Beschreibungen werden mit Beispielen ergänzt.

Über das Thema „Wärmeübertrager“ gibt es eine umfangreiche Literatur. Hervorzuheben ist eine frühere Arbeit von Adams¹ (1969). Er verknüpft die theoretischen Grundlagen mit grundsätzlichen Messungen an Komponenten wie WT, die im Flugzeugbau verwendet wurden. Dort dargestellte Zusammenhänge sind noch heute auf die WT von Pkws im weitesten Sinn übertragbar.

8.1 Theoretische Wärmeströme verschiedener Wärmeübertrager

Wärmeübertrager werden häufig auch als „Wärmeaustauscher“ oder „Wärmetauscher“ bezeichnet, vgl. auch einschlägige VDI-Richtlinien und DIN-Normen. „Wärme“ kann niemals ausgetauscht, sondern nur „übertragen“ werden und zwar von der Seite höherer Temperatur zur Seite tieferer Temperatur.

Nachstehend wird die Wärmeübertragung an einem Gleichstrom-WT beschrieben. Damit soll die prinzipielle Vorgehensweise zur Ermittlung einer theoretischen

¹ Adams E W (1969) Characteristics of Equipment Components. In: SAE Aerospace applied Thermodynamics Manual, Part 3 H, New York.

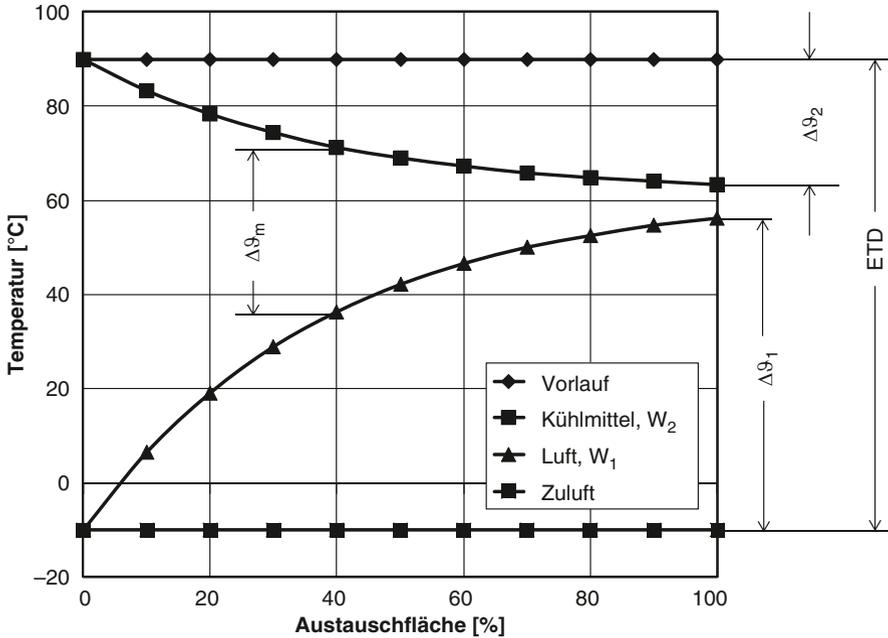


Abb. 8.1 Temperaturverlauf der Luft (1) und des Kühlmittels (2) in Abhängigkeit der wärmeübertragenden Fläche eines Gleichstrom-Wärmeübertragers

Betriebscharakteristik veranschaulicht werden.² In Abb. 8.1 sind die Temperaturverläufe des heißen Fluids (Kühlmittel des Wasserkreislaufs, Index 2) und des kalten Fluids (Luft, Index 1) über der wärmeübertragenden Fläche A aufgetragen.

Die Luft (Index 1) erwärmt sich insgesamt um den Betrag $\Delta\vartheta_1$. Der zu übertragende Wärmestrom wird bestimmt über:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \Delta\vartheta_1 = W_1 \cdot \Delta\vartheta_1 = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad (8.1)$$

Dabei bedeuten:

- \dot{m} Massenstrom [kg/s]
- c spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg · K)]
- W Wärmekapazitätsstrom (C in der angelsächsischen Literatur) [kW/K]
- $\Delta\vartheta$ Temperaturdifferenz des Massenstroms [K]
- $k \cdot A$ Wärmedurchgang³ (UA in der angelsächsischen Literatur) [kW/K]
- $\Delta\vartheta_m$ mittlere logarithmische Temperaturdifferenz⁴ [K]

² Vgl. hierzu auch Recknagel et al. (2009) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Schramek E R (Hrsg), Oldenbourg Industrieverlag, München, S. 999.

³ Im Folgendem wird das Produkt $k \cdot A$ die Abkürzung kA verwendet.

⁴ Die „mittlere logarithmische Temperaturdifferenz“ wird hier nicht beschrieben.

Der Wärmestrom des Kühlmittels wird berechnet:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot \Delta\vartheta_2 = W_2 \cdot \Delta\vartheta_2 \quad (8.2)$$

Wenn sich die Luft bis zur Temperatur der eintretenden Flüssigkeit aufheizen könnte, wird folgender gedachter Wärmestrom erhalten:

$$\dot{Q}_{1,ETD} = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot ETD = W_1 \cdot ETD \quad (8.3)$$

Dabei bedeutet ETD die **E**intritts-**T**emperatur-**D**ifferenz, also die Differenz zwischen den Eintrittstemperaturen des Kühlmittels und der Luft. Diese Definition wird in Entwicklungsabteilungen der Pkw-Motorkühlung und der Pkw-Klimatisierung verwendet.

Gleichung (8.1) wird mit Gl. (8.3) dividiert und es folgt eine Effektivität⁵:

$$\phi_1 = \frac{\Delta\vartheta_1}{ETD} \quad [-]. \quad (8.4)$$

Der übertragene Wärmestrom ist dann mit Gl. (8.1)

$$\dot{Q}_1 = W_1 \cdot \phi_1 \cdot ETD. \quad (8.5)$$

Die Effektivität wird durch Integration der differentiellen Wärmeströme längs der wärmeübertragenden Fläche A erhalten (wird hier nicht näher beschrieben) und lässt sich wie folgt darstellen:

$$\Phi_1 = f\left(\frac{kA}{W_1}, \frac{W_1}{W_2}, \text{Art der Durchströmung}\right) \quad (8.6)$$

In Gl. (8.6) werden die Art der Durchströmung (z. B. Gegenstrom-WT) und folgende dimensionslosen Parameter berücksichtigt:

$$\frac{kA}{W_1} = \kappa = NTU \quad \text{Leistungszahl (NTU „Number of heat transfer units“)}$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \tau_1 \quad \text{Verhältnis der Wärmekapazitätsströme}$$

Die Effektivität wird in der Literatur mit Formeln und Diagrammen beschrieben. Als Indizes werden in den Formeln 1 und 2, aber auch min. und max. angegeben. Der Index 1 bzw. min. kennzeichnet den kleineren der beiden Wärmekapazitätsströme. Der maximale Wert von Φ ist 1.

⁵ Es werden die Begriffe Betriebscharakteristik, Wärmewirkungsgrad, Aufwärmzahl oder in der angelsächsischen Literatur Effectiveness of heat exchanger verwendet.

Abb. 8.2 Betriebscharakteristik eines Gegenstrom-WT; Effektivität Φ_1 in Abhängigkeit von der Leistungszahl $\kappa = kA/W_1$ mit dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $\tau_1 = W_1/W_2$ als Parameter

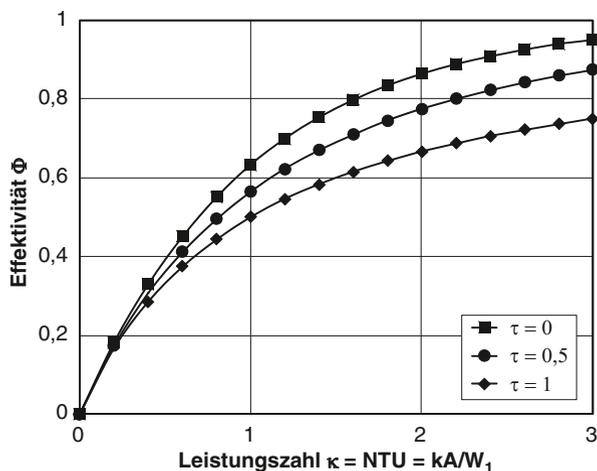


Abbildung 8.2 zeigt beispielhaft die Betriebscharakteristik eines Gegenstrom-WT. Dort ist die Effektivität Φ_1 in Abhängigkeit von der Leistungszahl $\kappa = kA/W_1$ mit dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme

$$\tau_1 = \frac{W_1}{W_2} < 1 \quad \text{als Parameter eingezeichnet.} \quad (8.7)$$

Da der kA -Wert eines WT der Pkw-Klimaanlage meistens unbekannt ist, lässt sich aus den theoretischen Diagrammen der Wärmestrom nicht ermitteln. Aus den Messungen kann jedoch umgekehrt näherungsweise der kA -Wert aus den theoretischen Diagrammen bzw. Gleichungen (s. Tab. 8.1) abgeschätzt werden. Mit Gl. (8.4) bzw. (8.5) wird der Zahlenwert der Effektivität Φ_1 und mit Gl. (8.7) das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme τ_1 erhalten. Die dazugehörige Leistungszahl wird entweder entsprechenden Diagrammen (z. B. der Abb. 8.2 für einen Gegenstrom-WT) entnommen oder mit geeigneten Formeln berechnet. In der Leistungszahl ist der gesuchte Wärmedurchgang kA enthalten.

In Tab. 8.1 sind einige Gleichungen der Effektivität Φ_1 für typische WT zusammengestellt. Diese gelten für das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme

$$\tau_1 = \frac{W_1}{W_2} < 1.$$

Bei einem WT der Pkw-Klimaanlage ist das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme meistens kleiner als 1. Größere Werte werden berücksichtigt, indem die Indices 1 und 2 vertauscht werden. Die Gln. (8.5) und (8.7) werden dann wie folgt geschrieben:

$$\dot{Q}_2 = W_2 \cdot \phi_2 \cdot ETD \quad \tau_2 = \frac{W_2}{W_1} > 1$$

Tab. 8.1 Effektivität Φ_1 typischer WT. (Formeln nach Adams (1969) und Recknagel et al. (1985), Nr. 3 nach HP 0062D)^a

Nr.	Typ	Effektivität Φ_1 [-]	Bemerkung
1	Gleichstrom	$\frac{1 - e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot (1+\tau_1)}}{1 + \tau_1}$	-
2	Gegenstrom	$\frac{1 - e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot (1-\tau_1)}}{1 - \tau_1 \cdot e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot (1-\tau_1)}}$	Bester Wirkungsgrad!
3	Kreuzstrom ^b	$1 - e^{\left(e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot \tau_1 \cdot y} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\tau_1 \cdot y} \right)}$ $y = \left[\frac{W_1}{kA} \right]^{0,22}$	
4	$\tau_1 = 0$	$1 - e^{-\frac{kA}{W_1}}$	Anwendung für Verdampfer und Kondensatoren

^a NN (um 1975) Program Description Nr. 00062D für den Rechner HP 97 (Hewlett-Packard).

^b Für Kreuzstrom-WT gibt es keine exakten Lösungen, die sich einfach darstellen lassen. Die angegebene Gleichung ist eine Approximation. Der kA -Wert lässt sich aus dieser Gleichung nur iterativ bestimmen. Für einen Grenzübergang τ_1 gegen Null wird am einfachsten diese Funktion in eine Reihe entwickelt.

In den Gleichungen nach der Tab. 8.1 (Nr. 1–3) ist der Index ebenfalls zu ändern.

Für den Grenzübergang τ_1 gegen Null lautet der Wärmestrom:

$$\dot{Q} = W_1 \cdot \left(1 - e^{-\frac{kA}{W_1}} \right) \cdot ETD \tag{8.8}$$

Diese Darstellung gilt insbesondere für Verdampfer und Kondensatoren, da die Wärmeübertragung wegen der Verdampfung bzw. der Kondensation sehr groß ist und damit die Temperatur des Kältemittels zwischen Ein- und Austritt nahezu gleich ist. Der Wärmekapazitätsstrom des Kältemittels ist hier nicht entscheidend. Gleichung (8.8) kann auch unmittelbar durch Integration der übertragenen differentiellen Wärmeströme erhalten werden, indem die Temperaturen der Verdampfung bzw. der Kondensation konstant gehalten werden.

Mit Hilfe einer Reihenentwicklung⁶ wird aus Gl. (8.8) die Funktion

$$\dot{Q} = kA \cdot ETD \tag{8.9}$$

erhalten, wenn das Verhältnis $\frac{kA}{W_1}$ klein ist. Dies wird nachstehend gezeigt.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= W_1 \cdot \left(1 - 1 + \frac{kA}{W_1 \cdot 1!} - \frac{kA^2}{W_1^2 \cdot 2!} + \dots \right) \cdot ETD \\ &= kA \cdot \left(1 - \frac{kA}{W_1 \cdot 2!} + \dots \right) \cdot ETD \approx kA \cdot ETD \end{aligned}$$

⁶ $e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \dots$

Diese Gleichung entspricht dem Wärmedurchgang einer ebenen Platte. Sie wird in modifizierter Form in der Praxis häufig verwendet. Dabei wird für die Fläche A die Stirnfläche eines WT angenommen und der Wärmedurchgangskoeffizient k' genannt.

$$\dot{Q} = k' \cdot A_{\text{Stirnfl.}} \cdot ETD \quad (8.10)$$

Diese Betrachtungsweise ist streng genommen nicht exakt, sie hat sich aber für Vergleiche von HWT und WT der Motorkühlung etabliert.

Beispiel: Bestimmung des kA -Werts eines gemessenen HWT Gegenstrom-WT

Von einem gemessenen HWT mit einer Heizleistung von 8,5 kW bei einem ETD-Wert von 100 K soll für einen Betriebspunkt der kA -Wert bestimmt werden. Der Kühlmittelmassenstrom beträgt 500 kg/h (0,1388 kg/s) mit einer spezifischen Wärmekapazität von 3,6 kJ/(kg · K) und der Luftmassenstrom beträgt 6 kg/min (0,1 kg/s) mit einer spezifischen Wärmekapazität von 1,006 kJ/(kg · K).

Lösung:

1. Berechnung von τ_1 mit der Gl. (8.7)

$$\tau_1 = \frac{W_1}{W_2} = \frac{0,1 \cdot 1,006}{0,1388 \cdot 3,6} = 0,2012 < 1$$

2. Berechnung von Φ_1 mit der Gl. (8.5)

$$\phi_1 = \frac{\dot{Q}_1}{W_1 \cdot ETD} = \frac{8,5}{0,1 \cdot 1,006 \cdot 100} = 0,8449$$

3. Auflösung der charakteristischen Gleichung für einen Gegenstrom-WT (Tab. 8.1) nach kA :

$$kA = \frac{W_1}{1 - \tau_1} \cdot \ln \frac{1 - \tau_1 \cdot \phi_1}{1 - \phi_1}$$

$$kA = \frac{0,1 \cdot 1,006}{1 - 0,2012} \cdot \ln \frac{1 - 0,2012 \cdot 0,8449}{1 - 0,8449} = 0,2111 \quad [\text{kW/K}]$$

8.2 Kennlinien eines Heizungswärmeübertragers

In diesem Abschnitt wird über die Ergebnisse thermodynamischer Messungen an einem Heizungswärmeübertrager (HWT) berichtet. Dabei werden gemessene Wärmestromfelder gezeigt. Es werden verschiedene Darstellungen beschrieben. Auf den Einfluss unterschiedlicher Stoffwerte wird hingewiesen. Es werden gemessene luftseitige und flüssigkeitsseitige Druckverlustlinien gezeigt. Die Druckdifferenzen

hängen bei der Flüssigkeit signifikant von der Temperatur bzw. deren Zähigkeit ab. Für diesen Zusammenhang wird eine einfache Analyse vorgeschlagen.⁷

8.2.1 Wärmestromfelder

In der Praxis werden die Versuchsergebnisse für eine einfache Vergleichsmöglichkeit einheitlich umgerechnet und meistens mit den Beziehungen

$$\dot{Q}_{100} = f(\dot{m}_{Luft}, \dot{m}_{Fluid})$$

oder

$$k' = f(\dot{m}_{Luft}, \dot{m}_{Fluid})$$

dargestellt. Formal betrachtet sind diese Beziehungen ähnlich; vgl. untenstehende Gln. (8.12) und (8.14).

8.2.1.1 Darstellung mit \dot{Q}_{100}

Der gemessene Wärmestrom eines HWT wird auf eine **Eintritts-Temperatur-Differenz (ETD)** von 100 K umgerechnet (z. B. Eintrittstemperatur des Flüssigkeitsmassenstroms = 90 °C, Zulufttemperatur = -10 °C) und in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom mit dem Flüssigkeitsmassenstrom als Parameter und/oder in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom mit dem Luftmassenstrom als Parameter in Diagrammen dargestellt.

$$\dot{Q}_{100} = f(\dot{m}_{Luft}, \dot{m}_{Fluid}) = \left(\frac{\dot{Q}}{EDT} \right)_{gemessen} \cdot 100 \quad (8.11)$$

In Tab. 8.2 ist das Feld von gemessenen Wärmeströmen in Abhängigkeit vom Luft- und Flüssigkeitsmassenstrom zusammengestellt. Die Messdaten wurden nicht bereinigt. Mit diesen Daten werden typische Diagramme, wie in den Abb. 8.3 und 8.4 dargestellt, erzeugt. Weiterhin werden aus diesen Daten später die Wärmedurchgangszahlen ermittelt.

Abbildung 8.3 zeigt das gemessene Wärmestromfeld eines HWT der B-Klasse (2006). Eingetragen sind die Wärmeströme \dot{Q}_{100} in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom mit dem Flüssigkeitsmassenstrom als Parameter. Die Äthylenglykol-Wassermischung beträgt 50/50 Vol.-%, die Vorlauftemperatur (Eintrittstemperatur des Flüssigkeitsmassenstroms) 90 °C und die Zulufttemperatur -10 °C. Der Wärmestrom ist stark vom Luftmassenstrom abhängig.

⁷ Siehe Abschn. 8.2.1.4 „Einfluss der Kühlflüssigkeit“.

Tab. 8.2 Gemessene Wärmeströme \dot{Q}_{100} an einem HWT der B-Klasse (2006) in Abhängigkeit vom Luftmassen- und Flüssigkeitsmassenstrom. Die Messdaten wurden nicht bereinigt

Flüssigkeits- Massenstrom [kg/h]	Heizleistung [kW]				
	Luftmassen- strom	Luftmassen- strom	Luftmassen- strom	Luftmassen- strom	Luftmassen- strom
	2 [kg/min]	4 [kg/min]	5 [kg/min]	6 [kg/min]	8 [kg/min]
100	2,93	4,58	5,23	5,76	6,13
150	2,99	5,31	6,19	6,95	7,89
200	3,15	5,59	6,62	7,52	8,80
250	3,20	5,77	6,84	7,81	9,30
300	3,17	5,90	7,01	8,09	9,68
400	3,20	6,00	7,15	8,33	10,21
500	3,21	6,06	7,35	8,50	10,44
750	3,30	6,17	7,59	8,76	11,11
1.000	3,28	6,29	7,64	8,96	11,40
1.500	3,25	6,39	7,82	9,19	11,76

Die Abb. 8.4 zeigt das gemessene Wärmestromfeld eines HWT der B-Klasse (2006). Eingetragen sind die Wärmeströme \dot{Q}_{100} in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom mit dem Luftmassenstrom als Parameter.

Der Wärmestrom ist oberhalb eines Flüssigkeitsmassenstroms von 250 kg/h bei einem konstant gehaltenen Luftmassenstrom weniger vom Betrag des Flüssigkeitsmassenstroms abhängig als bei einem kleinen Flüssigkeitsmassenstrom. Daher sollte dieser bereits im Leerlauf des Motors größer als 250 kg/h sein, um eine Abhängigkeit der Heizleistung von der Motordrehzahl gering zu halten. Bei einem Flüssigkeitsmassenstrom oberhalb von 500 kg/h ist bei einem kleinen Luftmassenstrom (4 kg/min) praktisch kein Leistungszuwachs zu erkennen.

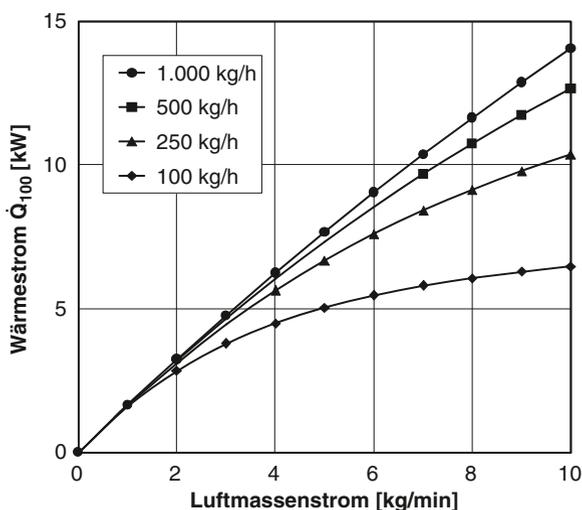
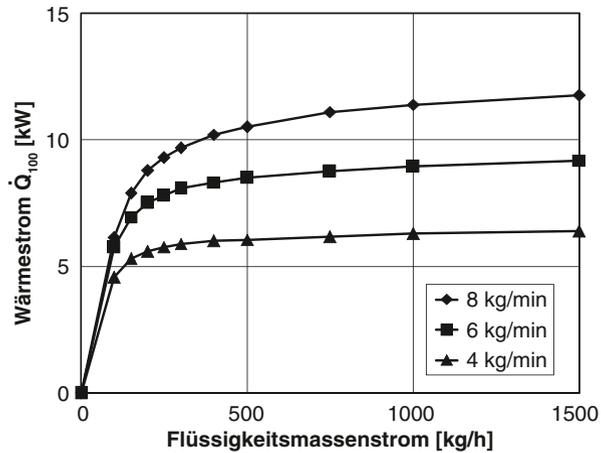


Abb. 8.3 Wärmestromfeld eines HWT; \dot{Q}_{100} in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom mit dem Flüssigkeitsmassenstrom als Parameter

Abb. 8.4 Wärmestromfeld eines HWT; \dot{Q}_{100} in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom mit dem Luftmassenstrom als Parameter



Der übertragene Wärmestrom wird bestimmt über:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot ETD \tag{8.12}$$

8.2.1.2 Darstellung mit k'

Der gemessene Wärmestrom wird auf die gemessene **Eintritts-Temperatur-Differenz (ETD)** und die Stirnfläche A_{Stirn} bezogen. Damit kann auf einfache Weise die Leistungsfähigkeit eines HWT mit verschiedenen Stirnflächen näherungsweise beurteilt werden. Diese Darstellung wird für HWT und für WT der Motorkühlung verwendet.

$$k' = f(\dot{m}_{Luft}, \dot{m}_{Fluid}) = \left(\frac{\dot{Q}}{ETD} \right)_{gemessen} \cdot \frac{1}{A_{Stirn}} \tag{8.13}$$

Häufig werden die k' -Werte in Abhängigkeit von der Massenstromdichte der anströmenden Luft aufgetragen.

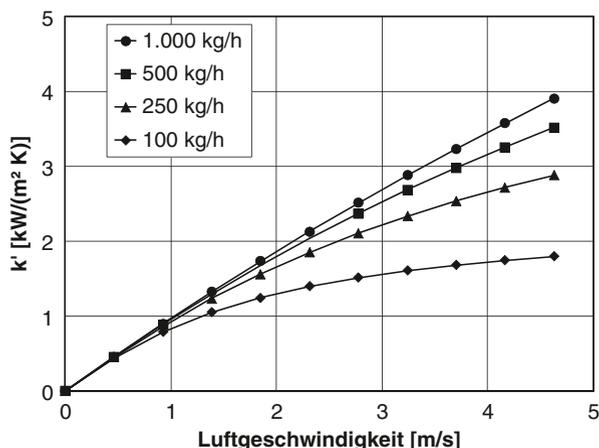
$$k' = f\left(\frac{\dot{m}_{Luft}}{A_{Stirn}}, \dot{m}_{Fluid} \right)$$

Solche Diagramme zeigen für WT der Motorkühlung z. B. Wäschle (2002) und Zuck et al. (2005).⁸

⁸ Wäschle (2002) Numerical Methods, 3-Dimensional. In: Wiedemann J, Hucho WH (Hrsg) Progress in Vehicle Aerodynamics II, Expert Verlag S. 120–121.

Zuck et al. (2005) Kühlung und Durchströmung. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, 2005, S. 718.

Abb. 8.5 Kennfeld eines HWT; k' -Werte in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit mit dem Flüssigkeitsmassenstrom als Parameter



Es werden auch die k' -Werte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit w der anströmenden Luft aufgetragen.

$$k' = f(w, \dot{m}_{Fluid})$$

Abbildung 8.5 zeigt das gemessene Kennfeld eines HWT der B-Klasse (2006). Dort sind die k' -Werte in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit mit dem Flüssigkeitsmassenstrom als Parameter eingetragen.

In Analogie zum Wärmedurchgang einer ebenen Platte lautet die Beziehung:⁹

$$\dot{Q} = k' \cdot A_{Stirn} \cdot ETD \quad (8.14)$$

Zwischen \dot{Q}_{100} und k' besteht gemäß den Gln. (8.12) und (8.14) der einfache Zusammenhang

$$\frac{\dot{Q}_{100}}{100} = k' \cdot A_{Stirn} \quad (8.15)$$

8.2.1.3 Interpolation

Die einzelnen Kurven eines Wärmestromfeldes können z. B. mit Polynomen interpoliert werden. Bei den ermittelten Funktionen sind jedoch erhebliche Abweichungen zwischen den gewählten Wertepaaren möglich.¹⁰ Weiterhin bleiben physikalische Inhalte verborgen.

Das Wärmestromfeld kann mit angenommenen theoretischen Gleichungen für die Betriebscharakteristik eines HWT wie folgt approximiert werden.¹¹ Ermittelt

⁹ Es sei darauf hingewiesen, dass der k' -Wert und die Fläche A_{Stirn} nicht mit denjenigen einer ebenen Platte und dem kA -Wert eines theoretischen WT (Gleich-, Gegen- und Kreuzstrom) übereinstimmen.

¹⁰ Siehe Abschn. 13.3 „Darstellung der Kennlinien mit empirischen Formeln“, Abb. 13.10.

¹¹ Siehe Abschn. 13.4 „Approximation des Wärmestromfeldes eines HWT“.

werden die kA -Werte in Abhängigkeit vom Luft- und Flüssigkeitsmassenstrom. Das so ermittelte kA -Feld soll die Funktion¹²

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^m} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^n}} \tag{8.16}$$

erfüllen.

Es sind also die Koeffizienten a und b sowie die Exponenten m und n zu bestimmen. Dies geschieht mit der Methode „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“ und durch Variation der Konstanten.

8.2.1.4 Einfluss der Kühlflüssigkeit

Die Kühlflüssigkeit besteht aus einer Äthylenglykol-Wassermischung¹³ von 40/60 Vol.-% für Mitteleuropa und 50/50 Vol.-% für Länder, in denen es sehr kalt werden kann (Skandinavien, Kanada etc.). Mit dem höheren Anteil an Äthylenglykol steht dem besseren Frostschutz eine ungünstigere Wärmeübertragung gegenüber. Nachstehend wird der Einfluss einer Äthylenglykol-Wassermischung auf die Heizleistung vereinfacht abgeschätzt.

Für ein gemessenes Wärmestromfeld lässt sich mit mathematischen Methoden eine Funktion des Wärmedurchgangs ermitteln. Eine solche Funktion ist z. B. mit der Gl. (8.16) gegeben. Zwischen den Wärmeübergangskoeffizienten, den Nusselt-, Reynolds- und Prandtl-Zahlen besteht der Zusammenhang

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = f(Re, Pr) = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \approx C \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}. \tag{8.17}$$

Der Exponent 0,8 gilt für eine angenommene turbulente Strömung.¹⁴

In Gl. (8.17) bedeuten:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{Nußelt-Zahl (dimensionslose Form des Wärmeübergangskoeffizienten)}$$

¹² Siehe Straßer (1990) Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. Dissertation, TU München.

Die Funktion ist dem Wärmedurchgang einer ebenen Platte $k \cdot A = \frac{A}{\frac{1}{\alpha_{Luft}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{Fluid}}}$ ähnlich.

Der Ausdruck $\frac{\delta}{\lambda}$ wird vernachlässigt.

¹³ Im Gemisch sind Inhibitoren enthalten, die vor Korrosion, Alterung und Ablagerungen schützen. Um dies sicherzustellen, dürfen selbst für heiße Länder 20 Vol.-% nicht unterschritten werden. Der max. Frostschutz ist bei -50 °C angesiedelt. Oberhalb von 58 Vol.-% verringert sich wieder der Frostschutz.

¹⁴ Für eine angenommene laminare Strömung ist der Exponent etwa 1/3. Vgl. hierzu Grigull et al. (1963) Grundgesetze der Wärmeübertragung. 3. Aufl. Springer Verlag, Berlin, S. 209.

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad \text{Reynolds-Zahl}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{Prandtl-Zahl (Diese kann Tabellen entnommen werden.)}$$

- C Konstante [-]
 α Wärmeübergangskoeffizient [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
 d charakteristische Länge [m]
 λ Wärmeleitfähigkeit [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]
 ν kinematische Viskosität [m^2/s]
 w Geschwindigkeit [m/s]
 ρ Dichte [kg/m^3]
 c_p spezifische Wärmekapazität [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

Mit Gl. (8.17) wird das Verhältnis f zwischen den Wärmeübergangskoeffizienten α_2 (Zustand 2) und α_1 (Zustand 1) für einen konstant gehaltenen Flüssigkeitsmassenstrom gebildet

$$\begin{aligned}
 f = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} &= \left(\frac{\text{Re}_2}{\text{Re}_1} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_1} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \\
 &= \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_1} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda_1}
 \end{aligned} \quad (8.18)$$

und in der Gl. (8.16) berücksichtigt. Die Funktion des Wärmedurchgangs lautet nun

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^m} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^n \cdot f}} \quad (8.19)$$

8.2.1.5 Beispiele

Beispiel 1: Heizleistung bei verschiedenen Äthylenglykol-Wassermischungen.

Gegeben ist eine vereinfachte Interpolationsformel¹⁵ für ein Wärmestromfeld gemäß

$$\dot{Q}_{100} \approx k \cdot A \cdot 100 \approx \frac{100}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^{0,8}} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^{0,8}}} \quad [\text{kW}] \quad (8.20)$$

¹⁵ Diese Interpolation ist nur in engen Grenzen anwendbar, s. Abschn. 13.3 „Darstellung der Kennlinien mit empirischen Formeln“ und Abschn. 13.4 „Approximation des Wärmestromfelds eines HWT“.

Tab. 8.3 Stoffwerte einer Äthylenglykol-Wassermischung bei einer Temperatur von 90 °C nach verschiedenen Quellen^a

Äthylenglykol-Wassermischung [Vol.-%]	Dichte [kg/m ³]	Kinematische Viskosität [mm ² /s]	Pr [-]	Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]
50/50	1.027	0,9	7,1	0,435
40/60	1.015	0,72	5,8	0,482
Wasser	965,3	0,32	1,96	0,676

^a Die Stoffwerte für die Äthylenglykol-Wassermischungen wurden grafisch der Technischen Information (Tyforop Chemie GmbH 2004) von TYFOROP CHEMIE GmbH entnommen, s. Abschn. 13.1.2.

Die Stoffwerte für Wasser wurden entnommen aus: Grigull U et al. (1963) Grundgesetze der Wärmeübertragung, 3. Aufl. Springer Verlag, Berlin, S. 414

mit den Koeffizienten $a = 1,722$ und $b = 0,212$. Der Massenstrom ist in [kg/s] einzusetzen.

Der HWT wird mit einer Äthylenglykol-Wassermischung von 50/50 Vol.-% betrieben. Welcher Wärmestrom wird für einen Luftmassenstrom von 5 kg/min (0,083 kg/s) und einem Massenstrom des Kühlmittels von 250 kg/h (0,07 kg/s) erwartet, wenn der Wasseranteil auf 60 % erhöht wird? Die Stoffwerte sind in Tab. 8.3 zusammengestellt.

Lösung: Die Massenströme werden mit der Dimension kg/s in Gl. (8.20) eingesetzt. Der Wärmestrom beträgt für die 50/50 Vol.-%-Mischung

$$\dot{Q}_{100,1} \approx k_1 \cdot A \cdot 100 \approx \frac{100}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^{0,8}} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^{0,8}}} = 6,96 \text{ [kW]}.$$

Mit Gl. (8.18) lautet der Faktor $f = 1,25$ und damit der Wärmestrom für die 40/60 Vol.-%-Mischung nach Gl. (8.19)

$$\dot{Q}_{100,2} \approx k_2 \cdot A \cdot 100 \approx \frac{100}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^{0,8}} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^{0,8}} \cdot f} = 7,14 \text{ [kW]}.$$

Der Wärmestrom ist – wie zu erwarten – mit der 40/60 Vol.-% Mischung größer. Das sind in diesem Fall etwa 140 W.

Beispiel 2: Umrechnung des Wärmestroms von einer Messung mit 50/50 Vol.-% auf reines Wasser.

Der HWT aus Beispiel 1 soll zur Überprüfung der Wärmebilanz eines Prüfstands mit reinem Wasser betrieben werden. Die Massenströme haben die gleichen Zah-

lenwerte wie im Beispiel 1. Welcher Wärmestrom wird erwartet? Die Stoffwerte befinden sich in der Tab. 8.3.

Lösung: ca. 7,51 [kW].

8.2.2 Druckverlustlinien

Es werden gemessene luft- und flüssigkeitsseitige Druckverlustlinien eines HWT gezeigt. Die Druckdifferenzen hängen von der Dichte und der Zähigkeit des Fluids ab. Sie sind also von der Reynolds-Zahl abhängig. Die Zusammenhänge werden mit einfachen Ableitungen erklärt. Diese werden mit Beispielen ergänzt.

8.2.2.1 Luftseitige Druckdifferenz

Die gemessene luftseitige Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom eines HWT der B-Klasse (2006) zeigt Abb. 8.6.

Die luftseitige Druckdifferenz lässt sich im Doppel-Logarithmennetz als Gerade abbilden, siehe nachstehende Abb. 8.7.

Die dazugehörigen Potenzfunktionen lauten:

$$\Delta p = 7,696 \cdot \dot{m}_L^{1,475} \quad [\text{Pa}]$$

$$\dot{m}_L = 0,251 \cdot \Delta p^{0,678} \quad [\text{kg/min}]$$

Die Druckverlustlinien sind von der Reynolds-Zahl abhängig, da zwischen der Druckdifferenz und dem Luftmassenstrom kein quadratischer Zusammenhang besteht.

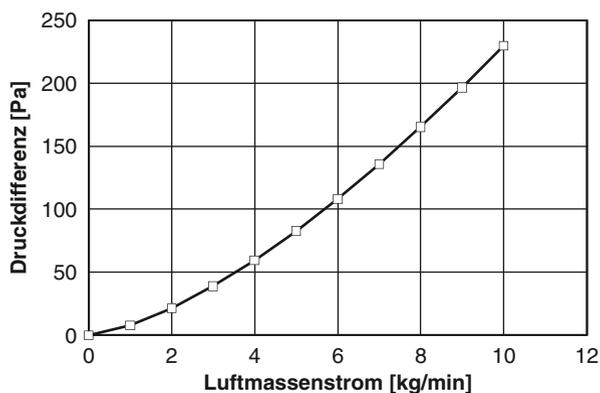
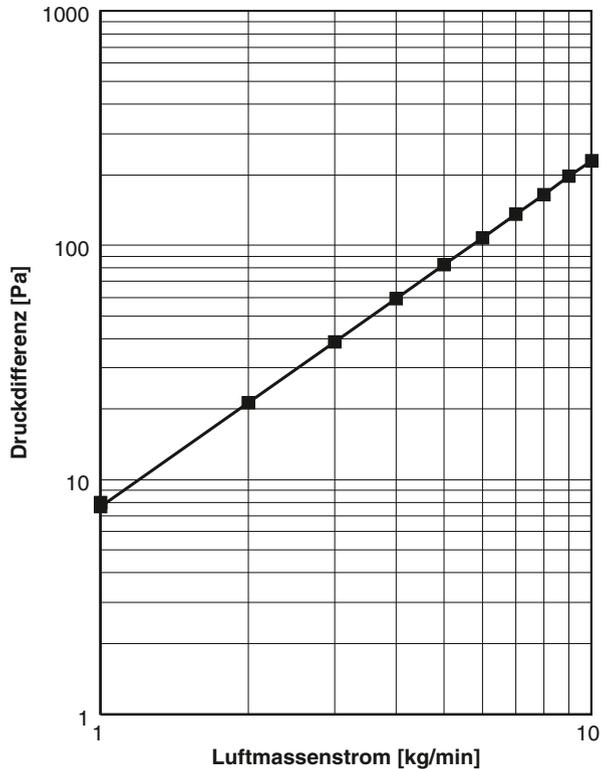


Abb. 8.6 Luftseitige Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom (Luftdichte: 1,15 kg/m³, Lufttemperatur: 22 °C)

Abb. 8.7 Luftseitige Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom im Doppel-Logarithmennetz (Luftdichte: $1,15 \text{ kg/m}^3$, Lufttemperatur: $22 \text{ }^\circ\text{C}$)



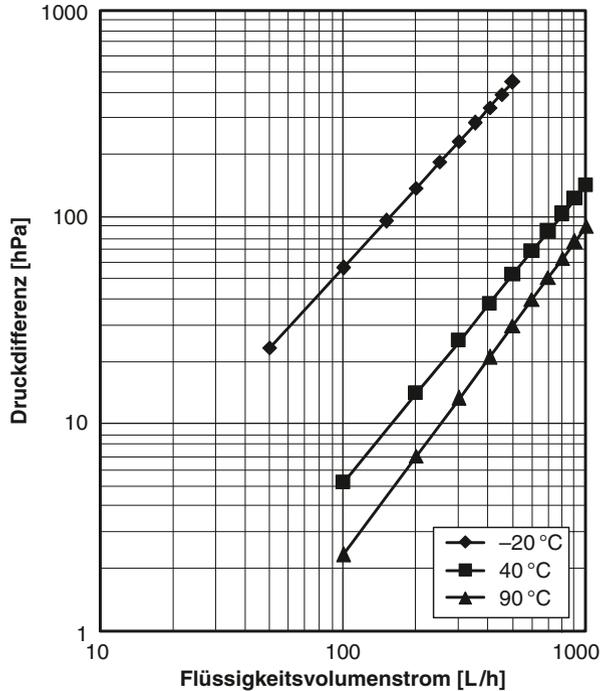
8.2.2.2 Flüssigkeitsseitige Druckdifferenz

Die flüssigkeitsseitigen Strömungswiderstände sind von der Temperatur des Fluids abhängig. Dies zeigen Messungen und einfache Analysen, die nachstehend beschrieben werden.

Gemessen wurde die Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsvolumenstrom an einem HWT der B-Klasse (2006) bei verschiedenen Temperaturen der Flüssigkeit ohne Wärmeabgabe (90 , 40 und $-20 \text{ }^\circ\text{C}$). Die Äthylenglykol-Wassermischung betrug $50/50 \text{ Vol.-%}$. In Abb. 8.8 sind die Ergebnisse im Doppel-Logarithmennetz dargestellt. Die dazugehörigen Potenzfunktionen sind in der Tab. 8.4 zusammengestellt. Wie auch auf der Luftseite sind die Druckverlustlinien von der Reynolds-Zahl abhängig, da zwischen der Druckdifferenz und dem Flüssigkeitsmassenstrom kein quadratischer Zusammenhang besteht.

Die Druckverlustlinien sind von der Temperatur signifikant abhängig. Bei niedrigen Temperaturen ist der Strömungswiderstand sehr hoch. Dies beeinträchtigt nachteilig die Wärmeübertragung im Winterbetrieb. Bei höheren Temperaturen nimmt bei konstantem Volumenstrom die Druckdifferenz ab. Dieses Verhalten lässt sich nur teilweise mit der Änderung der Dichte erklären. Vielmehr ist dieser Effekt

Abb. 8.8 Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsvolumenstrom eines HWT der B-Klasse (2006) im Doppel-Logarithmennetz bei Temperaturen von 90, 40 und -20 °C ohne Wärmeabgabe



auf die Änderung der Zähigkeit des Fluids (dynamische bzw. kinematische Viskosität), der Geometrie der durchströmten Querschnitte im HWT und der Änderung der Strömungsverteilung in den Wasserkästen zurückführen. Die Druckverlustlinien hängen also von der Reynolds-Zahl ab. Diese lautet:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} \tag{8.21}$$

In der Reynolds-Zahl ist die kinematische bzw. die dynamische Zähigkeit (ν, η) enthalten.

Tab. 8.4 Potenzfunktionen der Druckverlustlinien eines HWT bei Temperaturen der Flüssigkeit von 90, 40 und -20 °C

Temperatur der Flüssigkeit [°C]	Druckdifferenz [hPa] mit dem Volumenstrom [L/h]	Volumenstrom [L/h] mit der Druckdifferenz [hPa]
90	$\Delta p = 1,589 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V}^{1,5842}$	$\dot{V} = 58,44 \cdot \Delta p^{0,6312}$
40	$\Delta p = 7,010 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V}^{1,4361}$	$\dot{V} = 31,63 \cdot \Delta p^{0,6963}$
-20	$\Delta p = 0,1543 \cdot \dot{V}^{1,2833}$	$\dot{V} = 4,290 \cdot \Delta p^{0,7792}$

Für die Druckverlustlinien kann mit der Gleichung nach Bernoulli die Druckdifferenz

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \cdot \xi_{(\text{Re})} \quad (8.22)$$

und mit der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = A \cdot w \cdot \rho \quad (8.23)$$

folgender einfache Zusammenhang für die gesamte Druckverlustzahl¹⁶ hergestellt werden:

$$\xi = f(\text{Re}) = f\left(\frac{\dot{V} \cdot d}{\nu \cdot A}\right) = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \dot{V}^2} \cdot A^2 \quad (8.24)$$

Die durchströmte Fläche A und der charakteristische Durchmesser d sind unbekannt. Daher werden A und d jeweils willkürlich 1 gesetzt. Damit wird eine scheinbare Druckverlustzahl erhalten. In dieser sind sämtliche Einzelwiderstände enthalten.

$$\xi^* = f\left(\frac{\dot{V}}{\nu}\right) = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \dot{V}^2} \quad (8.25)$$

Die Druckdifferenz ist dann

$$\Delta p = \xi^* \cdot \frac{\rho \cdot \dot{V}^2}{2}. \quad (8.26)$$

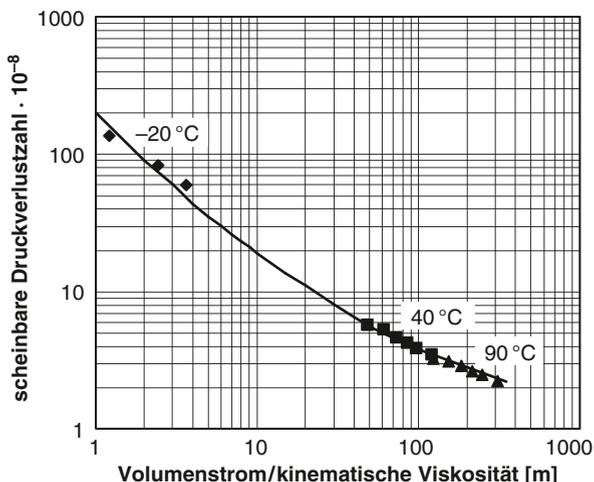
Die scheinbaren Druckverlustzahlen werden aus den Messungen mit der Gl. (8.25) ausgewertet und dem Quotienten „Volumenstrom/kinematische Viskosität“ zugeordnet. Der Quotient ist proportional zur Reynolds-Zahl. Abbildung 8.9 zeigt eine solche Auswertung im Doppel-Logarithmennetz für die Messungen nach Abb. 8.8 Der funktionale Zusammenhang beinhaltet die Summe sämtlicher Einzelwiderstände. In Tab. 8.5 sind die Dichte und die kinematische Viskosität für verschiedene Temperaturen einer 50/50 Vol.-%-Mischung zusammengestellt, s. auch Abschn. 13.1.2.

Mit dem aus Versuchen gefundenen Zusammenhang kann der Zahlenwert einer Messung vom Zustand 1 für einen Zustand 2 abgeschätzt werden. Für einen konstant gehaltenen Volumenstrom wird z. B. folgendes Verhältnis der Druckdifferenzen erhalten:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{\xi_2^*}{\xi_1^*} \quad (8.27)$$

¹⁶ Der gesamte Druckverlust besteht aus folgenden Anteilen: Ein- und Austrittsverluste, Verluste infolge der Strömungsumlenkung in den Wasserkästen und Verluste in den Rohren.

Abb. 8.9 Scheinbare Druckverlustzahl in Abhängigkeit vom Quotienten „Volumenstrom/kinematische Viskosität“ im Doppel-Logarithmennetz



Damit können Einflüsse der Temperatur, der Mischungsverhältnisse, aber auch unterschiedlicher Flüssigkeiten abgeschätzt werden.

Falls sich die scheinbare Druckverlustzahl sehr genau als Potenzfunktion von der Form

$$\xi^* = \alpha \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\nu}\right)^\beta \tag{8.28}$$

abbilden lässt, lautet das Verhältnis der Druckdifferenzen bei konstant gehaltenem Volumenstrom

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\beta \quad \text{mit} \quad -1 \leq \beta \leq 0. \tag{8.29}$$

Es gelten für eine laminare Strömung $\beta = -1$ und für eine vollturbulente raue Strömung $\beta = 0$. Zwischen dem Exponenten β und dem Druckexponenten k der Potenzfunktion $\dot{V} = a \cdot \Delta p^k$ besteht die empirisch gefundene Annäherung

Tab. 8.5 Dichte und kinematische Viskosität einer Äthylenglykol-Wassermischung von 50/50 Vol.-%; graphische Ermittlung aus Diagrammen, s. Abschn. 13.1.2

Temperatur [°C]	Dichte [kg/m³]	Kinematische Viskosität [mm²/s]
90	1.027	0,9
40	1.062	2,3
20	1.073	4,0
0	1.083	8,8
-20	1.094	23

$$\beta \approx \frac{1 - 2 \cdot k}{k}. \quad (8.30)$$

Beispiel: Einfluss der Flüssigkeitstemperatur auf die Druckdifferenz eines HWT. Bei einer Flüssigkeitstemperatur von 90 °C (Vorlauftemperatur = Rücklauftemperatur) und einem Volumenstrom von 1.000 L/h wurde mit einer 50/50 Vol.-%-Mischung eine Druckdifferenz von 90 hPa gemessen und ein Druckexponent k von 0,6312 (vgl. Tab. 8.4) ermittelt. Welche Druckdifferenz kann für eine Fluidtemperatur von 40 °C abgeschätzt werden? Vgl. hierzu auch Abb. 8.9.

Lösung:

$$\beta = \frac{1 - 2 \cdot k}{k} = \frac{1 - 2 \cdot 0,6312}{0,6312} = -0,416$$

$$\Delta p_{40} = \Delta p_{90} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\beta = 90 \cdot \frac{1062}{1027} \cdot \left(\frac{0,9}{2,3} \right)^{-0,416} \approx 138 \text{ [hPa]}$$

Ergebnis: Die ermittelte Druckdifferenz stimmt etwa mit der Messung überein (143 hPa). Abschätzungen sind also mit einem konstanten Exponenten in engen Grenzen möglich. Für eine Extrapolation auf eine Temperatur von -20 °C versagt jedoch dieser Ansatz, da der Druckexponent k aufgrund der anwachsenden Viskosität des Fluids größer ausfällt (vgl. Tab. 8.4). Dazu ist eine charakteristische Kennlinie, z. B. Abb. 8.9 erforderlich.

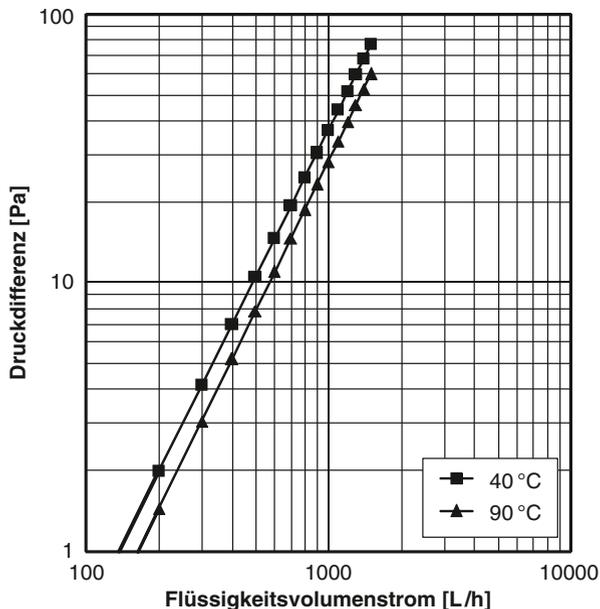
8.2.2.3 Druckdifferenz der Anschlussrohre

Die Druckverlustlinie der Anschlussrohre hängt ebenfalls von der Temperatur und der Geometrie ab. Der Einfluss ist allerdings geringer als beim HWT. Dies zeigt die Abb. 8.10. Die Potenzfunktionen sind in Tab. 8.6 zusammengestellt. Die Druckverlustlinien sind von der Reynolds-Zahl abhängig, da zwischen der Druckdifferenz und dem Flüssigkeitsmassenstrom kein quadratischer Zusammenhang besteht.

Beispiel: Druckdifferenz der Anschlussrohre bei unterschiedlichen Flüssigkeitstemperaturen.

Bei einer Flüssigkeitstemperatur von 90 °C (Vorlauftemperatur = Rücklauftemperatur) und einem Volumenstrom von 1.000 L/h wurde mit einer 50/50 Vol.-%-Mischung eine Druckdifferenz von 28 hPa an glatten Rohren gemessen. Welche Druckdifferenz wird bei einer Flüssigkeitstemperatur von 40 °C erwartet? Vergleiche hierzu auch Abb. 8.10. Gemessen wurden 34 hPa.

Abb. 8.10 Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsvolumenstrom der Anschlussrohre im Doppel-Logarithmennetz. Temperaturen der Flüssigkeit: 90 und 40 °C ohne Wärmeabgabe



Lösungen:

1. Nach Blasius¹⁷ gilt für glatte Rohre der Exponent $\beta = -0,25$, also

$$\xi \sim \text{Re}^\beta = \text{Re}^{-0,25}.$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\beta$$

$$\Delta p_{40} = \Delta p_{90} \cdot \frac{\rho_{40}}{\rho_{90}} \cdot \left(\frac{v_{90}}{v_{40}}\right)^{-1/4} = 28 \cdot \frac{1062}{1027} \cdot \left(\frac{0,9}{2,3}\right)^{-1/4} = 37 \text{ [hPa]}$$

Tab. 8.6 Potenzfunktionen für die Druckverlustlinien der Anschlussrohre bei Temperaturen der Flüssigkeit von 90 und 40 °C

Temperatur der Flüssigkeit [°C]	Druckdifferenz [hPa] mit dem Volumenstrom [L/h]	Volumenstrom [L/h] mit der Druckdifferenz [hPa]
90	$\Delta p = 8,06 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{V}^{1,8486}$	$\dot{V} = 163,9 \cdot \Delta p^{0,541}$
40	$\Delta p = 13,26 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{V}^{1,8153}$	$\dot{V} = 136,4 \cdot \Delta p^{0,550}$

¹⁷ Bohl W (1980) Technische Strömungslehre. Vogel-Verlag, Würzburg, S. 100.

Die abgeschätzte Druckdifferenz stimmt mit der Messung in der Größenordnung überein (34 hPa).

2. Mit dem Druckexponenten $k = 0,541$ (Tab. 8.6: 3. Spalte, 90 °C) folgt

$$\beta = \frac{1 - 2 \cdot k}{k} = \frac{1 - 2 \cdot 0,541}{0,541} = -0,152$$

und

$$\Delta p_{40} = \Delta p_{90} \cdot \frac{\rho_{40}}{\rho_{90}} \cdot \left(\frac{v_{90}}{v_{40}} \right)^\beta = 28 \cdot \frac{1062}{1027} \cdot \left(\frac{0,9}{2,3} \right)^{-0,152} \approx 33 \text{ [hPa]} .$$

8.3 Kennlinien eines Verdampfers

In diesem Kapitel wird über die Ergebnisse thermodynamischer Messungen an einem Verdampfer berichtet. Beschrieben werden die Enthalpieströme in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom und die luftseitigen Druckdifferenzen für trockene und feuchte Luft. Eine Wärmebilanz für die Luftseite unterscheidet zwischen der sensiblen (fühlbaren) und latenten Wärme und verdeutlicht, dass es außerordentlich hilfreich ist, den Kondensatmassenstrom zu kennen. Weiterhin wird gezeigt wie aus gegebenen Enthalpieströmen die Ablufttemperatur ermittelt werden kann. Beispiele verdeutlichen dies im Abschn. 8.3.3.3.

8.3.1 Gemessene Enthalpieströme

Von einem Verdampfer der B-Klasse (2007) wurden die Enthalpieströme mit einem Prüfstand in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom bei folgenden Bedingungen ermittelt:

Temperatur der Zuluft 40 °C

relative Feuchte < 10 und 38 %

Luftmassenstrom¹⁸ > 4 kg/min

homogene Geschwindigkeitsverteilung der Luft (Messung in der Zarge)

Kältemittel: R134a

Hochdruck: 15 bar

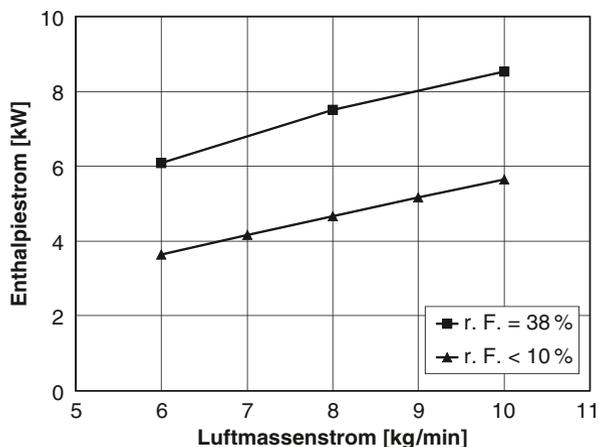
Saugdruck: 3 bar

Überhitzung: 5 K

Unterkühlung: 5 K

¹⁸ Für kleine Luftmassenströme sind für eine stabile Versuchsdurchführung andere Randbedingungen zu wählen.

Abb. 8.11 Enthalpieströme eines Verdampfers der B-Klasse in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom bei einer Zulufttemperatur von 40 °C und feuchter Zuluft (r. F. = 38 %) sowie trockenerer Luft (r. F. <10 %)



Die Ergebnisse der gemessenen Enthalpieströme zeigen die Abb. 8.11, 8.12 und 8.13. In Abb. 8.11 sind die gesamten Enthalpieströme in Abhängigkeit vom feuchten und trockenen Zuluftstrom eingetragen.

Mit feuchter Zuluft ist der Enthalpiestrom wegen der Bildung von Kondensat wesentlich größer als mit trockener Zuluft. Dieser Enthalpiestrom muss vom Kältemittelkreislauf aufgenommen werden. Abbildung 8.12 zeigt für die feuchte Zuluft den gesamten Enthalpiestrom, den sensiblen (also „fühlbaren“) Enthalpiestrom und den Massenstrom des Kondensats in Abhängigkeit vom trockenen Luftmassenstrom.

In Abb. 8.13 werden die sensiblen Enthalpieströme der Messungen mit feuchter und trockener Luft verglichen. Mit trockener Zuluft sind diese höher.

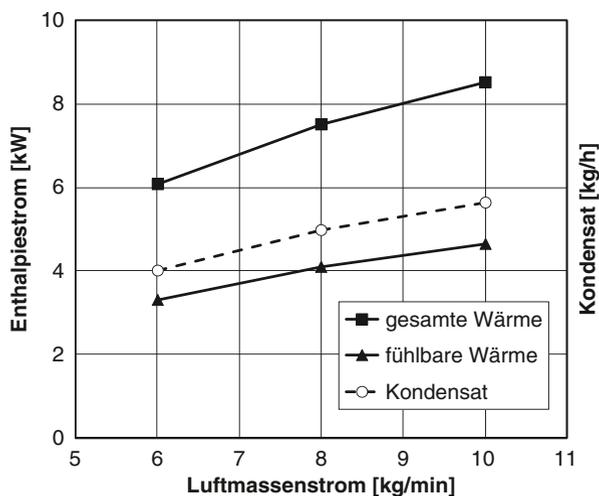
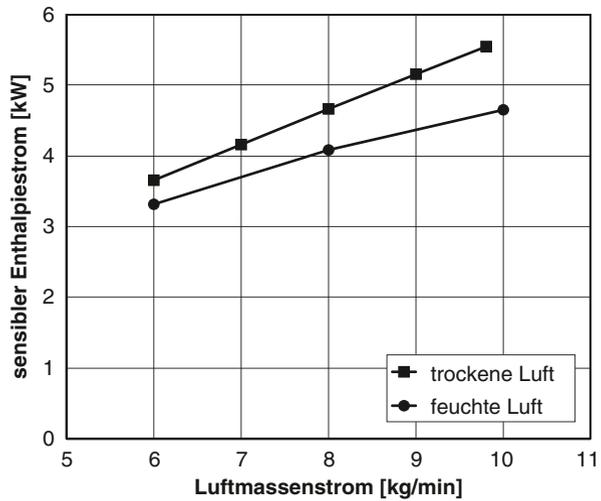


Abb. 8.12 Gesamter und sensibler Enthalpiestrom sowie Massenstrom des Kondensats in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom für die Messung mit feuchter Zuluft

Abb. 8.13 Sensibler Enthalpiestrom mit feuchter und trockener Luft in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom



Leider werden oft nur Angaben über den gesamten Enthalpiestrom in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom mitgeteilt oder in Lastenheften gefordert. Dies genügt zwar zur Auslegung des Kältemittelkreislaufs, aber nicht zur Bestimmung des sensiblen und latenten Enthalpiestroms. Der sensible und der latente Wärmestrom müssen dann durch Annahmen der r. F. auf der Abluftseite ermittelt werden. Diese können z. B. mit einem Simulationsprogramm, wie AHH¹⁹ (Air Humid Handling), abgeschätzt werden. Weiterhin besteht die Möglichkeit, das Mollier-h, x-Diagramm oder besser die dazugehörigen Gleichungen zu verwenden. Grundsätzlich sollte in jedem Diagramm der Kondensatmassenstrom angegeben werden. Dieser kann bei einer Messung auf einfache Weise genau bestimmt werden. Im Abschn. 8.3.3 „Luftseitige Wärmebilanz, sensible und latente Wärme“ werden die Zusammenhänge erläutert und es wird gezeigt, weshalb die Kenntnis des Kondensatmassenstroms hilfreich ist.

8.3.2 Druckverlustlinien, luftseitig

In Abb. 8.14 sind die luftseitigen Druckdifferenzen dargestellt, die während der Leistungsmessung aufgenommen wurden. Die Druckdifferenzen sind bei der Messung mit feuchter Luft deutlich höher. Dies liegt an der Versperrung des Verdampfernetzes durch Wassertropfen bzw. gespeichertem Wasser.²⁰

In Abb. 8.15 ist der luftseitige Druckabfall im Doppel-Logarithmennetz dargestellt. Der Exponent der Potenzfunktion bleibt für beide Betriebsfälle praktisch kon-

¹⁹ Zeller Consulting Suisse, www.zcs.ch.

²⁰ Es werden etwa 300 g Wasser gespeichert, s. Böttcher C (2007) Wasserspeicherung in einem Klimagerät. Dissertation, VDM Verlag Dr. Müller, Saarbrücken.

Abb. 8.14 Luftseitige Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom eines Verdampfers der B-Klasse während der Leistungsmessung mit feuchter und trockener Luft

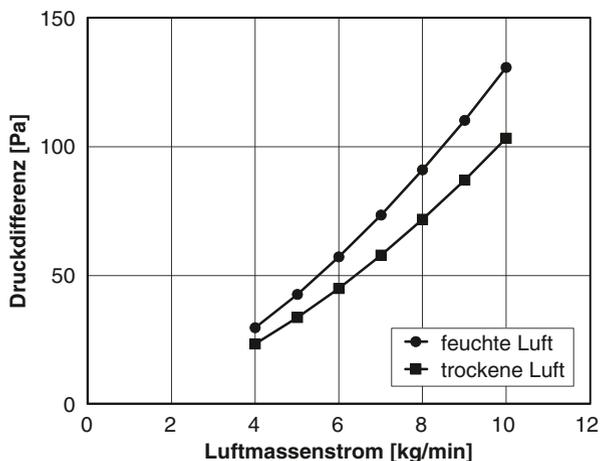
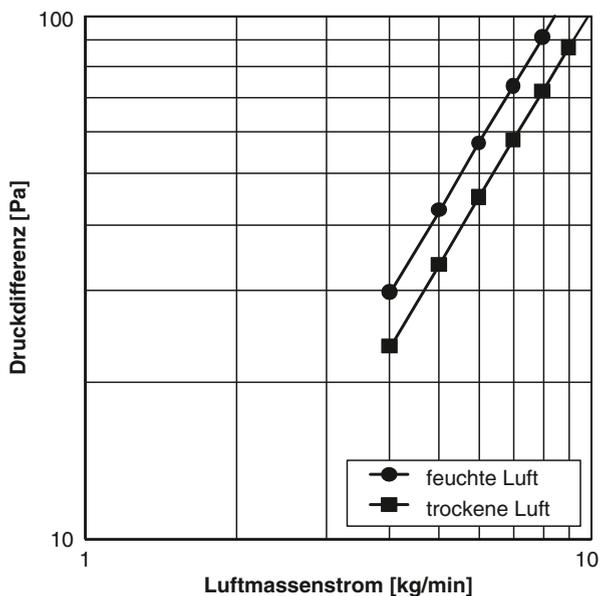


Abb. 8.15 Luftseitiger Druckabfall in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom eines Verdampfers der B-Klasse während der Leistungsmessung mit feuchter und trockener Luft im Doppel-Logarithmennetz



stant (parallele Linien). Die Druckdifferenz ist bei der Messung mit feuchter Luft und konstant gehaltenem Luftmassenstrom hier etwa 28 % höher. In Tab. 8.7 sind die Potenzfunktionen zusammengestellt. Die Druckverlustlinien sind von der Reynolds-Zahl abhängig, da zwischen der Druckdifferenz und dem Luftmassenstrom kein quadratischer Zusammenhang besteht.

Tab. 8.7 Potenzfunktionen der Messwerte nach Abb. 8.15

Zustand	Druckdifferenz [Pa]	Luftmassenstrom [kg/min]
Trocken	$\Delta p = 2,46 \cdot \dot{m}_L^{1,62}$	$\dot{m}_L = 0,574 \cdot \Delta p^{0,62}$
Feucht	$\Delta p = 3,14 \cdot \dot{m}_L^{1,62}$	$\dot{m}_L = 0,494 \cdot \Delta p^{0,62}$

8.3.3 Luftseitige Wärmebilanz, sensible und latente Wärme

Der gesamte Enthalpiestrom setzt sich aus dem sensiblen und latenten Enthalpiestrom des Kondensats zusammen.

$$\dot{H}_{Gesamt} = \dot{H}_{Sensibel} + \dot{H}_{Latent} \tag{8.31}$$

mit

$$\dot{H}_{Sensibel} = \dot{m}_L \cdot [c_{p,L} + c_{p,D} \cdot x_1] \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \tag{8.32}$$

und

$$\dot{H}_{Latent} = \dot{m}_L \cdot (x_1 - x_2) \cdot r = \dot{m}_{Kondensat} \cdot r \tag{8.33}$$

Die absolute Feuchte x_1 bleibt bei dem sensiblen Enthalpiestrom konstant. Die Verdampfungswärme r des Kondensats kann mit

$$r = r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2 \quad \vartheta_2 > 0 \text{ °C} \tag{8.34}$$

beschrieben werden oder wird der Tab. 8.8 entnommen. Die Zusammenhänge der einzelnen o. g. Gleichungen sind im folgenden Abschn. 8.3.3.1 „Ableitung des Enthalpiestroms“ zusammengestellt. Hierzu gibt es eine umfangreiche Literatur.²¹

Tab. 8.8 Verdampfungswärme von Wasser. Vergleich der Gl. (8.34) mit Tabellenwerten aus der Literatur

Temperatur [°C]	Verdampfungswärme r [kJ/kg] nach Gl. (8.34)	Verdampfungswärme r [kJ/kg] nach Recknagel et al. (1985) S. 95	Verdampfungswärme r [kJ/kg] nach Stephan et al. (2007) Dubbel D39 Tab. 5
0	2.500	2.500	2.500,91
2	2.495	2.496	2.496,17
4	2.491	2.491	2.491,42
6	2.486	2.486	2.486,68
8	2.481	2.481	2.481,94
10	2.477	2.477	2.477,21

²¹ Z. B. Baehr (1961), Weigand et al. (2008), Cerbe u. Wilhelms (2008), Stan (2004) etc.

Das entstehende abgekühlte Kondensat tropft ungenutzt durch den Wasserablaufschlauch ins Freie. Zum Kühlen eines Fahrgastraums steht also nur der sensible Enthalpiestrom zur Verfügung.

Es bedeuten:

1	Zuluft
2	Abluft
\dot{m}_L	trockener Luftmassenstrom ²² [kg/s]
$c_{p,L}$	spezifische Wärmekapazität der Luft = 1,006 [kJ/(kg · K)]
$c_{p,D}$	spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfes = 1,86 [kJ/(kg · K)]
c_W	spezifische Wärmekapazität des Wassers = 4,19 [kJ/(kg · K)]
r_0	Verdampfungswärme von Wasser bei 0 °C = 2500 [kJ/kg]
x	absolute Feuchte [kg _{Wasser} /kg _{trockene Luft}]

In Tab. 8.8 werden die Zahlenwerte nach Gl. (8.34) mit Tabellenwerten aus der Literatur²³ verglichen. Es besteht praktisch kein Unterschied.

8.3.3.1 Ableitung des Enthalpiestroms

Mit der spezifischen Enthalpie der ungesättigten, feuchten Zuluft (Zustand 1)

$$h_{(1+x),1} = c_{p,L} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot c_{p,D} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot r_0 \quad (8.35)$$

und der spezifischen Enthalpie der ungesättigten feuchten Abluft (z. B. r. F. = 95 %) unter Berücksichtigung der spezifischen Enthalpie c_W des Kondensats (Zustand 2)

$$h_{(1+x),2} = c_{p,L} \cdot \vartheta_2 + x_2 \cdot c_{p,D} \cdot \vartheta_2 + x_2 \cdot r_0 + x_W \cdot c_W \cdot \vartheta_2. \quad (8.36)$$

$$\text{sowie } x_W = x_1 - x_2$$

wird die Differenz

$$\Delta h_{1+x} = c_{p,L} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + c_{p,D} \cdot (x_1 \cdot \vartheta_1 - x_2 \cdot \vartheta_2) + (x_1 - x_2) \cdot r_0 - (x_1 - x_2) \cdot c_W \cdot \vartheta_2 \quad (8.37)$$

gebildet. Für die Temperatur des Kondensats wird die Temperatur der Luft nach dem Verdampfer angenommen. Der Index $(1+x)$ kennzeichnet den Bezug auf die trockene Luft. Meistens wird der Index in der Praxis weggelassen. Dazu werden mittlere spezifische Wärmekapazitäten verwendet. Diese werden als konstante

²² $\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{\text{gemessen}}}{1 + x_{\text{gemessen}}}$.

²³ Stephan K, Stephan P (2007) Thermodynamik. In: Grote K H, Feldhusen J (Hrsg) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag, Berlin.

Recknagel et al. (1985) Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. 63. Aufl. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, S. 95.

Größen angenommen. Damit werden die Gleichungen übersichtlich und sind noch hinreichend genau. Streng genommen sind die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten von der Temperatur abhängig.²⁴

Gleichung (8.37) wird nach dem sensiblen und latenten Anteil umgeformt.²⁵ Die spezifische Enthalpiedifferenz lautet nun

$$\Delta h_{1+x} = (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + (x_1 - x_2) \cdot [r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2] \quad (8.38)$$

$$\Delta h_{1+x} = \Delta h_{Sensibel} + (x_1 - x_2) \cdot r$$

und nach Multiplikation mit dem trockenen Luftmassenstrom

$$\dot{H}_{Gesamt} = \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + \dot{m}_L \cdot (x_1 - x_2) \times [r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2] \quad (8.39)$$

oder

$$\dot{H}_{Gesamt} = \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + \dot{m}_{Kond.} \cdot [r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2] \quad (8.40)$$

$$\dot{H}_{Gesamt} = \dot{H}_{Sensibel} + \dot{H}_{Latent}.$$

Die Verdampfungswärme ist entsprechend der Gl. (8.34)

$$r = r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2.$$

Da der absolute Wassergehalt x_2 in Gl. (8.39) experimentell mit Feuchte-Messgeräten nur unsicher bestimmt werden kann, ist es außerordentlich hilfreich den Kondensatmassenstrom zu messen und Gl. (8.40) zu verwenden.

8.3.3.2 Ermittlung der Ablufttemperaturen aus gegebenen Enthalpieströmen

Fall 1: Gegeben ist der sensible Enthalpiestrom.

Für einen gegebenen sensiblen Wärmestrom lässt sich die Lufttemperatur nach dem Verdampfer sehr einfach mit

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 - \frac{\dot{H}_{Sen.}}{\dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D})} \quad (8.41)$$

ermitteln.

²⁴ Die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten werden wie folgt geschrieben: $[c]_0^\vartheta$ oder $c|_0^\vartheta$.

Über die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten wird im Abschn. 11.2 „Prüfstand für Komponenten der Heizung, Lüftung und Klimaanlage“ berichtet.

²⁵ Hinweis: Der Klammerausdruck $c_{p,D} \cdot (x_1 \cdot \vartheta_1 - x_2 \cdot \vartheta_2)$ der Gl. (8.37) wird erweitert und wie folgt geschrieben $c_{p,D} \cdot (x_1 \cdot \vartheta_1 - x_2 \cdot \vartheta_2 - x_1 \cdot \vartheta_2 + x_1 \cdot \vartheta_2) = c_{p,D} \cdot [x_1 \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + (x_1 - x_2) \cdot \vartheta_2]$.

Fall 2: Gegeben ist der gesamte Enthalpiestrom und der Kondensatstrom.

Sind im Diagramm der gesamte Enthalpiestrom und der dazugehörige Kondensatstrom enthalten, wird gemäß Gl. (8.40) für die Ablufttemperatur erhalten:

$$\vartheta_2 = \frac{\dot{m}_{Kond.} \cdot r_0 + \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot \vartheta_1 - \dot{H}_{Gesamt}}{\dot{m}_{Kond.} \cdot (c_W - c_{p,D}) + \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D})} \quad (8.42)$$

Fall 3: Gegeben ist nur der gesamte Enthalpiestrom.

Falls nur der gesamte Enthalpiestrom im Diagramm dargestellt ist, ist die Ermittlung der Lufttemperatur nach dem Verdampfer und des Kondensatmassenstroms problematisch, da die r. F. nach dem Verdampfer abgeschätzt werden muss.

Unbekannt sind vorerst der absolute Wassergehalt und die Lufttemperatur nach dem Verdampfer. Diese können iterativ aus Gl. (8.39) für eine angenommene r. F. erhalten werden.²⁶ Komfortabler sind Simulationsprogramme wie z. B. AHH (Air Humid Handling) von Zeller Consulting Suisse (www.zcs.ch). Die r. F. und die Lufttemperatur nach dem Verdampfer können auch mit Hilfe des Mollier-h, x-Diagramms abgeschätzt werden. Dies geschieht mit der Mischungsgeraden (vgl. hierzu Beispiel 3). Zwischen dem Luftzustand 1 (Zuluft) und der Oberflächentemperatur der luftseitigen Lamellen des Verdampfers 3 (r. F. = 100 %) wird eine Mischungsgerade eingezeichnet. Diese schneidet die Linie der abluftseitigen spezifischen Enthalpie im Punkt 2. Damit sind die Temperatur und die r. F. der Abluft bekannt.

8.3.3.3 Beispiele

Beispiel 1: Verdampfer mit trockener Luft (40 °C)

Gegeben sind drei Wertepaare für den Wärme- und Luftmassenstrom gemäß Abb. 8.11, s. Tab. 8.9. Wie groß ist die dazugehörige Lufttemperatur nach dem

Tab. 8.9 Wärme- und Luftmassenströme eines Verdampfers der B-Klasse. Ausgewertete Lufttemperatur nach dem Verdampfer bei trockener Zuluft

Luftmassenstrom [kg/min]	Enthalpiestrom [kW]	Differenz der Lufttemperatur [K]	Lufttemperatur nach dem Verdampfer [°C]
6	3,654	36,3	3,7
8	4,670	34,8	5,2
10	5,549	33,1	6,9

²⁶ Für eine Iteration können folgende Gleichungen verwendet werden:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_D}{p_{amb} - p_D} \quad \left[\text{kg}_{Wasser} / \text{kg}_{trockene Luft} \right]$$

$$p_D = p_{sat} \cdot \varphi \quad [\text{Pa}]$$

$$p_{sat} = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{8,02} \cdot 288,68 \quad [\text{Pa}] \text{ nach DIN 4108-5:1981, Gültigkeitsbereich } 0^\circ\text{C} < \vartheta < 30^\circ\text{C, verwendbar bis } 50^\circ\text{C}$$

Verdampfer? Die Lösung erfolgt mit Gl. (8.41). Die Ergebnisse sind in der letzten Spalte der Tab. 8.9 zusammengestellt.

Beispiel 2: Verdampfer mit feuchter Luft (40 °C, r. F. 38 %, p_{amb} 1.000 hPa)

Gegeben ist der gesamte Enthalpiestrom. Der Kondensatmassenstrom und der sensible Enthalpiestrom seien unbekannt (leider gibt es solche Darstellungen häufig in der Praxis). Gegeben sind drei Wertepaare für den Wärme- und Luftmassenstrom gemäß Abb. 8.11 und Tab. 8.10 (2. u. 3. Spalte). Wie groß sind die dazugehörigen Lufttemperaturen nach dem Verdampfer und wie groß ist der Kondensatmassenstrom, wenn für die r. F. 90 und 100 % angenommen werden?

Die Lösung erfolgt mit Gl. (8.39) durch Iteration nach der Ablufttemperatur mit den Gleichungen nach Fußnote 26. In den Tab. 8.10 und 8.11 sind die Ergebnisse zusammengestellt.

Die Lufttemperaturen nach dem Verdampfer sind deutlich höher als beim trockenen Verdampfer (vgl. hierzu die Zahlenwerte aus Tab. 8.9). Der Kondensatmassenstrom ist beträchtlich.

Der sensible Enthalpiestrom ist bei einer feuchten Zuluft kleiner als bei einer trockenen (s. hierzu Tab. 8.12). Ursache ist das Wasser im luftseitigen Netz des Verdampfers, das den konvektiven Wärmeübergang beeinträchtigt.

Tab. 8.10 Luftmassenstrom und Enthalpiestrom eines Verdampfers der B-Klasse. Lufttemperatur nach dem Verdampfer und Kondensatmassenstrom bei feuchter Zuluft (40 °C, r. F. 38 %, p_{amb} 1000 hPa)

Geschätzte r. F. nach dem Verdampfer [%]	Luftmassenstrom, trocken [kg/min]	Enthalpiestrom [kW]	Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	Kondensatmassenstrom [kg/h]
100	6	6,09	8,1	4,02
100	8	7,51	10,1	4,88
100	10	8,53	12,2	5,40
90	6	6,09	8,9	4,14
90	8	7,51	10,9	5,06
90	10	8,53	13,1	5,63

Tab. 8.11 Luftmassenstrom und Enthalpiestrom eines Verdampfers der B-Reihe. Sensibler und latenter Wärmestrom bei feuchter Zuluft (40 °C, r. F. 38 %)

r. F. nach dem Verdampfer [%]	Luftmassenstrom, trocken [kg/min]	Enthalpiestrom [kW]	Sensibler Wärmestrom [kW]	Latenter Wärmestrom [kW]
100	6	6,09	3,32	2,77
100	8	7,51	4,15	3,36
100	10	8,53	4,82	3,70
90	6	6,09	3,24	2,85
90	8	7,51	4,03	3,48
90	10	8,53	4,66	3,86

Tab. 8.12 Vergleich der sensiblen Enthalpieströme bei trockener und feuchter Zuluft

Trockener Luftmassenstrom, [kg/min]	Trockene Zuluft, sensibler Wärmestrom [kW]	Feuchte Zuluft, sensibler Wärmestrom [kW]
–	r. F. nach Verdampfer < 10 %	r. F. nach Verdampfer = 100 %
6	3,65	3,32
8	4,67	4,15
10	5,55	4,82

Beispiel 3: Anwendung der Mischungsgeraden.

Für das Beispiel 2 sollen die r. F. der Abluft mit Hilfe des Mollier-h, x-Diagramms abgeschätzt werden. Die Oberflächentemperatur der Verdampferlamellen wird nach Erfahrung mit 5 °C entsprechend einer Verdampfungstemperatur von 0 °C angenommen.

Lösung: Vergleiche Abb. 8.16.

In das Mollier-h, x-Diagramm wird die Mischungsgerade zwischen dem Luftzustand 1 (Zuluft) und der Oberflächentemperatur der luftseitigen Lamellen des Verdampfers Punkt 3 (r. F. = 100 %) eingezeichnet. Diese schneidet die Linie der abluftseitigen spezifischen Enthalpie im Punkt 2. Hierfür werden vorgegebene Enthalpieströme (nach Tab. 8.10) auf dazugehörige Luftmassenströme bezogen (spez. Enthalpie) und von der spezifischen Enthalpie der Zuluft subtrahiert. Damit sind die Temperatur und die r. F. der Abluft bekannt. In Tab. 8.13 sind die abgelesenen Werte zusammengestellt.

Die grafische Methode liefert brauchbare Ergebnisse, die Auswertung ist jedoch mühevoll. Mit der numerischen Methode werden diese Nachteile behoben. Die Gleichung der Mischungsgeraden lautet

$$\frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{x_2 - x_3}{x_1 - x_2} \quad \text{und damit}$$

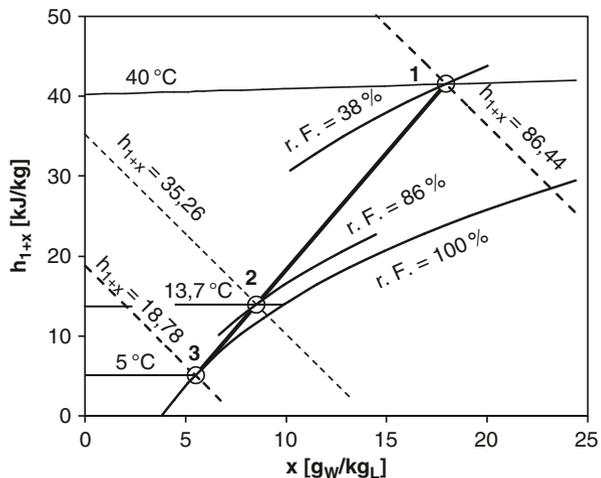


Abb. 8.16 Anwendung der Mischungsgeraden im Mollier-h, x-Diagramm; Abschätzung der r. F. und der Lufttemperatur nach dem Verdampfer. Eingetragen ist die Messung mit 10 kg/min und 8,53 kW nach Tab. 8.10

Tab. 8.13 Abgelesene r. F. und Lufttemperaturen nach dem Verdampfer mit der Mischungsgeraden im Mollier-h, x-Diagramm, spezifische Enthalpie der Zuluft 86,44 kJ/kg

Luftmassenstrom [kg/min]	Spezifische Enthalpiedifferenz [kJ/kg]	Relative Feuchte [%]	Lufttemperatur nach dem Verdampfer [°C]
6	60,9	96	8,6
8	56,33	92	11,0
10	51,15	86	13,7

$$x_2 = \frac{x_3 \cdot (h_1 - h_2) + x_1 \cdot (h_2 - h_3)}{h_1 - h_3} \tag{8.43}$$

Die spez. Enthalpien h_1 und h_3 werden mit Gl. (8.35) bestimmt. Der absolute Wassergehalt x wird mit den Gleichungen nach Fußnote 28 berechnet. Zuerst wird der Sättigungsdruck p_{sat} des Wasserdampfs mit der Temperatur, dann der Wasserdampfpartialdruck p_D mit der r. F. und schließlich der absolute Wassergehalt ermittelt.

Die spez. Enthalpie der Abluft lautet:

$$h_2 = h_1 - \frac{\dot{H}}{\dot{m}_L}$$

Mit den Gln. (8.36) und (8.43) wird die Ablufttemperatur erhalten. Die Ergebnisse, s. Tab. 8.14, weichen geringfügig von den graphisch ermittelten ab.²⁷

Die r. F. für den Zustand 2 wird wiederum mit den Gleichungen nach Fußnote 26 berechnet. Zuerst wird der Sättigungsdruck $p_{sat,2}$ mit der Ablufttemperatur, dann der Wasserdampfpartialdruck

$$p_{D,2} = \frac{x_2}{0,622 + x_2} \cdot p_{amb}$$

und schließlich

$$\varphi = \frac{p_{D,2}}{p_{sat,2}} \text{ erhalten.}$$

Tab. 8.14 Berechnete Lufttemperaturen nach dem Verdampfer und r. F. mit der Mischungsgeraden; spezifische Enthalpie der Zuluft 86,44 kJ/kg, Luftdruck 1.000 hPa

Luftmassenstrom [kg/min]	Enthalpiestrom [kW]	Spez. Enthalpie h_2 der Abluft [kJ/kg]	Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	r. F. [%]
6	6,09	25,5	8,2	98
8	7,51	30,1	10,8	91
10	8,53	35,3	13,2	89

²⁷ Wird der letzte Term in Gl. (8.36) vernachlässigt, sind die Ergebnisse bei gleichem Luftdruck identisch.

Literatur

- Adams E W (1969) Characteristics of Equipment Components. In: SAE Aerospace Applied Thermodynamics Manual, Part 3 H, New York
- Baehr H D (1961) Mollier-i, x-Diagramme für feuchte Luft. Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg
- Bohl W (1980) Technische Strömungslehre. Vogel-Verlag, Würzburg, S. 100
- Böttcher C (2007) Wasserspeicherung in einem Klimagerät. Dissertation, VDM Verlag Dr. Müller, Saarbrücken
- Cerbe G, Wilhelms G (2008) Technische Thermodynamik. Carl Hanser Verlag, München
- DIN 4108-5 (1981) Wärmeschutz im Hochbau, Berechnungsverfahren
- Grigull U et al. (1963) Grundgesetze der Wärmeübertragung. 3. Aufl. Springer Verlag, Berlin
- NN (um 1975) Program Description Nr. 00062D für den Rechner HP97 (Hewlett-Packard)
- Recknagel et al. (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. R. Oldenbourg Verlag, München, Wien
- Recknagel et al. (2009) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. In: Schramek E R (Hrsg), Oldenbourg Industrieverlag, München, S. 999
- Stan C (2004) Thermodynamik des Kraftfahrzeugs. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- Straßer K (1990) Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. Dissertation, TU München
- Stephan K, Stephan P (2007) Thermodynamik. In: Grote K H, Feldhusen J (Hrsg) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag, Berlin
- Tyforop Chemie GmbH (2004) Technische Information. Anton Rée-Weg 7, D- 20537 Hamburg
- Wäschle A (2002) Numerical Methods, 3-Dimensional. In: Wiedemann J, Hucho W H (Hrsg) Progress in Vehicle Aerodynamics II, Expert Verlag, S. 120–121
- Weigand B, Köhler J, Wolfersdorf J von (2008) Thermodynamik kompakt. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg
- Zeller M, Umgang mit feuchter Luft (Air Humid Handling). Zeller Consulting Suisse, www.zcs.ch
- Zuck et al. (2005) Kühlung und Durchströmung. In: Hucho W H (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, S. 717–718

Kapitel 9

Kältemittelkreislauf*

In Pkws werden Kaldampf-Kompressionskälteanlagen verwendet.¹ Abbildung 9.1 zeigt das Anlagenschema eines Kaldampf-Kompressionskälte-Kreislaufs. Verwendet werden genormte Bildzeichen nach DIN 8972 (1980), Teil 2 und Begriffe nach DIN 8941 (1982).²

Thermodynamisch gesehen handelt es sich um einen linksläufigen Kreisprozess. Idealisiert verläuft dieser wie folgt: Der Verdichter (Kompressor) saugt den überhitzten Dampf des Kältemittels vom Zustand 1 an und verdichtet diesen isentrop auf den Zustand 2. Im Verflüssiger (Kondensator) oder Gaskühler wird dem Kältemittel bis zum Zustand 3 isobar Wärme entzogen. Anschließend wird dieses bei konstanter Enthalpie entspannt (Zustand 4) und kühlt sich dabei ab. Dies geschieht in einem Drosselorgan (Expansionsventil). Im Verdampfer wird dem Kältemittel isobar Wärme zugeführt. Dabei beträgt die Verdampfungstemperatur in Pkw-Kälteanlagen etwa 0 °C.

Kompressionskälteanlagen werden mit einer Leistungszahl (COP, Coefficient of Performance) bewertet. Diese ist das Verhältnis von „Kälteleistung“ zur Leistungsaufnahme des Verdichters.

$$\varepsilon_K = COP = \frac{\text{Kälteleistung [kW]}}{\text{Verdichterleistungsaufnahme [kW]}} \quad (9.1)$$

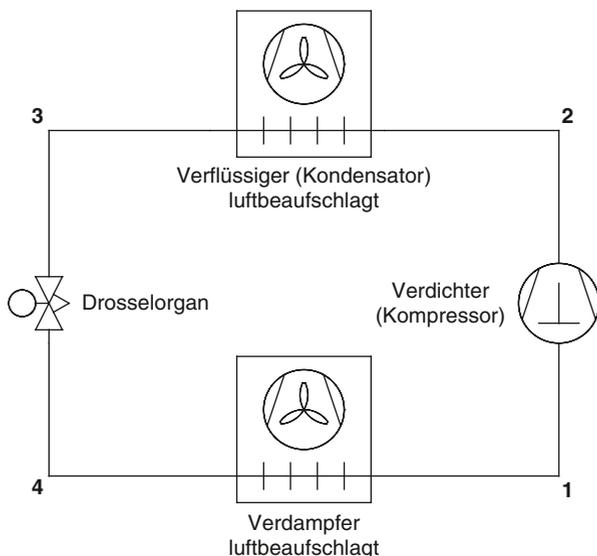
Verwendet wird das Kältemittel R134a. Es gehört zur Gruppe L1 (Sicherheitskältemittel). Es ist nicht brennbar und hat keinen negativen Einfluss auf die Gesundheit. Beim Eintritt in die Atmosphäre wird der Treibhauseffekt der Erde verstärkt. Wegen dieser schädigenden Wirkung sollte dies durch ein natürliches Kältemittel ersetzt werden. Ein geeigneter Ersatzstoff ist das Kohlenstoffdioxid (CO₂) mit der

* Da in der Praxis der Begriff „Kältekreislauf“ üblich ist, wird dieser im Folgenden auch verwendet. Dennoch wird darauf hingewiesen, dass nicht „Kälte“ im Kreislauf zirkuliert, sondern Kältemittel.

¹ Unter „Kälte“ wird entzogene Wärme verstanden.

² Im Fachgebiet der Kfz-Klimatisierung wird ein Verdichter „Kompressor“ (engl. Compressor, frz. Compresseur) und ein Verflüssiger „Kondensator“ (engl. Condenser, frz. Condenseur) genannt. In zukünftigen Normen sollten die Begriffe „Kompressor“ und „Kondensator“ berücksichtigt werden.

Abb. 9.1 Anlagenschema eines Kalt dampf-Kompressionskälte-Kreislaufs



Bezeichnung R744. Dieses gehört ebenfalls zur Gruppe L1. Es hat kein Ozonabbau-potenzial (ODP) und keine Auswirkung auf den Treibhauseffekt (GWP). Es wurden auch brennbare Kältemittel untersucht.³

9.1 Kompressionskälteanlage mit R134a

Abbildung 9.2 zeigt den Kreisprozess für das Kältemittel R134a im log-p, h-Diagramm. Dabei bedeutet p den absoluten Druck und h die spezifische Enthalpie.

Der Druck im Kondensator liegt unterhalb des kritischen Drucks. Der Prozess verläuft also unterkritisch. Eingetragen sind die Überhitzung und die Unterkühlung des Kältemittels. Die Überhitzung wird mit einem geregelten Expansionsventil erreicht. Mit einer einfachen Drossel (Orifice Tube) können flüssige Anteile den Verdampfer verlassen und den Verdichter schädigen. Daher wird zwischen dem Verdampfer und dem Verdichter ein Sammler angeordnet. In diesem wird das restliche Kältemittel verdampft. Dies bedeutet einen Leistungsverlust.

In Abb. 9.2 bedeuten:

- q_c massenstrombezogene Verflüssigerleistung [kJ/kg]
- q_0 massenstrombezogene Kälteleistung [kJ/kg]
- w massenstrombezogene Leistungsaufnahme des Verdichters [kJ/kg]

³ Wobst et al. (1997) Anwendung brennbarer Kältemittel in Automobilklimaanlagen. FAT Schriftenreihe Nr. 136, Frankfurt am Main.

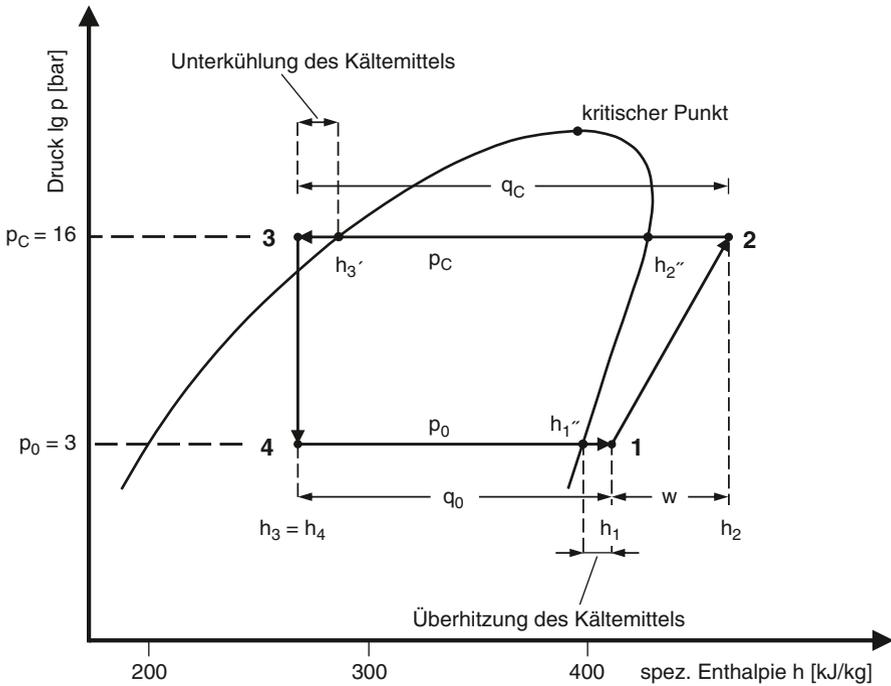


Abb. 9.2 Kreisprozess einer Kompressions-Kälteanlage; die Drücke und Enthalpiewerte entsprechen denen des Kältemittels R134a

Es gilt:

$$q_c = q_0 + w = h_2 - h_3 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_R \cdot q_c \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_R \cdot q_0 \quad [\text{kW}]$$

mit \dot{m}_R dem Kältemittelmassenstrom [kg/s]. R: Refrigerant (engl., Kältemittel)

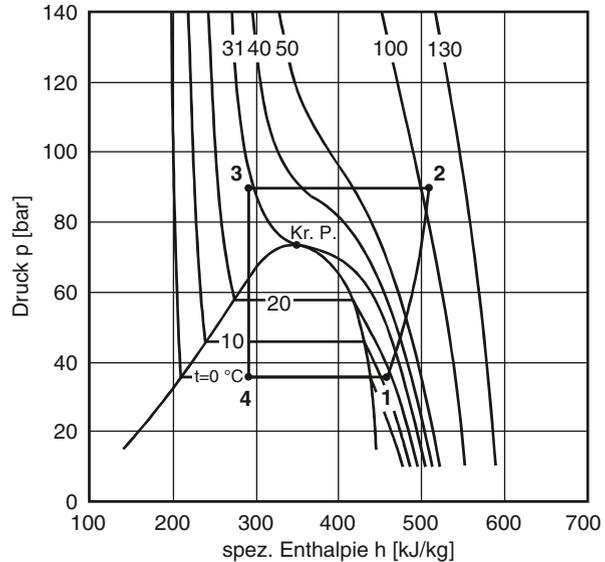
9.2 Kompressionskälteanlage mit R774

Abbildung 9.3 zeigt den Kreisprozess für das Kältemittel R744 im p, h-Diagramm.

Der Druck im Gaskühler liegt hier oberhalb des kritischen Punkts. Der Prozess verläuft also überkritisch. Bei niedrigen Außenlufttemperaturen ist der Druck im Gaskühler jedoch kleiner als der kritische Druck. In diesem Fall wird die Anlage unterkritisch betrieben.

Die Drücke sind bis zu 10-mal höher als bei einer R134a-Anlage. Dies stellt besondere Anforderungen an die Dauerfestigkeit der einzelnen Komponenten.

Abb. 9.3 Kreisprozess einer Kompressions-Kälteanlage mit dem Kältemittel R744. (Nach: Burger (2000))



Die Leistungszahl (COP, Coefficient of Performance) ist bei Verwendung eines inneren Wärmeübertragers⁴ (IWT) mit derjenigen einer R134a-Anlage vergleichbar. Die Anordnung eines IWT zeigt Abb. 9.4.

Die Leistungszahl ist vom Hochdruck und der Austrittstemperatur nach dem Gaskühler abhängig.⁵ Die optimale Leistungszahl wird mit folgender Methode bestimmt, s. Köhler et al. (1998).⁶

Ausgehend vom Saugdruck und einem Dampfgehalt von 90 % wird eine Tangente an die Isotherme am Austritt des Gaskühlers gelegt. Der Punkt, an dem die Tangente die Isotherme berührt, kennzeichnet den optimalen Hochdruck des theoretischen Kreisprozesses. Dies zeigt schematisch Abb. 9.5.

Eingetragen ist eine Tangente für einen Saugdruck von 35 bar (entspricht einer Verdampfungstemperatur von 0 °C) bei einem Dampfgehalt von 90 % und eine Austrittstemperatur nach dem Gaskühler von 40 °C. Der optimale Hochdruck beträgt etwa 102 bar.

⁴ Im Audi A5 wurde erstmals ein IWT in einem Pkw mit einer R134a-Kälteanlage eingesetzt. Siehe Reichelt et al. (2007) Der neue effiziente Kältekreislauf im Audi A5. KI Kälte-Luft-Klimatechnik, Sept. 2007, S. 28 ff.

⁵ Wertenbach u. Maué (1996) Klimakälteanlagen mit CO₂ im Pkw. In: Reichelt J (Hrsg) Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln. C. F. Müller Verlag, Heidelberg.

⁶ Köhler et al. (1998) Kohlendioxid als Kältemittel für Bus-Klimaanlagen. Ki Luft- und Kälte-technik 34 H. 4, S. 194–197.

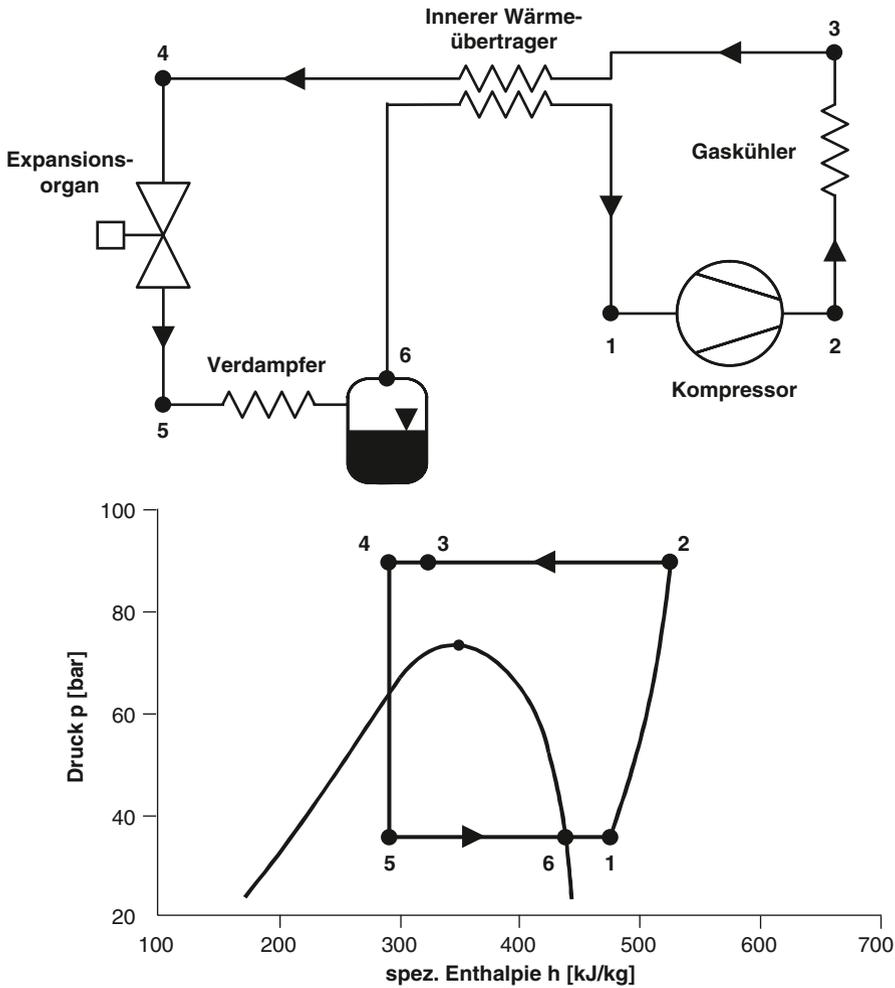


Abb. 9.4 Anlagenschema und Kreisprozess eines Kaltdampf-Kompressionskälte-Kreislaufs mit innerem Wärmeübertrager mit dem Kältemittel R744. (Nach: Wertenbach u. Maué (1996))

Lialo u. Jakobsen (1998) geben für den optimalen Hochdruck folgende Formel an:

$$p_{H,opt.} = (2,778 - 0,0157 \cdot \vartheta_{Verd.}) \cdot \vartheta_{nach\ Gask.} + 0,381 \cdot \vartheta_{Verd.} - 9,34. \quad (9.2)$$

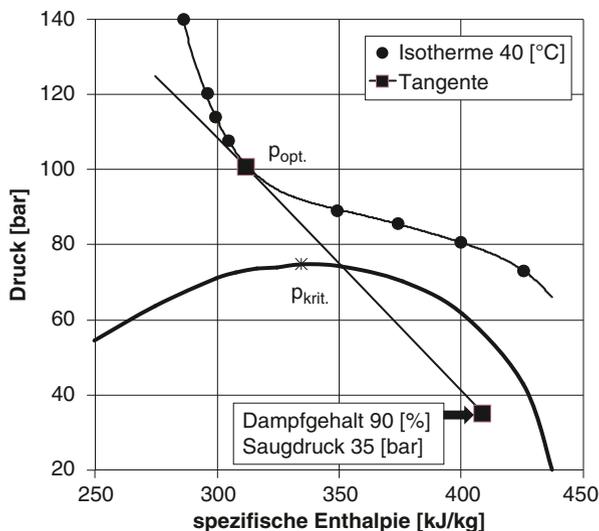
Mit dieser Gleichung werden 102 bar erhalten.

In der Praxis wird häufig

$$p_{H,opt.} \approx 2 \cdot \vartheta_{nach\ Gask.} + 20 \quad (9.3)$$

verwendet.

Abb. 9.5 Bestimmung des optimalen Hochdrucks einer Kälteanlage mit R744 im p, h-Diagramm



Literatur

- Burger R (2000) Das Kältemittel CO₂ im Vergleich zu R134a. In: Reichelt J (Hrsg) Grundlagen der Pkw-Kälte-Klima-Anlagen. Lehrgang im Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik, Karlsruhe
- DIN 8972-2 (1980) Fließbilder kältetechnischer Anlagen
- DIN 8941 (1982) Formelzeichen, Einheiten und Indizes für die Kältetechnik
- Köhler J et al. (1998) Kohlendioxid als Kältemittel für Bus-Klimaanlagen. Ki Luft- und Kältetechnik 34 H. 4, S. 194–197
- Lialo S, Jakobsen A (1998) Optimal heat rejection pressure in Transcritical carbon dioxide air conditioning and heat pump systems. In: Natural Working Fluids '98, International Institute of Refrigeration, Gustav Lorentzen Conference, Oslo, S. 301–310
- Reichelt J, Straßer K, Braun M, Reng M (Sept., 2007) Der neue effiziente Kältekreislauf im Audi A5. KI Kälte-Luft-Klimetechnik, S. 28 ff.
- Wertenbach J, Maué J (1996) Klimakälteanlagen mit CO₂ im Pkw. In: Reichelt J (Hrsg) Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln. C. F. Müller Verlag, Heidelberg
- Wobst E, Otto D, Vollmer D (1997) Anwendung brennbarer Kältemittel in Automobilklimaanlagen. FAT Schriftenreihe Nr. 136, Frankfurt am Main

Kapitel 10

Komforterhöhung und Energieersparnis

10.1 Karosserie

10.1.1 Geometrie und Ausführung der Scheiben¹

Die *sommerliche Wärmeeinstrahlung* kann insbesondere durch die Geometrie der Scheiben beeinflusst werden. Wesentlich sind dabei die Scheibenflächen und deren Neigungswinkel. Bei einigen Pkws der 50er und 60er Jahre wurden als Frontscheiben so genannte Panoramastscheiben (AUTO UNION 1000 S; Opel Rekord etc.) verwendet. Diese hatten im Vergleich zu heutigen Frontscheiben kleinere und steiler angestellte Flächen. Mit diesen Anordnungen ist die Sonneneinstrahlung in den Fahrgastraum sowie die direkte Sonnenstrahlung auf den Fahrer und Beifahrer deutlich kleiner. In Tab. 10.1 werden die Flächen einer Frontscheibe und die Anstellwinkel eines heutigen Pkws der A0-Klasse mit dem AUTO UNION 1000 S verglichen.

Mit Wärmeschutzverglasungen kann die Strahlungsdurchlässigkeit zusätzlich verringert werden.² Eine Frontscheibe mit einer kleineren Fläche lässt sich auch schneller enteisen und mit einem kleineren Luftmassenstrom beschlagfrei halten.

10.1.2 Wärmedämmung der Karosserie³

Am *Wärmedurchgang* der gesamten Karosserie sind die Scheiben und der Aufbau etwa zu gleichen Teilen beteiligt. Den Wärmeschutzverglasungen sind Grenzen gesetzt, da im Winterbetrieb die Scheiben eisfrei gehalten werden müssen. Wesentlichen Einfluss hat die Fläche der Scheiben. Der Wärmedurchgang des Aufbaus kann durch effiziente Wärmedämmungen, wie sie in der Luft- und Raumfahrt ver-

¹ Vgl. Abschn. 6.1.3 „Eigenschaften verschiedener Gläser“.

² Siehe auch Recknagel et al. (2009) S. 1317.

³ Vgl. Abschn. 4.5 „Wärmedurchgang der Karosserie“.

Tab. 10.1 Fläche der Frontscheibe und Anstellwinkel eines heutigen Pkws der A0-Klasse und dem AUTO UNION 1000 S, Bj. 1960

Pkw-Typ	Fläche Frontscheibe [m ²]	Anstellwinkel [°]
A0-Klasse	0,77	30
AUTO UNION 1000 S	0,54	55

wendet werden, für den stationären Winterbetrieb verkleinert werden. Bei sommerlicher Wärmeeinstrahlung heizt sich jedoch der Fahrgastraum eines in der Sonne geparkten Pkws stärker auf. Daher sind flankierende Maßnahmen, z. B. reflektierende Scheiben und/oder eine von Solarzellen betriebene Lüftung, vorteilhaft.

10.1.3 Farbe der Lackierung⁴

Die Farbe der Lackierung beeinflusst die Aufheizung des Blechs vom Aufbau eines in der Sonne geparkten Pkws. Weiße Karosserien heizen sich weniger auf als schwarze. Zum Schutz gegen Korrosion wird auf die farbige Lackierung ein Klarlack aufgebracht. Dadurch heizt sich die darunter liegende Schicht stärker auf (dies ist mit dem Treibhauseffekt vergleichbar). Der Klarlack sollte daher durch reflektierende Pigmente ergänzt werden. Diese werden z. B. bei schwarzen Lederanzügen für Motorradfahrer erfolgreich angewendet.

10.1.4 Wärmekapazitäten im Fahrgastraum

Im Fahrgastraum haben Baugruppen, z. B. die Sitze, die Schalttafel, die Verkleidungen, der Teppich etc., große Massen und damit *Wärmekapazitäten*. Diesen Massen müssen bis zum Erreichen einer bestimmten Temperatur entweder Wärme zu- oder abgeführt werden. Pkws werden meistens nur kurze Zeit instationär betrieben. Für ein schnelles Ansprechen der Heizung, Lüftung und Klimaanlage sollte die Summe der Wärmekapazitäten so gering wie möglich gehalten werden. Die notwendige Wärmemenge beträgt

$$Q = \sum_1^{i=n} m_i \cdot c_i \cdot \Delta\vartheta_i \quad [\text{kJ}]$$

Dabei bedeuten:

- Q Wärmemenge [kJ]
- $\Delta\vartheta$ Temperaturdifferenz [K]
- m Masse [kg]
- c spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg · K)]

⁴ Vgl. Abschn. 6.1.4 „Einfluss der Farben auf die Aufheizung lackierter Bleche in der Sonne“.

10.1.5 Lage und Ausführung der Luftansaugung⁵

Von der Lage der *Luftansaugung* und konstruktiven Gestaltung hängt die Aufheizung der Außenluft bei sommerlichen Bedingungen ab. In maximaler Gebläsestufe (ca. 8 kg/min) kann sich diese bei langsamer Fahrt („Stop and Go“) um 12 K aufheizen. Mit einer schmalen Luftansaugung und einer wärmegeprägten Luftführung kann diese Aufheizung auf etwa 5 K reduziert werden. Dies entspricht einer Differenz des Wärmestroms von etwa 1 kW.

$$\dot{Q} \approx \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta = \frac{8}{60} \cdot 1,006 \cdot (12 - 5) \approx 0,94 \quad [\text{kW}]$$

Dabei bedeuten:

\dot{Q}	Wärmestrom [kW]
\dot{m}	Luftmassenstrom [kg/s]
c_p	spezifische Wärmekapazität der Luft 1,006 [kJ/(kg · K)]
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz [K]

10.1.6 Solartechnik⁶

Mit einem Solarpaneel auf dem Dach des Pkws (vorzugsweise auf dem Schiebe-Ausstelldach) kann Strom erzeugt werden und damit eine Standbelüftung zur Verbesserung des Einstiegskomforts betrieben oder in der Batterie gespeichert werden. In Deutschland liegt die maximale Globalstrahlung der Sonne auf eine horizontale Fläche im Jahr bei etwa 1.000 kWh/m². Bei einem Solarpaneel mit einer Fläche von 0,28 m² und einem Wirkungsgrad der Solarzellen von 0,12 werden im Jahr etwa 34 kWh Strom erzeugt, wenn das Fahrzeug immer von der Sonne beschienen werden könnte.

10.2 Klimagerät

10.2.1 Regelungen des Außenluft- und Umluftbetriebs⁷

Der Umluftbetrieb ist thermodynamisch effizienter als der Außenluftbetrieb. Der erforderliche Wärmestrom beträgt nur ca. 50 % des Außenluftbetriebs. Daher ist es

⁵ Vgl. Abschn. 6.3 „Aufheizung der Luft an der Motorhaube und im Belüftungssystem“.

⁶ Vgl. Abschn. 6.7 „Standbelüftung mit Solartechnik“ und Großmann H (1992) Solarzellenbetriebene Standbelüftung für Pkw. Entwicklungs- und Markterfahrungen. In: J. Reichelt (Hrsg) Pkw-Klimatisierung Verlag C. F. Müller, Karlsruhe.

⁷ Vgl. Abschn. 5.2 „Erforderliche Heizleistung“ und Abschn. 6.6 „Erforderliche stationäre Verdampferleistung“.

naheliegend diesen auch häufiger zu nutzen. Dem Umluftbetrieb stehen aber hygienische und sicherheitsrelevante Gründe entgegen (von den Fahrgästen emittierte Geruchstoffe, Wasserdampf und Kohlendioxid). Bei niedrigen Außenlufttemperaturen können die Scheiben auf der Innenseite schnell beschlagen.

Die Fa. Bosch entwickelte einen CO₂-Sensor (Climate-Control-Sensor, CCS), der die Konzentration des ausgeatmeten Kohlendioxids im Fahrgastraum erfasst und ab einem bestimmten Grenzwert (ca. 2.000 ppm) von Umluft- auf Außenluftbetrieb umschaltet.⁸ Optional können die Luftfeuchte und die Lufttemperatur, also der Wassergehalt, gemessen werden. Für sommerliche Bedingungen wurde eine signifikante Senkung des Kraftstoffverbrauchs in einem Klimawindkanal nachgewiesen. Für die Regelung der Klimaanlage sind entsprechende Algorithmen zu hinterlegen, damit der Luftmassenstrom und die Temperatur in den Luftaustrittsdüsen beim Umschalten konstant bleiben.

Es können auch zwei getrennte Klimageräte im Fahrgastraum verwendet werden. Die Grundklimatisierung wird im Umluftbetrieb mit dem ersten Gerät realisiert. Die erforderliche Außenluft wird in einem zweiten Gerät gekühlt, entfeuchtet oder aufgeheizt. Dieses dient auch der Enteisung und Entfeuchtung der Scheiben. Beide Geräte können auch in einem einzigen integriert sein. Dazu sind mehrere Sensoren zur Regelung (absolute Feuchten der Außenluft und der Luft in der Grenzschicht an der Innenseite der Frontscheibe, Temperatur der Scheibe, CO₂-Konzentration im Fahrgastraum) erforderlich.

Die erforderliche Außenlufrate kann nach DIN 1946-2:1994-01 mit etwa 40 m³/(h und Person) angenommen werden.⁹ Für die Scheibenenteisung wird eine Außenlufrate von etwa 5 kg/min (250 m³/h bei einer Luftdichte von 1,2 kg/m³) benötigt.

10.2.2 Regelung der Lufttemperatur mit dem Saugdruck

Bei den meisten heutigen Kälteanlagen wird der Saugdruck entsprechend einer Verdampfungstemperatur von etwa 0 °C intern im Verdichter geregelt. Dies bedeutet, dass in vielen Fällen die Lufttemperatur bei Klimaanlage mit manuell einzustellenden Bediengeräten im stationären Zustand als zu kalt empfunden wird. Die Luft wird also nach Bedarf mit dem Heizungs-Wärmeaustauscher (HWT) auf die gewünschte Temperatur nachgeheizt. Dies geschieht bei Fahrzeugen mit geregelten Bediengeräten unauffällig im Hintergrund. Wird dagegen der Saugdruck an den tatsächlichen Bedarf angepasst, kann Energie gespart werden.¹⁰ Dies zeigt das folgende Beispiel.

⁸ Arndt M, Sauer M, Wolz M (2007) Verbrauchssenkung durch verbesserte Klimaanlage-Regelung. ATZ 05, Springer Verlag, S. 404 ff. und ADAC motorwelt (2/2008) Climate Control Sensor – CCS.

⁹ DIN 1946-2:1994-01, Raumlufttechnik – Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln).

¹⁰ Dazu ist eine externe Regelung des Verdichters erforderlich.

Tab. 10.2 Spezifische Enthalpie und absolute Feuchte der gesättigten Luft für 2 und 8 °C^a

Lufttemperatur nach Verdampfer [°C]	Spezifische Enthalpie [kJ/kg]	Absolute Feuchte [g _w /kg _{tr,L}]
2	13,1	4,42
8	25,0	6,74
Differenz	11,9	2,32

^aTabellenwerte nach Recknagel et al. (2009), S. 155.

Beispiel: Eine Klimaanlage wird mit feuchter Außenluft betrieben. Die Luft nach dem Verdampfer ist also praktisch gesättigt. Folgende Annahmen werden getroffen: Der Luftmassenstrom von 6 kg/min (0,1 kg/s) wird mit dem Verdampfer auf 2 °C abgekühlt und anschließend mit dem HWT auf 8 °C aufgeheizt. Wie groß ist die Ersparnis, wenn die Luft nur bis zur erforderlichen Temperatur von 8 °C abgekühlt wird? Wie groß ist die Differenz des Kondensatmassenstroms?

Lösung: Die spezifischen Enthalpien und die absoluten Feuchten der gesättigten Luft werden berechnet, s. Abschn. 8.3.3.1 und 13.2.2, oder Tabellen entnommen. Die Ergebnisse sind in Tab. 10.2 eingetragen.

Die Differenzen der Kälteleistung und des Kondensatmassenstroms betragen

$$\Delta\dot{H} = \dot{m}_L \cdot \Delta h = 0,1 \cdot 11,9 \approx 1,2 \text{ [kW]}$$

$$\Delta\dot{m}_{\text{Kond.}} = \dot{m}_L \cdot \Delta x = 0,1 \cdot 2,32 \cdot 3,6 = 0,84 \text{ [kW]}$$

Dabei bedeuten:

Δh Differenz der spezifischen Enthalpie [kJ/kg]

Δx Differenz der absoluten Feuchte [g_w/kg_{tr,L}]

Die Erhöhung des Saugdrucks und die Reduktion der Kälteleistung beeinflussen auch noch die Leistungszahl positiv.

10.2.3 Einsatz eines Wasserabsperrentils bei luftseitig geregelten Klimageräten

Für die Abkühlung des Fahrgastraums bei sommerlichen Bedingungen soll die am Verdampfer erzeugte kalte Luft bis zu den Luftaustritten (Düsen) die Temperatur möglichst beibehalten. In luftseitig geregelten Klimageräten wird der HWT meistens permanent mit heißem Kühlmittel durchströmt und überträgt Wärme unnötig an den vom Verdampfer abgekühlten Luftmassenstrom (Leckluft durch undichte Absperklappen, Wärmeleitung durch die Wände des Gehäuses). Je nach konstruktiver Ausführung wird die Luft um etwa 2 K erwärmt. Bei einem angenommenen Luftmassenstrom von 8 kg/min entspricht dies einem Leistungsverlust von

$$\dot{Q} \approx \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta = \frac{8}{60} \cdot 1,006 \cdot 2 \approx 0,25 \text{ [kW]}.$$

Mit einem Wasserabsperrentil vor dem HWT kann dieser Verlust vermieden werden.

Hinweis: In den Luftkanälen erwärmt sich die Luft oft um weitere 2 K. Diese Erwärmung kann durch eine geeignete Wärmedämmung reduziert werden.

10.3 Kältemittelkreislauf

Für den optimalen Betrieb eines Kältemittelkreislaufs müssen die einzelnen Komponenten, z. B. Verdichter, Kondensator/Gaskühler, Expansionsventil und Verdampfer, aufeinander abgestimmt sein. Hinzu kommen eine optimale Füllmenge des Kältemittels und die Regelung. Im Folgenden werden Hinweise gegeben, welche Potenziale in vielen Pkws noch vorhanden sind.

10.3.1 Drosselorgane

Als Drosselorgane werden sowohl Kapillarrohre (Konstantdrossel; Fixed Orifice Tube, angelsächsischer Sprachgebrauch) als auch geregelte thermostatische Expansionsventile (TXV) verwendet.

In den 80er Jahren hatten häufig Kapillarrohre gegenüber den damaligen thermostatischen Expansionsventilen Vorteile, da diese weitgehend störungsfrei arbeiten. Das Kapillarrohr ist gegenüber Schmutz und Wasser nahezu unempfindlich. Es ließ sich auch in den 90er Jahren problemlos mit geregelten Verdichtern kombinieren. Unter energetischen Gesichtspunkten arbeiten diese jedoch sehr ungünstig. Damit wird nur ein schmaler Betriebsbereich, in welchem das Kältemittel überhitzt wird, abgedeckt. Außerhalb dieses Betriebsbereichs müssen Anteile des flüssigen Kältemittels in einem Sammler nachverdampft werden, um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen. In Verbindung mit einem inneren Wärmeübertrager (s. Abschn. 10.3.2) kann dieser Nachteil weitgehend behoben werden. Bei Neuentwicklungen sollten heute insbesondere elektronisch geregelte Expansionsventile berücksichtigt werden. So wurden an einem Prüfstand mit dem Kältemittel R134a mit einem elektronisch geregelten Ventil in einem breiten Bereich bessere Leistungszahlen (ca. 2,2) erhalten als mit einem TXV (ca. 1,9). Der Verdichter war bei diesen Versuchen intern geregelt.

Erfolg versprechend ist die Ejector-Technologie, die von DENSO Corp. für Pkw-Klimaanlagen entwickelt wurde und im „Prius“ (Mai 2009) von Toyota eingesetzt wird. In *applianceDesign (2009)* wird berichtet, dass bis zu 25 % der Verdichterleistung gegenüber dem Einsatz konventioneller Expansionsventile eingespart werden kann. Dabei werden Strömungsverluste, die sonst bei der Drosselung auf-

treten, weitgehend vermieden. Nach Köhler et al. (2007) ist eine Verbesserung des COP von 15 bis 20 % bei einem R744-Kältemittelkreislauf realistisch. Györög et al. (2010) beschreiben die Ejector-Technologie detailliert und belegen mit Messungen Verbesserungen des COP „up to 20 %“.

10.3.2 Innerer Wärmeübertrager

Mit dem inneren Wärmeübertrager (IWT) werden Kondensator- und Verdampferaustritt aneinander vorbeigeführt. Das Kältemittel nach dem Kondensator/Gaskühler wird dadurch weiter abgekühlt und das Kältemittel nach dem Verdampfer zusätzlich erhitzt. Nach dem Verdampfer können mit Schaugläsern in der Saugleitung Tropfen aus Kältemittel beobachtet werden. Die darin enthaltene Verdampfungswärme wird ebenfalls genutzt.¹¹ Durch diese Maßnahme können höhere Leistungszahlen (COP) erreicht werden. Ein thermostatisch geregeltes System mit einem IWT in einem Kaltdampfprozess mit dem Kältemittel R134a wurde im Audi A5 weltweit erstmals in einem Pkw eingesetzt und gilt heute als Maßstab für eine effiziente Klimaanlage.¹²

10.3.3 Geregelte Luftmassenströme durch den Kondensator

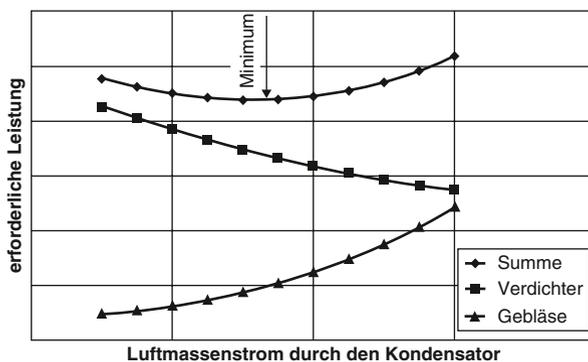
Mit zunehmendem Luftmassenstrom durch den Kondensator wird die Leistungszahl (COP) des Kältekreislaufes verbessert. Dieser hängt von der Leistung des Kühlgebläses, dem luftseitigen Druckabfall des Motorraums und der Fahrgeschwindigkeit ab. Die Leistungszahl des Kältekreislaufs allein ist nicht entscheidend. Vielmehr muss die Summe der gesamten aufgewendeten Leistungen betrachtet werden. Diese setzt sich aus den mechanischen Leistungen zum Antrieb der Lichtmaschine (Versorgung des Kühlgebläses und des Gebläses des Klimageräts) und des Verdichters zusammen. Diesen Zusammenhang soll Abb. 10.1 verdeutlichen. Dort sind die Leistungen zum Antrieb des Verdichters und der Lichtmaschine zur Versorgung der Gebläse sowie deren Summe in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom durch den Kondensator eingetragen.

$$P = \frac{P_{el, Gebläse}}{\eta_{LiMa}} + P_{Verdichter} = f(\dot{m}_{L, Kondensator})$$

¹¹ Reichelt J (1974) Unverdampfte Flüssigkeitsanteile im überhitzten Kältemittelsaugdampf und ihr Einfluss auf den Kältemittel-Kreisprozess. Dissertation, Univ. Stuttgart.

¹² Reichelt et al. (2007) Der neue effiziente Kältekreislauf im Audi A5. KI Kälte-Luft-Klimatechnik, Sept. 2007, S. 28 ff.

Abb. 10.1 Leistungen zum Antrieb des Verdichters und der Lichtmaschine zur Versorgung der Gebläse sowie deren Summe in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom durch den Kondensator (schematische Darstellung)



Daher ist es sinnvoll, die Gebläsespannung bei vorgegebenem Leistungsbedarf des Verdampfers so zu regeln, dass die Summe der mechanischen Leistungen ein Minimum erreicht.

$$\frac{dP}{d\dot{m}} = 0$$

Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten kann die Gebläsespannung oft deutlich reduziert und in vielen Fällen kann das Gebläse sogar abgeschaltet werden. Das Einsparpotential beträgt bis zu 500 W.¹³

10.3.4 Ölabscheider

Mit einem Ölabscheider kann die Leistungszahl (COP) verbessert werden. Bei herkömmlichen Kälteanlagen zirkuliert das Kältemaschinenöl im gesamten Kreislauf. Dabei werden die kältemittelseitigen Oberflächen der Wärmeübertrager mit Öl benetzt. Dies beeinträchtigt die Leistung der Wärmeübertrager.¹⁴ Im Verdampfer wird z. B. das heiße Kältemaschinenöl bis zur Verdampfungstemperatur abgekühlt. Dies entspricht einem Wärmestrom von

$$\dot{Q}_{\text{öl}} = \dot{m}_{\text{öl}} \cdot c_{\text{öl}} \cdot \Delta\vartheta.$$

Bei Messungen an einem Prüfstand wurde mit einem Ölabscheider eine Verbesserung der Verdampferleistung von etwa 5 % erhalten.

¹³ Vorrang hat bei der Regelung eine ausreichende Kühlung des Motors. In der Regel wird das gleiche Kühlgebläse verwendet.

Zur Begrenzung des Hochdrucks (etwa 18 bar) muss das Kühlgebläse mit maximaler Leistung arbeiten.

¹⁴ Siehe Stalter (2006) und Burger et al. (2007).

Einen separaten Ölabscheider im Kältemittelkreislauf zu integrieren, kostet jedoch Bauraum und verursacht Kosten. Deshalb wird auf den Einbau von Ölabscheidern in Pkw-Kälteanlagen verzichtet. Die Verdichter-Hersteller versuchen jedoch, durch geeignete Konstruktionen das Öl bereits im Verdichter so gut wie möglich abzuscheiden bzw. den Ölwurf zu minimieren.

Literatur

- ADAC motorwelt (Februar 2008) Climate Control Sensor – CCS
applianceDesign (August 2009) Newswatch. www.applianceDesign.com
- Arndt M, Sauer M, Wolz M (2007) Verbrauchssenkung durch verbesserte Klimaanlage-Regelung. ATZ 05, Springer Verlag, S. 404 ff.
- Burger R, Stalter M (2007) Einfluss von Öl im Kältemittelkreislauf. In: Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung V, Expert Verlag, Renningen, S. 102
- DIN 1946-2: (1994), Raumluftechnik, Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI Lüftungsregeln)
- Großmann H (1992) Solarzellenbetriebene Standbelüftung für Pkw. Entwicklungs- und Markterfahrungen. In: Reichelt J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe
- Györög T, Takeuchi H (2010) World's First Ejector Cycle for Mobile Refrigerators to Stop Global Warming. In: Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung VI, Expert Verlag, Renningen
- Köhler J, Richter C, Tegethof W, Tischendorf C (2007) Experimental and Theoretical Study of a CO₂ Ejector Refrigeration Cycle. Vortrag, VDA Winter Meeting, Saalfelden
- Reichelt J (1974) Unverdampfte Flüssigkeitsanteile im überhitzten Kältemittelsaugdampf und ihr Einfluss auf den Kältemittel-Kreisprozess. Dissertation, Univ. Stuttgart
- Reichelt J, Straßer K, Braun M, Reng M (September 2007) Der neue effiziente Kältekreislauf im Audi A5. KI Kälte-Luft-Klimatechnik, S. 28 ff.
- Recknagel H, Sprenger E, Schramek ER (2009). Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 74. Aufl. Oldenbourg-Industrieverlag, München, Wien
- Stalter M (2006) Ölzirkulationsmessungen in Kfz-Kältemittel-Kreisläufen. In: Reichelt J (Hrsg) Messen und Messtechnik bei Kfz-Klimaanlagen und deren Komponenten – im Labor und auf der Straße. 8. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium am 11. Mai 2006

Kapitel 11

Prüfstände

11.1 Klimawindkanäle

Hucho (2005) berichtet detailliert über Windkanäle.¹ Seine Arbeit reicht unter anderem von der Aufgabenstellung, den Eigenschaften wesentlicher Komponenten, Messung der Windgeschwindigkeit, Simulation bis zu bestehenden Windkanälen.

In Klimawindkanälen (KWK) werden Umweltbedingungen von arktischer Kälte bis zu tropischer Hitze und der Fahrbetrieb von Pkws simuliert. Diese Anlagen sind sehr aufwändig und kostenintensiv. Sie sind erforderlich, um reproduzierbare Messungen an Prototypen, an Fahrzeugen der Serie und an Pkws von Wettbewerbern durchführen zu können. Für eine naturgetreue luftseitige Umströmung der Karosserie sollte der Querschnitt der Düse nicht kleiner als 6 m² sein. Für Fahrzeuge mit Allradantrieb ist eine Fahrsimulation mit 2 Achsen notwendig. Die erforderliche Außenluft, die von der Abgasanlage abgesaugt wird, muss bei niedriger Lufttemperatur im KWK vor Eintritt in diesen entfeuchtet werden, um Nebel und Glätteis zu vermeiden. Weiterhin muss ein Druckausgleich zur Außenluft sichergestellt sein, damit bei einem schnellen Temperaturwechsel und/oder durch die Wirkung der Abgasanlage keine Druckdifferenz entsteht. Unterhalb des Fahrzeugs befindet sich häufig ein begehbare Raum, die so genannte „Grube“. Diese muss vor dem Betreten be- und entlüftet werden, da sich dort Gase wie Kohlendioxid, R134a etc. befinden können. Für das Personal und das Fahrzeug sind Sicherheitsvorkehrungen erforderlich. Diese betreffen Arbeiten in heißer und kalter Umgebung, den Aufenthalt in der Messstrecke insbesondere bei eingeschalteter Sonnensimulation und bei höheren Windgeschwindigkeiten, den Brandschutz etc.

¹ Hucho W H (2005) Windkanäle. In: Hucho W H (Hrsg) Aerodynamik des Automobils. Vieweg Verlag, Wiesbaden.

Nachdruck (2008) Vieweg u. Teubner GWV Fachverlage GmbH.

Tab. 11.1 Wichtige Vorschriften, Normen und Richtlinien zum Komfort, zur Sicherheit und Hygiene. (Nach: Großmann (2005))

DIN 1946-3 (2006)	Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
FMVSS 103	Federal Motor Vehicle Safety Standard; Windschutzscheibenentfeuchtung und Beschlagentfernung, Personenkraftwagen, Mehrzweckpersonenkraftwagen, Lastwagen und Omnibusse
78/317/EEC	Scheibenenteisung und Trocknung
ADR 15	Australian Design Rule; Demisting of Windscreen (Scheibenentfeuchtung)
VDI 6032	Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung (VDI-Richtlinie)

11.1.1 Aufgaben

In Klimawindkanälen werden hauptsächlich Messungen zur Kfz-Klimatisierung durchgeführt. Es finden aber auch Messungen aus anderen Themenbereichen wie der Aggregatkühlung, der Elektronik, der Motoren, der Abgasanlage und der Akustik etc. statt.

In den gesetzlichen Vorschriften, Normen und Richtlinien werden die Anforderungen an die Pkw-Klimatisierung und die dazugehörigen Versuchsdurchführungen beschrieben, s. Abschn. 1.3 „Vorschriften, Normen und Richtlinien“ und Tab. 11.1.

In Klimawindkanälen werden neben den vorgeschriebenen Messungen und subjektiven Beurteilungen des Klimas folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Winterbetrieb: Heizleistungsmessungen mit von der DIN 1946-3 (2006) abweichenden Fahrzyklen, auch mit Maßnahmen zur Erhöhung der Heizleistung wie z. B. Standheizung, elektrische PTC-Heizung, Wärmepumpenbetrieb und innermotorische Maßnahmen etc. sowie Untersuchungen zur Beschlagfreihaltung bei $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- Sommerbetrieb: Abkühlung des Fahrgastraums mit einer Kälteanlage mit von der DIN 1946-3 (2006) abweichenden Fahrzyklen, Einfluss der Sonnenstrahlung und Verglasung, Aufheizung der Zuluft im Außenluftbetrieb, Standbelüftung mit Solardach etc.,
- Abstimmung der Strömungs- und Temperaturfelder im Fahrgastraum,
- Abstimmung der Klimaregelung,
- Ermittlung des Luftmassenstroms im Fahrgastraum,
- Untersuchungen zur Klimaphysiologie: inhomogene Strömungs- und Temperaturfelder, relative Feuchte, direkte Sonneneinstrahlung, Verglasungen, Sitze, Materialien im Fahrgastraum etc.,
- Einfluss des Regens auf die Verschmutzung und der Sicht durch die Scheiben.



Abb. 11.1 Klimawindkanal der Audi AG (Bj. 2007); Messstrecke mit Sonnenstrahlungssimulator. (Quelle: Audi AG)

11.1.2 Beschreibung

11.1.2.1 Klimawindkanal der Audi AG (Bj. 2007)

Der Donaukurier (Ingolstädter Zeitung) kommentierte am 28.02.2008: „Der neue Klima-Windkanal von Audi ist das Modernste, was die Messtechnik momentan zu bieten hat“. Abbildung 11.1 zeigt die Messstrecke mit dem Sonnenstrahlungssimulator („Sonnensimulation“).

In Tab. 11.2 sind technische Daten zusammengestellt.

11.1.2.2 Klimakammer der Audi AG (Bj. 1971)

Nachstehend wird ein nahezu historischer kleiner KWK beschrieben, der 1994 vollständig neu aufgebaut wurde. Dieser wurde durch oben beschriebenen KWK abgelöst. Er ist in die Kategorie „Klimakammern“ einzuordnen, da mit dem kleinen Querschnitt der Düse (1,5 m²) keine korrekte Umströmung der Karosserie und Anströmung

Tab. 11.2 Technische Daten des Klimawindkanals der Audi AG (Bj. 2007), Göttinger Bauart, d. h. geschlossene Bauart

Lfd. Nr.	Parameter	Daten	Einheit
1	Düsengröße	6	m ²
2	Gebläseleistung	2,4	MW
3	Kälteleistung	3	MW
4	Heizleistung	600	kW
5	Max. Windgeschwindigkeit	300	km/h
6	2 Rollen für Allrad	ja	–
7	Max. Rollengeschwindigkeit	300	km/h
8	Min. Temperatur	–25	°C
9	Max. Temperatur	55	°C
10	Max. absolute Feuchte	40	g _{Wasser} /kg _{trockene Luft}
11	Relative Feuchte	5–90	%
12	Max. Sonnenstrahlung	1,2	kW/m ²
	Anschlussleistung	48	kW
13	Videoerfassung für Scheibenteisung	Ja	–

des Vorbaus erzeugt werden kann. Dies machte Korrekturen bei der Auswertung von Messungen erforderlich, die bei höheren Geschwindigkeiten durchgeführt wurden. Die maximale Luftgeschwindigkeit von 100 km/h und das Fehlen einer Allradrolle sind ebenfalls nicht mehr zeitgemäß. Eine Klimakammer hat aber auch Vorteile: Die Kosten gegenüber einem KWK sind niedriger und unterschiedliche Lufttemperaturen werden schneller erreicht. Dies liegt an den relativ kleinen Massen der Klimakammer und der direkten Verdampfung des Kältemittels im Wärmeaustauscher. Zum Aufheizen der Klimakammer und zur Regelung oberhalb einer Lufttemperatur von 0 °C wird der Wärmeaustauscher mit Sole betrieben.

Abbildung 11.2 zeigt schematisch den Aufbau der Klimakammer und Abb. 11.3 Schraubenverdichter zur „Kälteerzeugung“ im Maschinenraum.

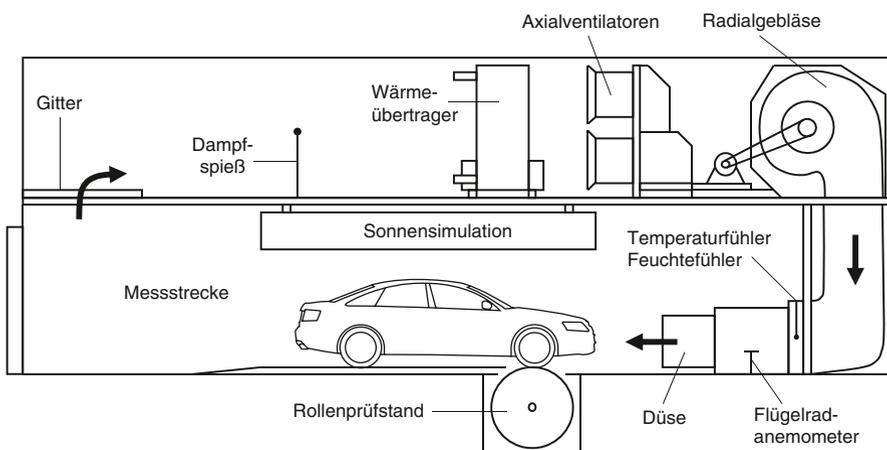


Abb. 11.2 Klimakammer der Audi AG (Bj. 1971); schematische Darstellung. (Quelle: Audi AG)



Abb. 11.3 Schraubenverdichter zur „Kälteerzeugung“ im Maschinenraum. (Quelle: Imtech Deutschland GmbH & Co. KG)

Mit dem Radialgebläse wird die Luft durch die Düse gefördert. Vier Axialgebläse sorgen für eine gleichmäßige Strömung durch den Wärmeübertrager und für die Temperierung der Messstrecke, wenn das Radialgebläse ausgeschaltet ist. Die Luft strömt in diesem Fall beidseitig an der Düse aus und am Pkw vorbei (hier nicht eingezeichnet).

In Tab. 11.3 sind technische Daten zusammengestellt.

11.2 Prüfstand für Komponenten der Heizung, Lüftung und Klimaanlage

Mit dem Prüfstand *Heizung, Lüftung, Klima* (PHLK) werden einzelne Komponenten wie Luftführungen, Gebläse, Heizungswärmeübertrager (HWT), Verdampfer, aber auch komplette Klimageräte mit sämtlichen Anbauteilen wie Luftkanälen, Luftaustrittsdüsen sowie Filter strömungstechnisch und thermodynamisch gemessen.

Tab. 11.3 Technische Daten der Klimakammer der Audi AG (Bj. 1971), Göttinger (geschlossene) Bauart

Lfd. Nr.	Parameter	Daten	Einheit
1	Düsengröße	1,5	m ²
2	Gebläseleistung	50	kW
3	Kälteleistung	300	kW
4	Heizleistung	100	kW
5	Max. Windgeschwindigkeit	100	km/h
6	Durchmesser der Rolle	2	m
7	Max. Rollengeschwindigkeit	200	km/h
8	Min. Temperatur	-40	°C
9	Max. Temperatur	50	°C
10	Max. absolute Feuchte	40	g _{Wasser} /kg _{trockene Luft}
11	Relative Feuchte	5–95	%
12	Max. Sonnenstrahlung	1.200	W/m ²
	Anschlussleistung	48	kW
13	Videoerfassung für Scheibenenteisung	ja	–

11.2.1 Aufgaben

Zur Überprüfung und Optimierung von Komponenten werden hauptsächlich folgende Messungen durchgeführt:

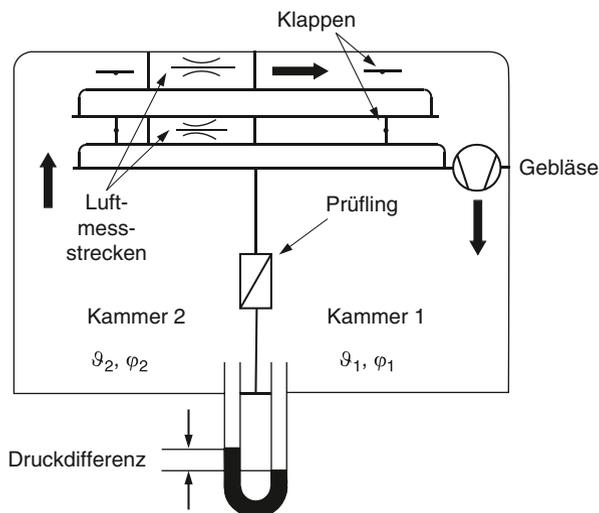
- luftseitige Druckverlustlinien von einzelnen Komponenten,
- Gebläsekenmlinien,
- luftseitige Kennlinien, auch an kompletten Klimageräten inklusive Luftkanälen,
- flüssigkeitsseitige Druckverlustlinien an Heizungswärmeübertragern (HWT),
- Heizleistung und Wärmebilanzen am HWT und im Klimagerät,
- Kälteleistung und Wärmebilanz am Verdampfer und im Klimagerät,
- Temperaturverteilung, auch an kompletten Klimageräten inklusive Luftkanälen und Düsen,
- Simulation und Erprobung der Regelung eines kompletten Klimageräts,
- Wasserabscheidung und Wasserspeicherung in Klimageräten.

11.2.2 Beschreibung

In Abb. 11.4 ist der Prüfstand ohne Aggregate zur Versorgung des Prüfstands schematisch dargestellt.

Der Prüfstand hat zwei begehbare Kammern. Die zu prüfenden Komponenten werden zwischen den beiden Kammern eingebaut und mit den erforderlichen Versorgungsgeräten verbunden. Hierzu dienen vorbereitete Aufnahmen. In der Kammer 1 werden die gewünschten Umweltbedingungen von arktischer Kälte bis zu tropischer Hitze mit der dazugehörigen Luftfeuchtigkeit simuliert. Ein Radialgebläse lässt die Luft von der Kammer 1 über den Prüfling zur Kammer 2 strömen. Dabei

Abb. 11.4 Prüfstand Heizung, Lüftung, Klima mit 2 Kammern (PHLK); schematische Darstellung. (Quelle: Audi AG)



entsteht zwischen beiden Kammern eine Druckdifferenz. Der Luftvolumenstrom wird danach abluftseitig gemessen. Anschließend sorgt ein mit Sole betriebener Wärmeübertrager für die Temperierung der Kammer 1. Die Kammer 1 hat ein zusätzliches Gebläse (hier nicht eingezeichnet), welches im Umluftbetrieb aus einem Befeuchtungsgerät (Taupunkt-Unit) die erforderliche Feuchte zuführt und für eine gleichmäßige Verteilung sorgt.

Abbildung 11.5 zeigt die Kammer 2. Für Messungen der Temperaturverteilung ist ein komplettes Klimagerät inklusive Luftkanälen, Düsen und Schalttafel aufgebaut.

Sämtliche Aggregate zur Versorgung des Prüfstands und der zu prüfenden Komponenten sind schallgedämpft in einem eigenen Maschinenraum untergebracht. Zur Versorgung des Prüfstands sind ein Heizgerät, ein Kältesatz und ein Befeuchtungsgerät vorhanden. Für das Befeuchtungsgerät wird mit einem weiteren Gerät destilliertes Wasser erzeugt. Die erforderlichen Wärmeströme für die Prüflinge werden mit einem Solekreislauf ausgetauscht. Energetisch sinnvoll wird die gesamte abzuführende Wärme des Prüfstands anderen Verbrauchern im Werk zur Verfügung gestellt.

Zur Versorgung der Komponenten dienen zwei Kältesätze mit den Kältemitteln R134a und R744 sowie ein Heizkreislauf mit einem Äthylenglykol-Wassergemisch.

Sämtliche Geräte werden geregelt und liefern unabhängig von den Messdaten am Prüfling bereits hinreichend genau die gewählten Ausgangsgrößen. Dadurch ist die Prozessführung während der Messung einfach und sehr stabil.

Typische Anforderungen an einen thermodynamischen Prüfstand für Komponenten einer Klimaanlage sind nachstehend zusammengestellt.

Luftmassenstrom, max.	15 [kg/min]
Druckdifferenz	2.000 [Pa]

Abb. 11.5 Kammer 2. Für Messungen der Temperaturverteilung ist ein komplettes Klimagerät inklusive Luftkanälen, Düsen und Schalttafel aufgebaut. (Quelle: Audi AG)



Temperaturbereich	-20 bis 70 [°C]
Feuchte	10 bis 90 [%]
Heizleistung für die Kammer 1	30 [kW]
Kälteleistung für die Kammer 1	30 [kW]
Heizleistung für den HWT	15 [kW]
Flüssigkeitsvolumenstrom, HWT	2.500 [L/h]
Kältekreis mit R134a	15 [kW]
Kältekreis mit R744	15 [kW]

11.2.3 Auswertung der Messungen

Der Prüfstand ist sehr komplex und bedarf regelmäßiger Überprüfungen der Messsensoren, der Messstrecken und des Zusammenspiels des gesamten Systems mit den Interferenzen des Prüflings. Davon ist auch das hinterlegte Berechnungsmodell zur Auswertung betroffen. Zu beachten sind auch die Inhalte der Lastenhefte auf Vollständigkeit und Richtigkeit der Definitionen. Eine FMEA (Fehler-Möglichkeit-

Einfluss-Analyse) kann dabei die Qualität der Auswertungen unterstützen.² Nachstehend werden die Grundlagen zur Auswertung von Massen- und Wärmeströmen zusammengestellt. Um typische Fehler zu vermeiden, werden Besonderheiten genannt und mit Beispielen beschrieben. Diese sind der Luftdruck, die *wahre* und die *mittlere* spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels eines HWT, Vorteile des gemessenen Kondensatmassenstroms bei der Wärmebilanz an einem Verdampfer sowie eindeutige Definitionen in Lastenheften.

11.2.3.1 Massenströme

Für Flüssigkeiten und Gase lautet der Massenstrom

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = A \cdot w \cdot \rho. \quad (11.1)$$

Dieser wird mit Massenstrommessern ermittelt. Häufig wird mit Quantometern (das Prinzip beruht auf Geschwindigkeitsmessern) und Blenden der Volumenstrom gemessen. Für die Berechnung des Massenstroms ist die genaue Kenntnis der Dichte erforderlich. Für Flüssigkeiten kann diese aus Tabellen der Literatur entnommen werden. Die Dichte kann auch sehr einfach gemessen werden. Für die kompressible Luft wird die Gasgleichung verwendet.

Die Dichte der trockenen Luft wird bestimmt

$$\rho = \frac{p}{R_L \cdot T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (11.2)$$

mit

p Luftdruck [Pa]

R_L Gaskonstante der trockenen Luft 287,1 [J/(kg · K)]

T Thermodynamische Temperatur [K], $T = 273,15 + \vartheta_{\text{Luft}}$ [°C]

und die Dichte der feuchten Luft

$$\rho = \frac{1 + x}{R_L + x \cdot R_W} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (11.3)$$

mit

x absolute Feuchte, Wassergehalt [$\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}$]

R_W Gaskonstante des Wasserdampfs = 461,5 [J/(kg K)].

Bei der Bestimmung der Luftdichte, die in einem Prüfstand herrscht, muss der wahre Luftdruck über Grund (GND) und nicht der auf Normal Null (NN, Meereshöhe) bezogene berücksichtigt werden. Verwechslungen führen immer wieder zu Fehlern.

² Über Fehlermöglichkeiten bei der Auswertung thermodynamischer Messungen an Wärmeaustauschern zur Pkw-Klimatisierung berichtete Großmann (2006).

Bei einer angenommenen isothermen Schichtung lautet der Luftdruck in Abhängigkeit von der Höhe z :

$$p = p_0 \cdot e^{-\frac{g}{R_L \cdot T_0} \cdot z} \approx p_0 \cdot e^{-\frac{z}{8430}} \quad (11.4)$$

Diese Formel wird auch barometrische Höhenformel genannt.³ Dabei bedeuten:

p	Luftdruck über GND [hPa]
p_0	Luftdruck über NN [hPa]
g	Fallbeschleunigung [m/s ²]
z	Höhe über NN [m]

11.2.3.2 Wärmeströme an einem Heizungswärmeübertrager

Bei einer Wärmebilanz entspricht der zugeführte Wärmestrom dem abgeführten

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab}$$

Beim Heizungswärmeübertrager (HWT) kann luftseitig sehr einfach mit trockener Luft gerechnet werden, da die absolute Feuchte sehr klein ist.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot \Delta\vartheta \quad (11.5)$$

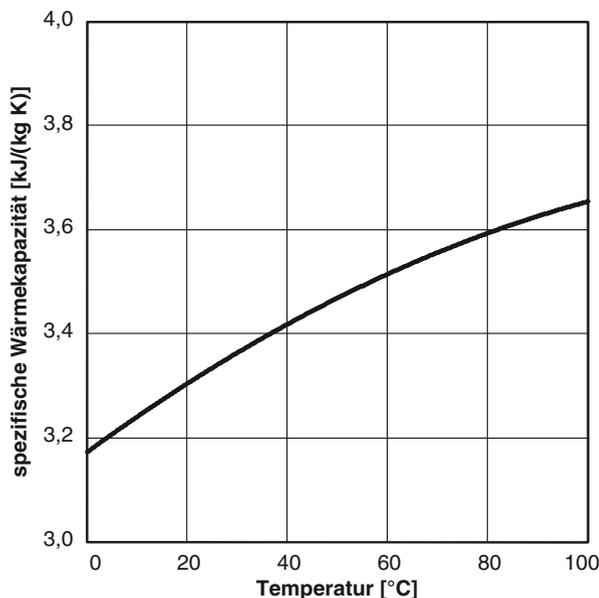
Flüssigkeitsseitig kann es bei der Auswertung zu erheblichen Abweichungen kommen. Mögliche Gründe werden nachstehend erörtert.

Für die Auswertung des Wärmestroms seitens der Kühlflüssigkeit eines Heizungswärmetauschers ist die Kenntnis der spezifischen Wärmekapazität der Äthylenglykol-Wassermischung erforderlich. Diese ist von der Temperatur abhängig, vgl. hierzu Abb. 11.6. Die Stoffwerte eines Kühlmittels (Dichte, spezifische Wärmekapazität etc.) unterliegen Streuungen. Unter anderem hängen diese von den verwendeten Inhibitoren ab. Die Herstellerangaben können daher voneinander abweichen. Leider fehlen häufig Hinweise, wie die spezifische Wärmekapazität ermittelt wurde. Zu achten ist auch auf die Definition der Mischung. Üblich ist die Angabe in Vol.-%. Es gibt aber auch Angaben in Gew.-%. Die Stoffwerte des Äthylenglykol-Wassergemisches können sich mit der Zeit durch Alterung verändern.⁴ Bei partieller Überhitzung an den Heizstäben kann es zur thermischen Zersetzung und damit zur Bildung von Schlamm kommen.

³ Gemäß der ICAO (International Civil Aviation Organization) gibt es Normbedingungen für NN (Normal Null). Diese sind $p_0 = 1013,25$ hPa und $T_0 = 288,15$ K entsprechend 15 °C. Dabei wird eine Schichtung der Lufttemperatur von -0,65 K für 100 m berücksichtigt.

⁴ Das Äthylenglykol-Wassergemisch muss kontrolliert und rechtzeitig ausgewechselt werden. Hinweis: Der Prüfstand sollte, bevor er mit einem Äthylenglykol-Wassergemisch betrieben wird, mit destilliertem Wasser kalibriert werden, da die Stoffwerte von Wasser sehr genau bekannt sind.

Abb. 11.6 Spezifische Wärmekapazität einer Äthylenglykol-Wassermischung (50/50 Vol.-%) in Abhängigkeit von der Temperatur. Daten nach Abschn. 13.1.2



Es gibt definitionsgemäß die *wahre*⁵ und die *mittlere*⁶ spezifische Wärmekapazität:

$$c = f(\vartheta) \quad \text{wahre spezifische Wärmekapazität} \quad (11.6)$$

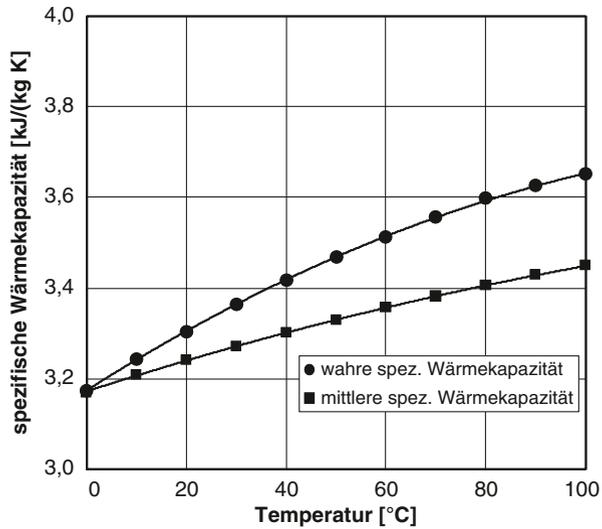
$$c_m = c|_0^\vartheta = [c]_0^\vartheta = \frac{1}{\vartheta} \int_0^\vartheta c(\vartheta) d\vartheta \quad \text{mittlere spezifische Wärmekapazität} \quad (11.7)$$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität c_m darf nicht mit dem arithmetischen Mittel der wahren spezifischen Wärmekapazität verwechselt werden, da sonst große Fehler bei der Auswertung auftreten. Die Abb. 11.7 zeigt die wahre und mittlere spezifische Wärmekapazität einer Äthylenglykol-Wassermischung (50/50 Vol.-%) in Abhängigkeit von der Temperatur. Bei 0 °C sind die Werte identisch, ansonsten sind die c_m -Werte kleiner als die wahren.

⁵ Diese Darstellung ist heute Standard. Das Wort *wahr* bedeutet aber nicht, dass die Messergebnisse korrekt sind.

⁶ Gelegentlich wird die mittlere spezifische Wärmekapazität von Kühlmitteln noch in Labors mit älteren Methoden ermittelt. Die mittlere spezifische Wärmekapazität wird hauptsächlich bei Gasen, insbesondere bei der feuchten Luft angewendet (Mollier-h, x-Diagramm und dazugehörige Formeln).

Abb. 11.7 Wahre und mittlere spezifische Wärmekapazität einer Äthylenglykol-Wassermischung (50/50 Vol.-%) in Abhängigkeit von der Temperatur



Die Auswertung der Wärmeströme erfolgt bei der *wahren* spezifischen Wärmekapazität durch Integration und bei der *mittleren* mit den Systemgrenzen⁷.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot \int_{\vartheta_2}^{\vartheta_1} c(\vartheta) \cdot d\vartheta \quad \text{Integration} \quad (11.8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot (c_{m,1} \cdot \vartheta_1 - c_{m,2} \cdot \vartheta_2) \quad \text{Systemgrenzen} \quad (11.9)$$

Abbildung 11.8 zeigt die Integration der wahren spezifischen Wärmekapazität zwischen den Grenzen 1 und 2.

Wird die Funktion $c = f(\vartheta)$ der wahren spezifischen Wärmekapazität zwischen den Grenzen 1 und 2 als eine Gerade angenommen, lautet der Wärmestrom

$$\dot{Q} \approx \dot{m}_{Fluid} \cdot \frac{c_1 + c_2}{2} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2). \quad (11.10)$$

Die spezifische Wärmekapazität ist dann das arithmetische Mittel.

Beispiel 1: Auswertung eines HWT mit dem arithmetischen Mittel der wahren und der mittleren spezifischen Wärmekapazität

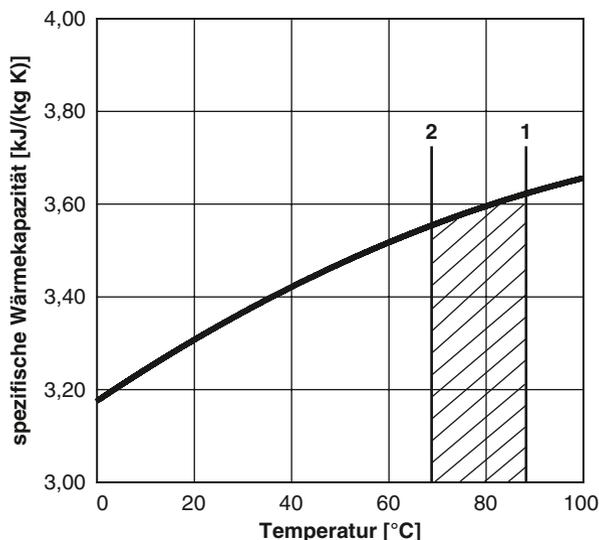
⁷ Zusammenhang: Um die Temperatur des Kühlmittelmassenstroms von ϑ_1 auf ϑ_2 abzusenken, ist

der Wärmestrom $\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot \int_{\vartheta_2}^{\vartheta_1} c(\vartheta) \cdot d\vartheta = \dot{m}_{Fluid} \cdot \left(\int_0^{\vartheta_1} c(\vartheta) \cdot d\vartheta - \int_0^{\vartheta_2} c(\vartheta) \cdot d\vartheta \right)$ erforder-

lich. Mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität $c_m = [c]_0^\vartheta = \frac{1}{\vartheta} \cdot \int_0^\vartheta c(\vartheta) \cdot d\vartheta$ wird $\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot (c_{m,1} \cdot \vartheta_1 - c_{m,2} \cdot \vartheta_2)$

Hinweis: Die mittlere spezifische Wärmekapazität c_m darf nicht mit $\frac{c_1+c_2}{2}$ verwechselt werden.

Abb. 11.8 Zur Integration der wahren spezifischen Wärmekapazität. Der Index 1 kennzeichnet die Vorlauftemperatur



Gegeben sind ein Massenstrom von 250 kg/h, eine Vorlauftemperatur von 90 °C und eine Rücklauftemperatur von 65 °C. Die Äthylenglykol-Wassermischung beträgt 50/50 Vol.-%. Gesucht ist der Wärmestrom.

Lösung: Die spezifischen Wärmekapazitäten werden der Abb. 11.8 entnommen. Diese sind in der folgenden Tab. 11.4 zusammengestellt.

Ergebnis: Der korrekte Wärmestrom beträgt 6,2 kW.

$$\dot{Q} \approx \dot{m}_{Fluid} \cdot \frac{c_1 + c_2}{2} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) = \frac{250}{3.600} \cdot \frac{3,63 + 3,54}{2} \cdot (90 - 65) = 6,2$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot (c_{m,1} \cdot \vartheta_1 - c_{m,2} \cdot \vartheta_2) = \frac{250}{3.600} \cdot (3,43 \cdot 90 - 3,37 \cdot 65) = 6,2$$

Werden die wahren mit den mittleren spezifischen Wärmekapazitäten vertauscht, sind die Abweichungen groß.

$$\dot{Q} \approx \dot{m}_{Fluid} \cdot \frac{c_1 + c_2}{2} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) = \frac{250}{3600} \cdot \frac{3,43 + 3,37}{2} \cdot (90 - 65) = 5,9$$

Tab. 11.4 Wahre und mittlere spezifische Wärmekapazität sowie *arithmetisches Mittel* der wahren spezifischen Wärmekapazität nach Abb. 11.8

Temperatur [°C]	Wahre spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg · K)]	Mittlere spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg · K)]
90	3,63	3,43
65	3,54	3,37
Arithmetisches Mittel	3,59	–

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Fluid} \cdot (c_{m,1} \cdot \vartheta_1 - c_{m,2} \cdot \vartheta_2) = \frac{250}{3600} \cdot (3,63 \cdot 90 - 3,54 \cdot 65) = 6,7$$

11.2.3.3 Wärmeströme an einem Verdampfer

Für die Wärmebilanz gilt:

$$\dot{H}_{Luft,gesamt} = \dot{H}_{Kältemittel}$$

Luftseite Die luftseitige Enthalpiedifferenz lautet⁸

$$\dot{H}_{gesamt} = \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + \dot{m}_{Kond.} \cdot [r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2] \quad (11.11)$$

mit dem trockenen Luftmassenstrom⁹

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}}{1+x} \quad (11.12)$$

Kältemittelseite Im Kältekreis befindet sich das Kältemittel, aber auch Kältemaschinenöl. Der Massenstrom des Kältemittels ist also

$$\dot{m}_K = \dot{m}_{gemessen} - \dot{m}_{Öl} \quad (11.13)$$

Der Massen- und Wärmestrom des Kältemaschinenöls kann nur schwierig berücksichtigt werden, s. Stalter (2006) und Burger u. Stalter (2007). Daher ist am Prüfstand der Ölabscheider nach dem Verdichter sinnvoll.

Der kältemittelseitige Enthalpiestrom lautet:

$$\dot{H}_K = \dot{m}_K \cdot \Delta h_{K,Verdampfer} \quad (11.14)$$

Die spezifische Enthalpiedifferenz wird mit dem lg p, h-Diagramm, Tabellenwerten oder mit Programmen ausgewertet.

Für definierte Zustände wird das flüssige Kältemittel im Kondensator unterkühlt (ca. 5 K) und im Verdampfer überhitzt (ca. 5 K). Die Überhitzung wird mit einem geregelten Expansionsventil erreicht. Zur visuellen Kontrolle werden Schaugläser

⁸ Siehe Abschn. 8.3.3.1 „Ableitung des Enthalpiestroms“.

⁹ Die gesamte Menge besteht aus der Summe der Luftmenge und der Wassermenge $m = m_L + m_W$.

Mit $x = \frac{m_W}{m_L}$ folgt $m_L = \frac{m}{1+x}$.

$x = 0,622 \cdot \frac{p_{sat} \cdot \varphi}{p_{amb} - p_{sat} \cdot \varphi}$ [kg_{Wasser}/kg_{Luft}] Wassergehalt bzw. absolute Feuchte.

$p_{sat} = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098\right)^{8,02} \cdot 288,68$ [Pa] Sättigungsdruck nach DIN 4108-5 (1981).

Gültigkeitsbereich $0^\circ\text{C} < \vartheta < 30^\circ\text{C}$, verwendbar bis 50°C .

verwendet. Nach dem Verdampfer können häufig Tropfen aus Kältemittel bei einer vorhandenen Überhitzung festgestellt werden.¹⁰

Beispiele

Beispiel 1: Luftseitige Auswertung eines Verdampfers

In einem kompletten Klimagerät der B-Reihe (2006) wurde die Kälteleistung eines Verdampfers gemessen. Folgende Messparameter wurden gewählt:

Lufttemperatur vor Verdampfer	40 °C
relative Feuchte vor Verdampfer	40 %
Luftmassenstrom, feucht	9 kg/min
Kältemittel	R134a
Hochdruck	15 bar
Saugdruck	3 bar
Uterkühlung (Soll)	5 K
Überhitzung (Soll)	5 K

Auf der Luftseite wurden folgende Daten ermittelt:

Lufttemperatur nach Verdampfer	11,16 [°C]
relative Feuchte nach Verdampfer	92 [%]
Luftdruck	973 [hPa]
Luftmassenstrom, trocken (Ist)	8,94 [kg/min]
Kodensatmassenstrom	6,21 [kg/h]

Welcher luftseitige Enthalpiestrom wird erhalten? Die absolute Feuchte der Zuluft ist bei gegebenem Luftdruck $x_1 = 19,46$ g/kg und der trockene Luftmassenstrom beträgt 8,94 kg/min.

Lösung: Mit Gl. (11.11) und obigen Zahlenwerten ergeben sich 8,74 kW.

$$\dot{H}_{gesamt} = \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + x_1 \cdot c_{p,D}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + \dot{m}_{Kond.} \cdot [r_0 - (c_W - c_{p,D}) \cdot \vartheta_2]$$

$$\begin{aligned} \dot{H}_{gesamt} &= \frac{8,94}{60} \cdot \left(1,006 + \frac{19,46}{1000} \cdot 1,86 \right) \cdot (40 - 11,16) \\ &\quad + \frac{6,21}{3600} \cdot [2.500 - (4,19 - 1,86) \cdot 11,16] \end{aligned}$$

$$\dot{H}_{gesamt} = 4,476 + 4,267 \approx 8,74 \text{ [kW]}$$

Kältemittelseitig wurde zum Vergleich eine Leistung von 8,74 kW mit folgenden Daten ermittelt:

Kältemittelmassenstrom	242,4 [kg/h]
spezifische Enthalpie nach Kodensator	272,23 [kJ/kg]

¹⁰ Reichelt J (1974) Unverdampfte Flüssigkeitsanteile im überhitzten Kältemittelsaugdampf und ihr Einfluss auf den Kältemittelkreisprozess. Dissertation, Universität Stuttgart.

spezifische Enthalpie nach Verdampfer	402,01 [kJ/kg]
Kältemaschinenöl	Ohne

Damit ist die Wärmebilanz korrekt.

Beispiel 2: Vorteile des gemessenen Kondensatmassenstroms

Wird der Kondensatmassenstrom nicht gemessen, sondern mit

$$\dot{m}_{\text{Kondensat}} = \dot{m}_L \cdot (x_1 - x_2) \quad (11.15)$$

berechnet, können erhebliche Abweichungen zu den gemessenen Werten auftreten, da die Ermittlung des absoluten Wassergehalts von der Genauigkeit der r. F., der Temperatur und dem Luftdruck abhängt. Im Bereich zwischen einer r. F. von 90 und 100 % sind die Sensoren häufig ungenau und können zusätzlich in ihrer Funktion durch eine Benetzung von Wassertropfen (Spritzwasser) abluftseitig gestört werden.¹¹ Daher ist es einfacher und wesentlich genauer den Kondensatmassenstrom immer direkt zu messen. Dies zeigt beispielhaft Tab. 11.5. Der trockene Luftmassenstrom ist konstant gehalten und beträgt 8,94 kg/min (feucht ca. 9 kg/min in der abluftseitigen Messstrecke). Verglichen werden Auswertungen des Enthalpiestroms mit dem gemessenen und berechneten Kondensatmassenstrom. Weiterhin werden abweichend zur Messung ein Luftdruck von 1.000 hPa (Messung 973 hPa) und eine r. F. von 100 % (Messung 92 %) angenommen. Ergebnis: Die Wärmebilanz ist mit dem gemessenen Kondensatmassenstrom *wenig* vom Luftdruck und der r. F. der Abluft abhängig. Wird dagegen die Wärmebilanz mit dem berechneten Kondensatmassenstrom durchgeführt, sind *große* Fehler bei der Ermittlung des Enthalpiestroms möglich.

Beispiel 3: Eindeutige Lastenheftangaben

Trockener Luftmassenstrom Selbst, wenn die Wärmebilanzen an verschiedenen Prüfständen idealisiert exakt wären, stimmen die Ergebnisse nicht überein. Ursache hierfür sind meistens ungenaue Definitionen des Luftmassenstroms in den Lastenheften. Die alleinige Angabe des Betrags eines Luftmassenstroms ist nicht ausreichend. Der Prüfstandsbetreiber muss per Definition wissen, ob es sich um einen trockenen oder um einen feuchten Luftmassenstrom vor oder nach dem Verdampfer handelt.¹²

In einem Lastenheft wird z. B. ein Luftmassenstrom von 8 kg/min angegeben. Die Lufttemperatur soll vor dem Verdampfer 40 °C und die relative Feuchte 50 % betragen. Angegeben wird noch ein Luftdruck von 1.000 hPa. Es bleibt damit unklar, ob es sich um einen trockenen oder einen feuchten Luftmassenstrom vor oder nach dem Verdampfer handelt. Wenn der trockene Luftmassenstrom gemeint ist, kann dieser in einen Volumenstrom umgerechnet und an der Anlage eingestellt wer-

¹¹ Um diese Nachteile zu umgehen, können Luftproben entnommen werden. Diese werden z. B. auf Raumtemperatur erwärmt. Bei gleichem Wassergehalt befindet sich dann die r. F. in einem genauen Messbereich. Siehe hierzu Böttcher (2007), S. 72.

¹² Hinweis: In der Vorrichtung zur Messung des Luftmassenstroms strömt trockene Luft, aber auch ein Anteil an Wasserdampf. Der trockene Luftmassenstrom kann berechnet werden. Dieser strömt durch den Prüfstand und den Verdampfer. Vor dem Verdampfer wird diesem soviel Wasser zugefügt, bis der gewünschte Zustand der r. F. erreicht ist. Die Summe aus dem trockenen Luftmassenstrom und dem mitgeführten Wasserdampfstrom ist dann der feuchte Luftmassenstrom vor dem Verdampfer.

Tab. 11.5 Vergleich von Auswertungen des Enthalpiestroms mit dem gemessenen und berechneten Kondensatmassenstrom. Der trockene Luftmassenstrom beträgt 8,94 kg/min (feucht 9 kg/min) und wird konstant gehalten

Art der Auswertung	Luftdruck [hPa]	r. F. der Abluft [%]	Enthalpiestrom [kW]	Kondensatstrom [kg/h]
Mit gemessenem Kondensat	–	–	–	Genauere Messung!
Ausgangszustand	973	92	8,744	6,21
Einfluss des Luftdrucks	1.000 Annahme	92	8,740	6,21
Einfluss des Luftdrucks und der r. F. der Abluft	1.000 Annahme	100 Annahme	8,740	6,21
Mit berechnetem Kondensat	–	–	Fehlermöglichkeit!	Fehlermöglichkeit!
Ausgangszustand	973	92	8,732	6,19
Einfluss des Luftdrucks	1.000 Annahme	92	8,608	6,02
Einfluss des Luftdrucks und der r. F. der Abluft	1.000 Annahme	100 Annahme	8,358	5,66

den. Handelt es sich hingegen um einen feuchten Luftmassenstrom vor dem Verdampfer, muss für die Berechnung der Enthalpieströme dieser auf den trockenen gemäß Gl. (11.12)

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}}{1 + x}$$

umgerechnet werden. Für oben beschriebenen Zustand beträgt $x = 23,8 \text{ [g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}]$. Also lautet der trockene Luftmassenstrom

$$\dot{m}_L = \frac{8}{1 + \frac{23,8}{1000}} = 7,81 \text{ [kg/min]}.$$

Der Unterschied zwischen trockenem und feuchtem Luftmassenstrom beträgt in diesem Fall 2,4 %.

Wassergehalt In den Lastenheften wird der Zustand der Luft vor dem Verdampfer meistens mit der Temperatur, der relativen Feuchte und dem Luftdruck beschrieben. Am Prüfstand kann der Luftdruck der Umgebung jedoch nicht simuliert werden. Dieser hängt von der geographischen Höhe und der jeweils herrschenden Wetterlage ab. Daher wird vorgeschlagen, dass die absolute Feuchte x und die dazugehörige Temperatur am Prüfstand eingestellt werden. Dies bedeutet, dass am Prüfstand lediglich die r. F. gegenüber der Vorgabe verändert werden muss.

In einem Lastenheft wird der Zustand der Luft vor dem Verdampfer z. B. wie folgt definiert: Temperatur 30 °C, r. F. 50 %, Luftdruck 1.000 hPa. Die absolute

Feuchte beträgt also $x = 13,47$ [g/kg]. Welche r. F. muss bei einem Luftdruck von 955 hPa am Prüfstand eingestellt werden, damit der Wassergehalt gleich bleibt?

Wegen $x_1 = x_2$

$$0,622 \cdot \frac{p_{\text{sat}} \cdot \varphi_1}{p - p_{\text{sat}} \cdot \varphi_1} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{sat}} \cdot \varphi_2}{p - p_{\text{sat}} \cdot \varphi_2}$$

lautet bei konstanter Temperatur und daher konstantem Sättigungsdruck die einzustellende Feuchte

$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot \frac{p_2}{p_1}. \quad (11.16)$$

Damit wird eine r. F. von 47,8 % erhalten.

11.3 Prüfstand für komplette Kältemittel-Kreisläufe

Mit diesem Prüfstand können komplette Kältemittelkreisläufe im Originalaufbau sowie Verflüssiger (Kondensatoren), Gaskühler und Verdichter (Kompressoren) thermodynamisch gemessen werden. Dabei werden die Kältemittel R134a und R744, aber auch Alternativen verwendet. Es ist auch möglich, das Front- und Heckklimagerät wie im Fahrbetrieb zu untersuchen.

11.3.1 Aufgaben

Es werden hauptsächlich folgende thermodynamische Messungen durchgeführt:

- Bestimmung der Leistungszahl, (COP),
- Optimierung einzelner Komponenten im Kältemittelkreislauf,
- Optimierung der Füllmenge,
- Leistungsmessungen an Verflüssigern, Gaskühlern und Verdichtern.

11.3.2 Beschreibung

Die Abb. 11.9 zeigt die Außenansicht des Prüfstands zur Messung kompletter Kältekreisläufe und einzelner Komponenten. Verwendet werden 2 begehbbare Kammern. Der Aufbau ist prinzipiell der gleiche wie beim „Prüfstand für Komponenten der Heizung, Lüftung und Klimaanlage“ (PHLK). In der rechten Kammer wird das gewünschte Klima der Außenluft (Temperatur und Feuchte) simuliert. Zwischen den beiden Kammern befindet sich der Prüfling wie z. B. das Klimagerät. Dieser wird mit der feuchten Luft durchströmt. Für den Betrieb eines kompletten Kältekreislaufs wird der



Abb. 11.9 Außenansicht des Prüfstands zur Messung kompletter Kältemittelkreisläufe und einzelner Komponenten. Prüfstand mit 2 Kammern. (Quelle: Audi AG)

Verflüssiger (Kondensator) mit dem Luftstrom einer separaten Luftmessstrecke versorgt. Wird neben dem Front-Klimagerät gleichzeitig ein Heck-Klimagerät mit dem gemeinsamen Kältekreis untersucht, muss das Heck-Klimagerät ebenfalls mit einer separaten Luftmessstrecke mit entsprechender Temperatur und Feuchte versorgt werden. Die Verbindung zum dazugehörigen Versorgungsaggregat erfolgt mit Schläuchen, wie es Abb. 11.9 zeigt. Der komplette Kältekreis des Pkw befindet sich inklusive dem Antriebsmotor meistens in der rechten Kammer. Zur Auswertung der Versuche siehe „Prüfstand für Komponenten der Heizung, Lüftung und Klimaanlage“.

In Tab. 11.6 sind typische Anforderungen zusammengestellt.

11.4 Prüfstand zur Messung der Luftströme durch den Fahrgastraum

Zur Messung des Luftmassenstroms durch den Fahrgastraum gibt es drei verschiedene Methoden: die direkte Messung des Belüftungsstroms, die Messung der Konzentration eines Spürgases im Fahrgastraum (Tracergastechnik) und die Innen-

Tab. 11.6 Typische Anforderungen an einen Prüfstand zur Messung kompletter Kältekreisläufe und Komponenten

Aggregat	Parameter	Zahlenwerte u. Einheiten
Front Klimagerät	Lufttemperatur	-25–50 °C
–	Relative Feuchte	10–90 %
–	Luftmassenstrom	80–800 kg/h
–	Differenzdruck	-1.300–500 Pa
Heck Klimagerät	Lufttemperatur	25–50 °C
–	Relative Feuchte	10–90 %
–	Luftmassenstrom	80–400 kg/h
Gaskühler/Kondensator	Lufttemperatur	-25–60 °C
–	Luftmassenstrom	500–7.500 kg/h
–	Leistung	Max. 25 kW
Verdichterantrieb	Drehzahl	600–10.000 min ⁻¹
–	Antriebsleistung	18 kW
–	Drehmoment	50 Nm–5.000 min ⁻¹
Sole-Heizkreislauf	Heizleistung	3 kW
–	Kühlleistung	3 kW
–	Massenstrom	300–3.000 kg/h

druckmethode. Mit dem hier erwähnten Prüfstand wird die Innendruckmethode angewendet.¹³ Den prinzipiellen Versuchsaufbau zur Ermittlung der Druckdifferenz im Fahrgastraum in Abhängigkeit vom zu- oder abgeführten Luftmassenstrom zeigt Abb. 11.10. Dabei ist der Lufteintritt der Belüftung geschlossen bzw. sorgfältig abgedichtet.

Mit der Innendruckmethode können die Kurvenscharen der Abluftlinien, der Leckagelinien¹⁴ der Karosserie bei geschlossener Belüftung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, ermittelt werden.

Die Belüftungslinien¹⁵ werden indirekt ermittelt. Der Schnittpunkt der Belüftungslinie mit der Abluftlinie kennzeichnet den Belüftungsstrom im Außenluftbetrieb. Abbildung 11.11 zeigt Messungen dieser charakteristischen Kurvenscharen bei einer Fahrgeschwindigkeit (Strömungsgeschwindigkeit der Außenluft) von Null. Der Belüftungsstrom beträgt etwa 6,3 kg/min.

Hier ist auch eine Leckagelinie für negative Druckdifferenzen eingetragen, wenn die Luft mit der Vorrichtung abgesaugt wird. Bei Entlüftungssystemen mit Rückschlagklappen schließen diese bei Unterdruck. Daher muss für die Messung der Leckagelinie das Entlüftungssystem nicht aufwändig abgedichtet werden. Wie viele Versuche gezeigt haben, liegt hier eine Symmetrie 2. Art vor.

¹³ Siehe Abschn. 3.4 „Ermittlung des Belüftungsstroms“.

¹⁴ Entlüftungssystem ist geschlossen bzw. abgedichtet.

¹⁵ Diese entstehen aus dem Zusammenspiel des Gebläses mit den Druckverlusten der durchströmten Komponenten vom Lufteintritt an der Motorhaube bis zum Fahrgastraum.

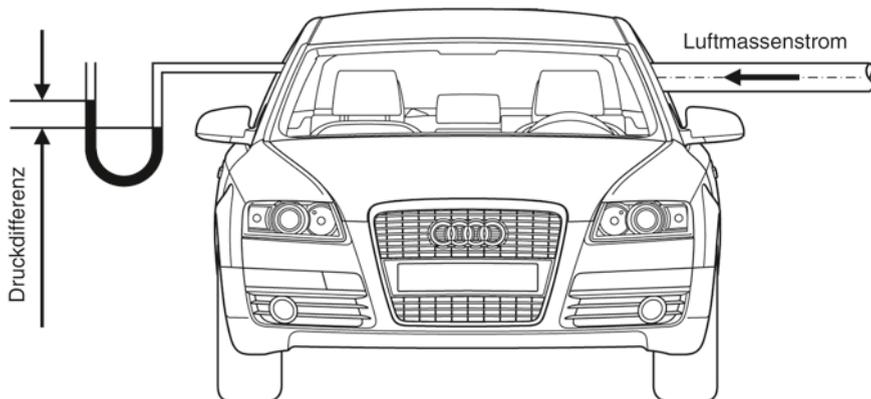
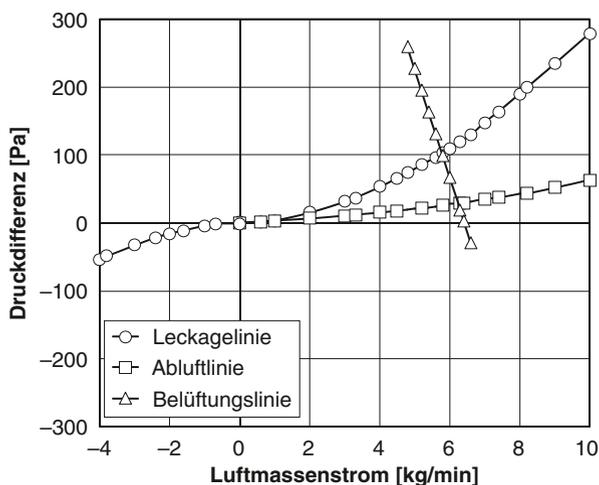


Abb. 11.10 Innendruckmethode. Prinzipieller Versuchsaufbau zur Ermittlung der Druckdifferenz im Fahrgastraum in Abhängigkeit vom zu- oder abgeführten Luftmassenstrom. Die Belüftung ist geschlossen

Abb. 11.11 Messungen einer Leckagelinie L_0 , Abluftlinie A_0 und Belüftungslinie B_0 mit der Innendruckmethode. Der Schnittpunkt der Belüftungslinie mit der Abluftlinie kennzeichnet den Belüftungsstrom im Außenluftbetrieb



11.4.1 Aufgaben

Mit dem Prüfstand werden hauptsächlich folgende Messungen und Analysen durchgeführt:

- Messung des Belüftungsstroms im Außenluftbetrieb,
- Messung des Umluftstroms,
- Messung der Dichtheit einer Karosserie,
- Analyse des Entlüftungssystems,
- Analyse bei Teilumluft.

11.4.2 Beschreibung

Der fahrbare Prüfstand hat die Größe einer Werkbank und besteht prinzipiell aus zwei horizontalen Messstrecken mit gleichen Blenden nach EN ISO 5167-1 (1995) und zwei Radialgebläsen einer Klimaanlage des Audi A6. Mit den Blenden ($D = 117,9$ mm; $d = 91,7$ mm; $m = 0,6$) werden die „gedrückten“ und die „gesaugten“ Luftströme gemessen. Der Differenzdruck im Fahrgastraum wird mit einem Druckaufnehmer gemessen. Die Luftmassenströme werden nach EN ISO 5167-1 (1995) ausgewertet,¹⁶ s. auch Senkpiel u. Korthues (2006).

11.4.3 Typische Versuche

Beurteilung des Entlüftungssystems Die Kennlinie für das Entlüftungssystem wird erhalten, indem bei gleicher Druckdifferenz der Luftmassenstrom der Leckagelinie von der Abluftlinie abgezogen wird.

Belüftungslinien eines Pkw Die Ermittlung der Belüftungslinie geschieht am einfachsten mit der Messung der Geschwindigkeit in den Düsen.¹⁷

Am Pkw werden mit der Innendruckmethode die Abluftlinie, die Leckagelinie und die Luftströme des Belüftungssystems ermittelt. Das Entlüftungssystem wird nicht geschlossen. In den Luftaustrittsdüsen der Schalttafel werden Anemometer installiert und die gemessenen Luftmassenströme (meistens in mehreren Gebläsestufen) den gemessenen Luftgeschwindigkeiten zugeordnet, wenn das Belüftungssystem in Betrieb ist. Dies ist ein linearer Zusammenhang gemäß

$$\dot{m} = a \cdot \rho \cdot w.$$

Es bedeuten:

\dot{m} Luftmassenstrom [kg/s]

a Konstante [m²]

¹⁶ In der EN ISO 5167-1 (1995) wird mit der Stolz-Gleichung (S. 18) der Durchflusskoeffizient mit der Reynoldszahl und dem Durchmesser Verhältnis der Blenden sehr genau erfasst. Die alte DIN 1956 ist dagegen unkomfortabel.

¹⁷ Zur Ermittlung gibt es u. a. folgende Methoden:

Messung des gesamten ausgebauten Belüftungssystems mit speziellen Prüfständen. Die Beschaffung der einzelnen Komponenten und der korrekte Aufbau sind zeitraubend und arbeitsintensiv. In vielen Fällen können die Komponenten, wie Bauteile des Wasserkastens etc., überhaupt nicht beschafft werden (Fahrzeuge der Wettbewerber).

Messung durch Erweiterung der Innendruckmethode. Großmann (2005, S. 766–767) erweiterte die Innendruckmethode wie folgt: Für den Betrieb des Belüftungssystems werden bei geschlossenem Entlüftungssystem (z. B. mit Klebebänder abgedichtet) definierte Luftmassenströme dem Fahrgastraum zu- bzw. abgeführt. Die Belüftungslinie wird mittels Rechnung ermittelt. Nachteilig ist, dass das Entlüftungssystem meistens nur durch aufwändige Montagearbeiten geschlossen werden kann. Hierzu muss in vielen Fällen der hintere Stoßfänger und die inneren Seitenverkleidungen im Kofferraum demontiert und später wieder montiert werden.

ρ Luftdichte [kg/m^3]
 w Luftgeschwindigkeit [m/s]

Wird bei konstant gehaltener Gebläsespannung zusätzlich Luft mit dem Prüfstand in den Fahrgastraum geblasen, erhöht sich die Druckdifferenz im Fahrgastraum. Damit sinken die Luftgeschwindigkeit und der Belüftungsstrom. Wird soviel Luftmassenstrom abgesaugt, dass der Differenzdruck des Innenraums Null Pascal beträgt, entspricht dieser dem Belüftungsstrom bei einem stehenden Pkw mit offenen Türen. Auf diese Weise werden die Belüftungskennlinien einfach ohne Berechnungen erhalten. Weiterhin müssen die Beträge der zu- und abgeführten Luftmassenströme des Prüfstands nicht bekannt sein. Diese dienen nur zur Kontrolle bei einem Differenzdruck von Null Pascal. Die Belüftungslinien für beliebige Fahrgeschwindigkeiten werden analog ermittelt.

Umluftbetrieb Wie oben beschrieben, wird mit einem Anemometer der Luftmassenstrom des Außenluftbetriebs kalibriert. Anschließend wird auf Umluft geschaltet und mit der sich einstellenden Luftgeschwindigkeit der Luftmassenstrom im Umluftbetrieb erhalten. Dieser ist meistens 10 bis 20 % höher.

11.5 Berechnungsanlage mit schwenkbarer Hebebühne

11.5.1 Aufgaben

Die Berechnungsanlage dient in Verbindung mit einer schwenkbaren Hebebühne zur Prüfung der Wasserdichtheit eines Pkws. Geprüft wird das Belüftungssystem und die Karosserie.

11.5.2 Beschreibung

Abbildung 11.12 zeigt eine Berechnungsanlage mit einer schwenkbaren Hebebühne.

Schwenkbare Hebebühne Auf der schwenkbaren Hebebühne wird das Fahrzeug sicher befestigt und kann bis zu einem Winkel von $\pm 17^\circ$ ($\pm 30\%$) eingestellt werden. Damit ist es möglich, Steigungen, Gefälle und Schräglagen nach links und rechts, aber auch Kombinationen aus diesen zu realisieren.¹⁸ Besondere Sicherheitsvorkehrungen sind zum Betreten der Hebebühne erforderlich, da die Gefahr des Ausrutschens auf der nassen Oberfläche groß ist.

Berechnungsanlage Es können die Regenintensitäten eines Gewitters oder Monsuns simuliert werden. Die max. mögliche Intensität beträgt etwa das 8-fache eines Monsuns.

¹⁸ Die Kombination kann bei der Prüfung kritischer sein als die extremen Einstellungen.



Abb. 11.12 Beregnungsanlage und schwenkbare Hebebühne. (Quelle: Audi AG)

Vergleich der Regenintensitäten:

Gewitter	150 [L/(m ² · h)]
Monsun	250 [L/(m ² · h)]
max. Leistung	2.000 [L/(m ² · h)]

11.5.3 Prüfvorschriften

Die Regenintensität beträgt maximal 1.800 L/(m² · h). Dabei wird die Lage des Pkw um verschiedene Winkel variiert. Zur Prüfung des Belüftungssystems wird das Gebläse mit max. Leistung und Außenluft betrieben. Bei der Prüfung der Karosserie bleibt das Belüftungssystem geschlossen. Im Fahrgastraum wird ein „Unterdruck“ von 250 Pascal mit einem Hilfsgebläse erzeugt.¹⁹ Bei den Prüfungen darf kein einziger Tropfen über das Belüftungssystem und durch die Karosserie in den Fahrgastraum inklusive Kofferraum gelangen.

¹⁹ Siehe Abschn. 11.4 „Prüfstand zur Messung des Luftstroms durch den Fahrgastraum“.

Literatur

- 78/317/EEC European Commission (1977) Defrosting and demisting systems of glazed surfaces of motor vehicles (Scheibenenteisung und Trocknung)
- ADR 15 Australian Design Rule, Demisting of Windscreen (Scheibenentfeuchtung)
- Böttcher C (2007) Wasserspeicherung in einem Klimagerät. Dissertation, VDM Verlag Dr. Müller, Saarbrücken, S. 72
- Burger R, Stalter M (2007) Einfluss von Öl im Kältemittelkreislauf. In Hofhaus J (Hrsg) Pkw-Klimatisierung V, Expert Verlag, Renningen, S. 102
- DIN 1946-3 (2006–07) Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen
- DIN 4108-5 (1981) Wärmeschutz im Hochbau, Berechnungsverfahren
- EN ISO 5167-1 (1995) Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten
- FMVSS 103 Federal Motor Vehicle Safety Standards, Windshield defrosting and defogging systems (Windschutzscheibenentfeuchtung und Beschlagentfernung)
- Großmann H (2005) Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils, Vieweg Verlag, Wiesbaden, S 766–767
- Großmann H (2006) Fehlermöglichkeiten bei der Auswertung thermodynamischer Messungen an Wärmeaustauschern zur Pkw-Klimatisierung. In: Reichelt J (Hrsg) Messen und Messtechnik bei Kfz-Klimaanlagen und deren Komponenten – im Labor und auf der Straße. 8. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium am 11. Mai 2006, Karlsruhe
- Hucho W H (2005) Windkanäle. In: Hucho WH (Hrsg) Aerodynamik des Automobils. Vieweg Verlag, Wiesbaden
- Nachdruck (2008) Vieweg u. Teubner GWV Fachverlage GmbH
- ICAO International Civil Aviation Organization, Standardatmosphäre (ISA)
- Reichelt J (1974) Unverdampfte Flüssigkeitsanteile im überhitzten Kältemittelsaugdampf und ihr Einfluss auf den Kältemittelkreisprozess. Dissertation, Universität Stuttgart
- Senkpiel K, Korthues M (2006) Lufthygienische Beurteilung von Pkw-Innenraumfiltern. FAT-Schriftenreihe Nr. 201, Frankfurt am Main, S. 99 ff.
- Stalter M (2006) Ölzirkulationsmessungen in Kfz-Kältemittel -kreisläufen. In: Reichelt J (Hrsg) Messen und Messtechnik bei Kfz-Klimaanlagen und deren Komponenten – im Labor und auf der Straße. 8. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium am 11. Mai 2006, Karlsruhe
- VDI 6032 (2004) Hygienische Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur personbeförderung, Beuth Verlag

Kapitel 12

Straßenversuche

Mit den heutigen Klimawindkanälen können physikalische Messgrößen an Pkws sehr genau und reproduzierbar gemessen werden. Doch werden nicht sämtliche Randbedingungen, die in der Natur vorkommen, hinreichend genau simuliert. Zu diesen Randbedingungen zählen der Tagesgang der Sonne mit der dazugehörigen spektralen Intensität der Strahlung¹, wechselnde Temperaturunterschiede und Luftfeuchten der Außenluft, Strahlungsaustausch mit der Umgebung etc. Daher sind nach wie vor Versuche in der Natur erforderlich. Es kommt aber auch vor, dass Windkanalkapazitäten (ca. 2.000 bis 3.000 Euro/h, Stand 2009) nicht kurzfristig für einfache Untersuchungen, z. B. Messung der luftseitigen Druckdifferenz im Fahrstraum oder an der Karosserie, geordert werden können. Die Versuche werden vorzugsweise in abgesicherten Prüfgeländen durchgeführt, die den Automobilherstellern in verschiedenen Regionen der Erde (Skandinavien nördlich des Polarkreises, Arizona, Südafrika etc.) zur Verfügung stehen. Verschiedene Prüfgelände können auch gemietet werden. Versuche im öffentlichen Straßenverkehr waren noch in den 70er Jahren verbreitet. Ein ungestörter Versuchsablauf ist heute wegen der Verkehrsdichte praktisch nicht mehr möglich. Außerdem ist die StVO zu beachten. Die Versuche müssen sorgfältig geplant und vorbereitet werden. Bis zur eigentlichen Versuchsdurchführung muss häufig geduldig gewartet werden, bis sich die gewünschten meteorologischen Bedingungen einstellen.²

¹ Bei Untersuchungen in Klimawindkanälen ist es vorgekommen, dass die Solarzellen eines Solar-dachs eine mangelhafte Leistung zeigten. Dies lag am ungeeigneten Spektrum der Sonnensimulation.

² In den frühen Morgenstunden ist die Wahrscheinlichkeit einer Windstille am größten. Bei sommerlichen Bedingungen bilden sich nach der Mittagszeit oft Wolken und es kann windig werden. Daher ist meistens die beste Zeit für Messungen vor dem Mittag.

12.1 Messungen der Temperaturen im Fahrgastraum

Bei Versuchen in der Natur wird immer ein messtechnisch genau bekannter Pkw als Referenz synchron mitgemessen. Die Pkws müssen auf identische Weise konditioniert werden. Dies wird nachstehend für den Sommer- und Winterbetrieb beschrieben.

Für die Messung der Aufheizung geparkter Pkws unter Sonneneinstrahlung müssen diese parallel in ausreichendem Abstand voneinander, vorzugsweise mit der Front nach Süden, ausgerichtet werden. Es muss darauf geachtet werden, dass keine Beschattung von Gebäuden, Bäumen etc. oder eine unterschiedliche Umströmung der Luft (Windeinfluss) während der Versuchsdauer auftreten können. Bei der anschließenden Abkühlung der Luft im Fahrgastraum mittels einer Klimaanlage müssen die Pkws einen ausreichenden Abstand voneinander haben, damit die Abwärme und die Wirbelschleppen der vorausfahrenden Pkws die Messergebnisse nicht verfälschen.

Für die Konditionierung der Pkws gilt im Winter prinzipiell Ähnliches. Der zu untersuchende Pkw muss auch die vorhergehenden Tage in gleicher Weise betrieben werden, damit der Wassergehalt im Fahrgastraum vergleichbar ist.³ Es ist durchaus möglich, dass sich selbst nach langer Fahrt kein stationärer Zustand einstellen kann, wenn die Temperatur der Außenluft großen Schwankungen unterworfen ist.⁴ An die Messtechnik werden besondere Anforderungen gestellt. Das Messequipment muss selbst bei extremen Temperaturen (max. ca. 80 °C, min. ca. -40 °C) und Erschütterungen einwandfrei funktionieren. Das gesamte Messequipment muss wegen möglicher Unfallgefahren mit sicheren Halterungen im Kofferraum untergebracht werden. Im Fahrgastraum haben diese Geräte aus Sicherheitsgründen nichts verloren.

Die Anordnung der Messstellen für die Lufttemperaturen und deren Bewertung ist in der DIN 1946-3 (2006) beschrieben. Bei Messungen an Kälteanlagen werden zusätzlich mindestens der Hoch- und Saugdruck, die relative Feuchte der Außenluft und die Sonneneinstrahlung gemessen. Bei Messungen an Heizungen wird zusätzlich mindestens die Vorlauftemperatur des Heizungswärmeübertragers gemessen.

Bei den Erprobungs- und Abnahmefahrten wird auch der Klimakomfort der verschiedenen Pkws bewertet. Die Skala des thermischen Empfindens nach Fanger (s. Abschn. 2.3.1 wird selten verwendet, da es sich meistens um andere Details wie z. B. Scheibenbeschlag, Geräusche, Temperaturverteilung und Schichtung sowie Zugerscheinungen handelt.

³ Prototypen oder schwer beschaffbare Pkws von Wettbewerbern bleiben bei den so genannten Wintererprobungen häufig die meiste Zeit in der trockenen Werkstatt. Bei einem Vergleich neigen diese Pkws deshalb weniger zur Bildung von Scheibenbeschlag.

⁴ Bei einer Fahrt in Richtung Narvik (Norwegen) wurden in Senken eines geradlinigen Straßenverlaufs bis zu 20 K tiefere Temperaturen gemessen (Temperaturschichtung). Die Temperatur der Außenluft änderte sich zwischen -25 und -45 °C.

12.2 Messung luftseitiger Differenzdrücke

Die statischen Drücke an der Karosserieaußenhaut, im Fahrgastraum und im Motorraum werden als Differenz zum Umgebungsdruck gemessen. Diese Differenzdrücke werden an einem Pkw grundsätzlich in einem aerodynamischen Windkanal mit einer ausreichend großen Düse ($>6 \text{ m}^2$) ermittelt. Es gibt aber auch Gründe (Verfügbarkeit, Kosten etc.) diese Messungen auf der Fahrbahn eines abgesicherten Prüfgeländes durchzuführen. Diese Versuche sind zeitaufwändig. Oft muss tagelang auf geeignete Witterungsbedingungen gewartet werden, denn es muss fast windstill sein. Es darf nicht regnen oder schneien. Bei Nebel kann ebenfalls nicht gemessen werden. Weiterhin ist bei den Messungen darauf zu achten, dass das Strömungsfeld des Pkws nicht durch andere Fahrzeuge gestört wird.

12.2.1 Anwendung eines Prandtl-Rohres

Als Referenz für die Luftgeschwindigkeit und den statischen Druck eignet sich insbesondere ein Prandtl-Rohr, das vorzugsweise oberhalb des Fahrzeugdachs im hinteren Bereich in einem vertikalen Abstand von 0,2 bis 0,5 m angeordnet wird (vgl. Abb. 12.1).

Eine schematische Darstellung eines Prandtl-Rohres mit dazugehörigen Manometern zur Messung der Geschwindigkeit und der statischen Druckdifferenz zeigt Abb. 12.2.

- Stelle A: Gesamtdruck der Strömung $p_G = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot w_2^2$.
- Stelle B: statischer Druck der Strömung p_2 .

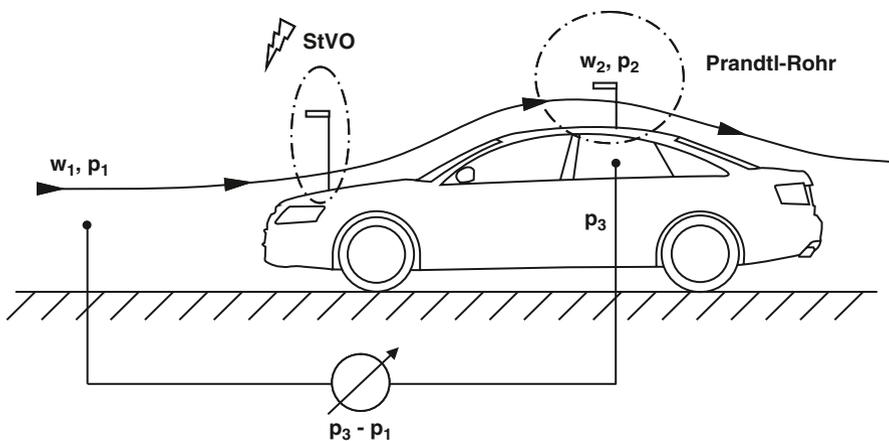
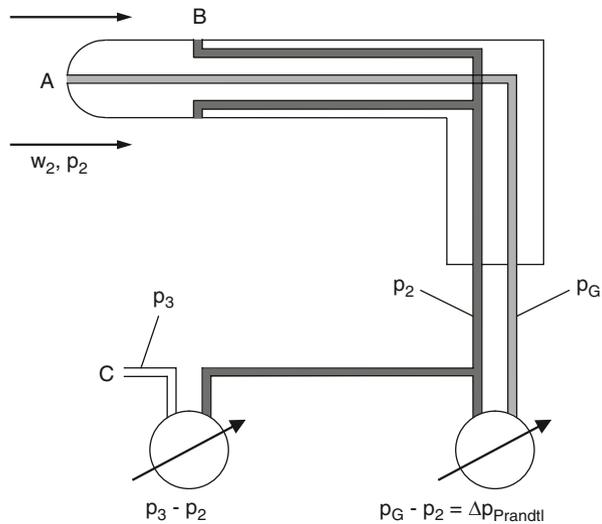


Abb. 12.1 Anordnung eines Prandtl-Rohres oberhalb des Fahrzeugdachs eines Pkws

Abb. 12.2 Prandtl-Rohr und Manometer zur Messung der Geschwindigkeit und der statischen Druckdifferenz



Mit einem Manometer wird deren Differenz gemessen. Damit ergibt sich für die Strömungsgeschwindigkeit

$$w_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_G - p_2)} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{\text{Prandtl}}} \quad [\text{m/s}]. \quad (12.1)$$

Mit einem weiteren Manometer zwischen der Messstelle C und dem Prandtl-Rohr B wird die statische Druckdifferenz ermittelt. Zur Auswertung sind Korrekturen erforderlich, da sich das Prandtl-Rohr im Strömungsfeld des Pkws befindet. Dort ist die Strömungsgeschwindigkeit höher als die Fahrgeschwindigkeit und daher ist der statische Druck niedriger.⁵

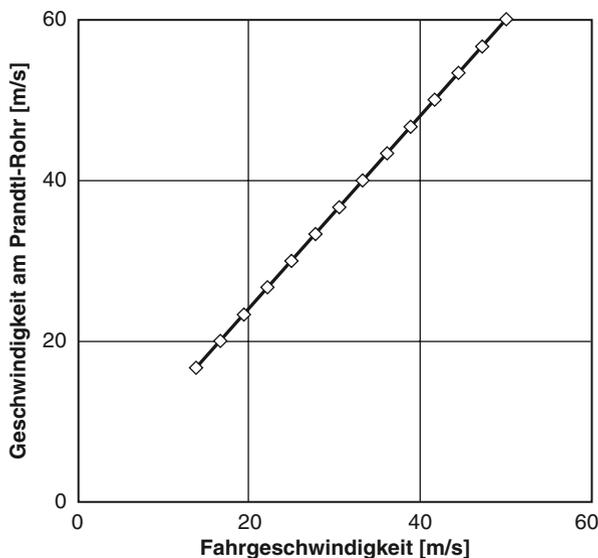
Die erforderlichen Korrekturen werden nachstehend beschrieben. Zuerst wird bei Windstille die Strömungsgeschwindigkeit w_2 am Prandtl-Rohr in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit w_1 gemessen, s. Abb. 12.3. Für die Gerade gilt die Beziehung:

$$w_2 = a \cdot w_1 \quad (12.2)$$

Gemäß Abb. 12.1 kennzeichnen der Index 1 die Anströmung des Pkws, der Index 2 die Strömung am Prandtl-Rohr und der Index 3 den statischen Druck an der Messstelle.

⁵ Bekannt sind Messungen auf der Straße, bei denen ein Prandtl-Rohr oberhalb der Motorhaube in ca. 1 m Abstand und in der Fahrzeugfront angeordnet ist. Der Bezug zum Umgebungsdruck ist mit dem Prandtl-Rohr bei flachen Motorhauben, wie in Abb. 12.1 gezeigt, in guter Näherung gegeben, sodass keine Korrekturen erforderlich sind. Doch ist eine solche Anordnung für schräge Motorhauben, z. B. bei Vans, nicht möglich. Weiterhin entspricht eine solche Vorrichtung nicht der StVO.

Abb. 12.3 Strömungsgeschwindigkeit am Prandtl-Rohr in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit



$$\text{Gesucht ist die Druckdifferenz } p_3 - p_1 = \Delta p_{3-1}. \quad (12.3)$$

$$\text{Gemessen werden die Druckdifferenz } p_3 - p_2 = \Delta p_{3-2} \quad (12.4)$$

und die Geschwindigkeiten w_1 und w_2 .

Der Druck p_2 wird aus der Gleichung nach Bernoulli erhalten:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot w_2^2 \quad (12.5)$$

Damit ist der gesuchte Differenzdruck:

$$\Delta p_{3-1} = \Delta p_{3-2} + \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2 \cdot (1 - a^2) \quad (12.6)$$

Der Druckbeiwert (dimensionslose Druckdifferenz) wird durch Division mit dem Staudruck $q = \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$ und $a = \frac{w_2}{w_1} = \sqrt{1 - c_{p,2}}$ erhalten:

$$c_p = c_{p,3-2} + c_{p,2-1} \quad (12.7)$$

Hinweis: Zu beachten sind die Vorzeichen und der richtige Anschluss der Manometer.

12.2.2 Anwendung eines kalibrierten Bezugspunktes an der Karosserie

Bei einer bekannten Verteilung der Druckbeiwerte an der Karosserieaußenhaut (Messungen im Windkanal) kann ein geeigneter Bezugspunkt für den Referenzdruck herangezogen werden. Ein Prandtl-Rohr ist dann nicht erforderlich. Für die Auswertung gilt der Zusammenhang:

$$c_p = c_{p, \text{gemessen}} + c_{p, \text{Bezug}} \quad (12.8)$$

Literatur

DIN 1946-3 (2006–07): Raumluftechnik – Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen

Kapitel 13

Anhang A bis E

13.1 Anhang A: Diagramme

In diesem Abschnitt sind Diagramme für feuchte Luft (Abb. 13.1), Äthylenglykol-Wassermischungen (Abb. 13.2 bis 13.5) sowie Kältemittel R134a (Abb. 13.6) und R744 (Abb. 13.7) zusammengestellt.

13.1.1 Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft

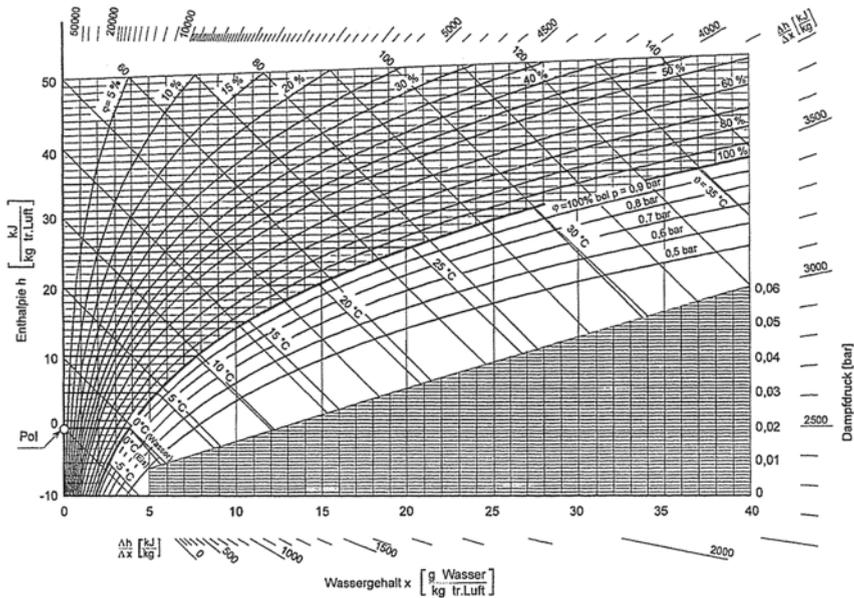


Abb. 13.1 Mollier-h, x-Diagramm für feuchte Luft. (Quelle: Weigand et al. (2008))

13.1.2 Äthylenglykol-Wassermischungen: Dichte, spez. Wärmekapazität, Viskosität und Prandtl-Zahlen

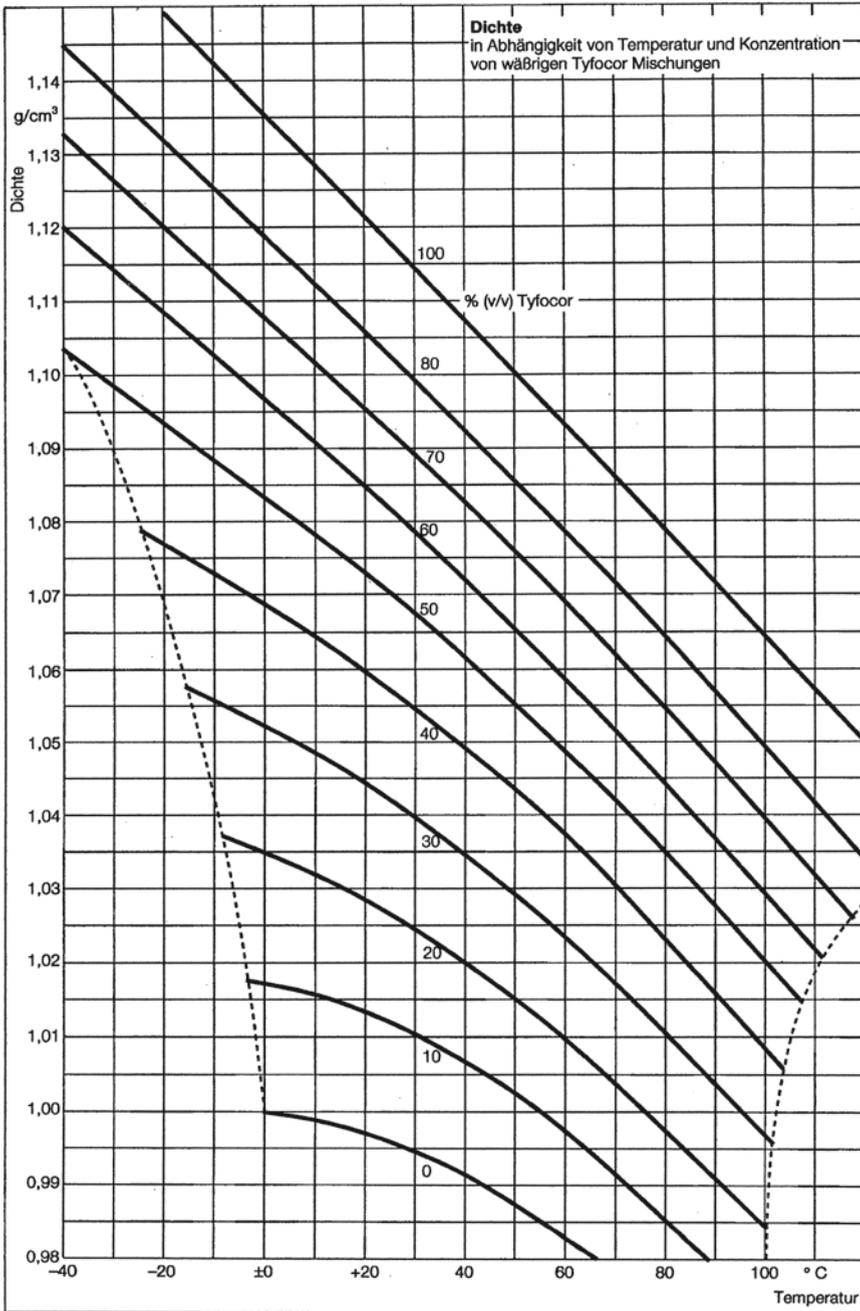


Abb. 13.2 Dichte in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration von Äthylenglykol-Wassermischungen. (Quelle: TYFOROP CHEMIE GmbH, Anton-Rée-Weg 7,20537 Hamburg)

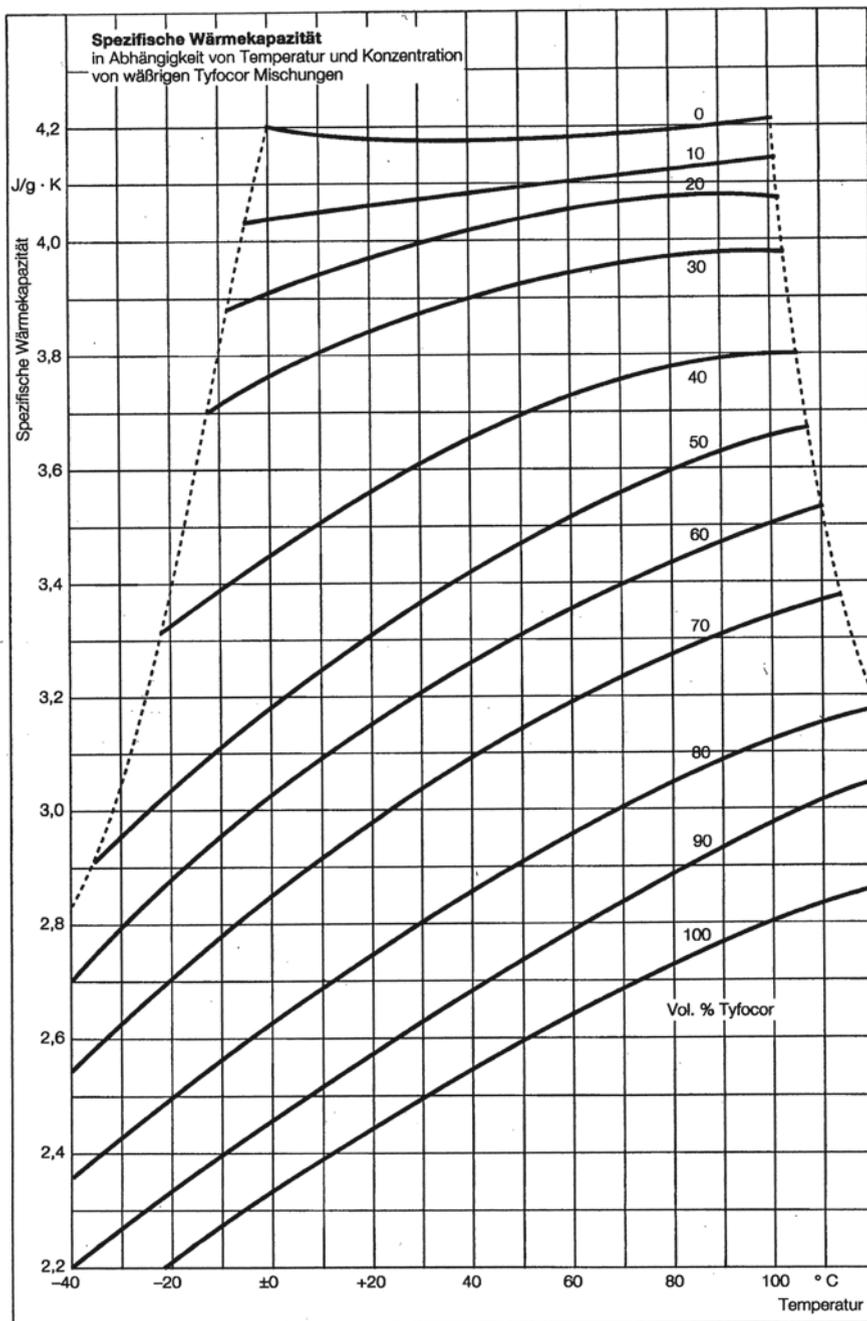


Abb. 13.3 Spezifische Wärmekapazität in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration von Äthylenglykol-Wassermischungen. (Quelle: TYFOROP CHEMIE GmbH)

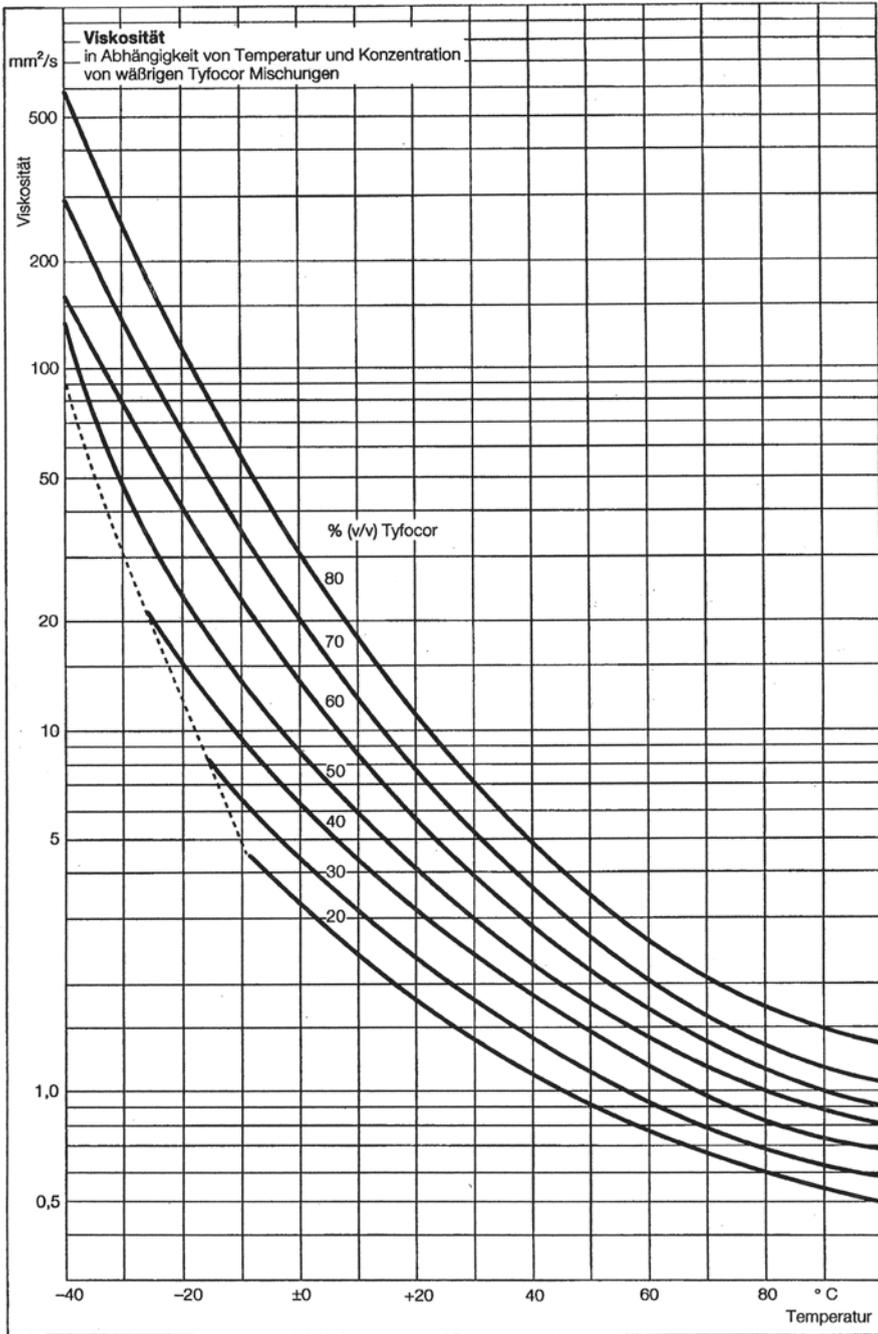


Abb. 13.4 Viskosität in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration von Äthylenglykol-Wassermischungen. (Quelle: TYFOROP CHEMIE GmbH)

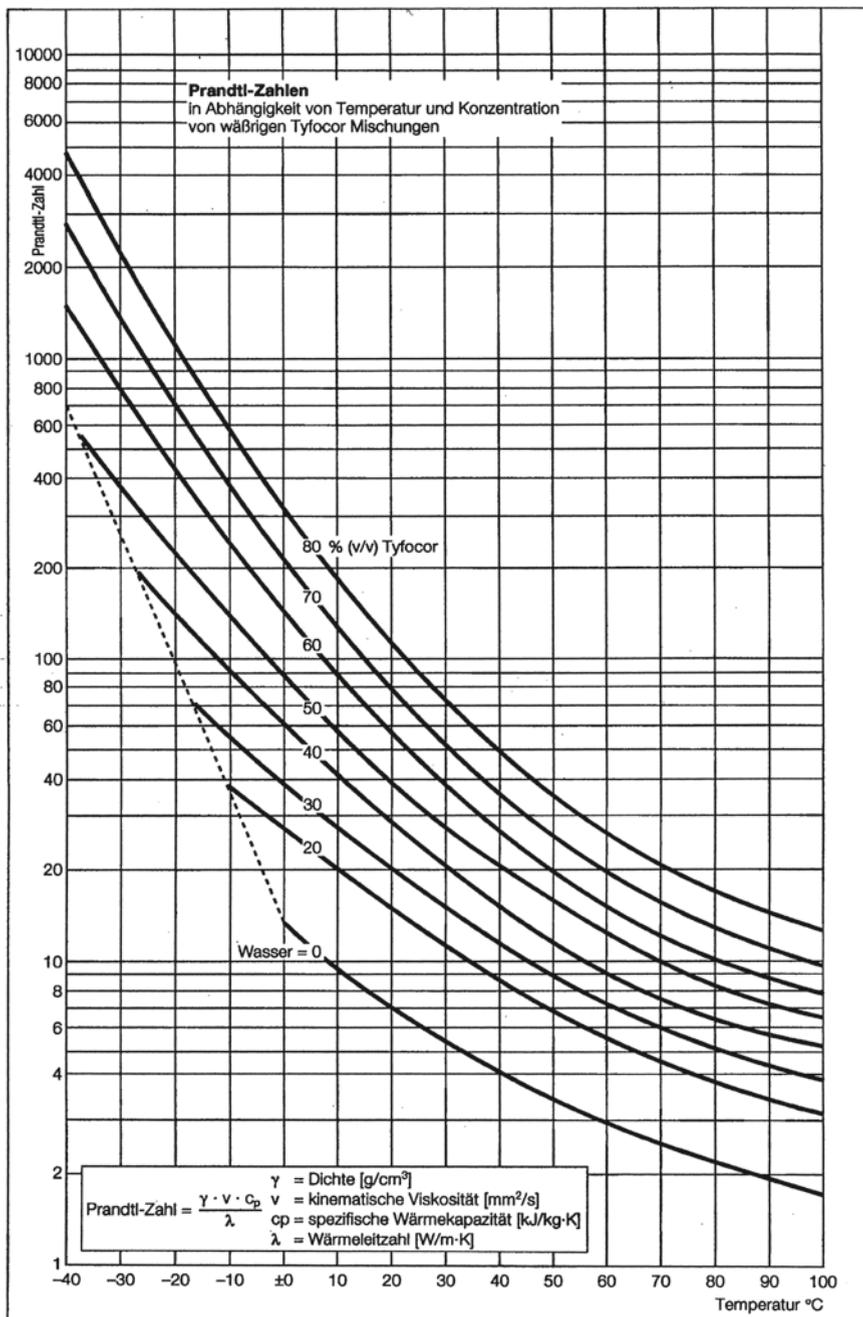


Abb. 13.5 Prandtl-Zahlen in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration von Äthylenglykol-Wassermischungen. (Quelle: TYFOROP CHEMIE GmbH)

13.1.3 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R134a

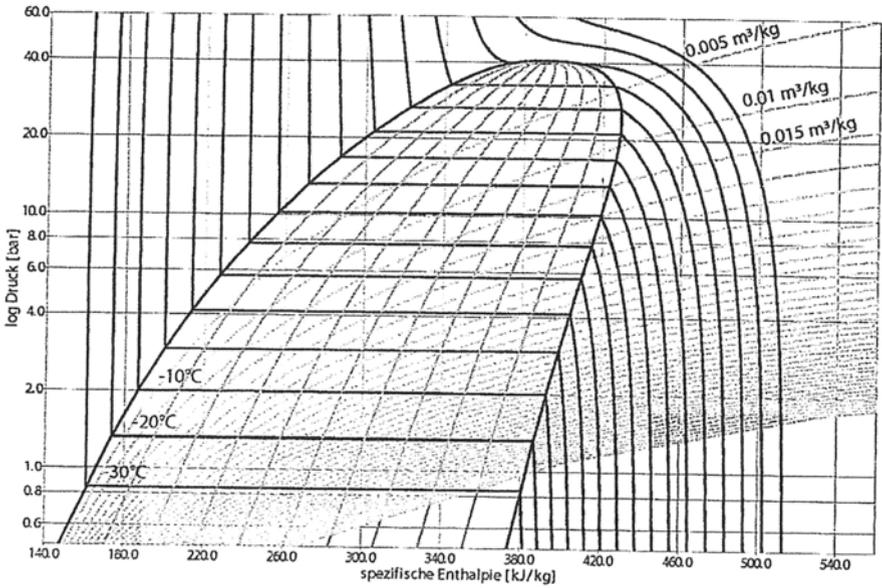


Abb. 13.6 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R134a. (Quelle: Weigand et al. (2008))

13.1.4 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R744

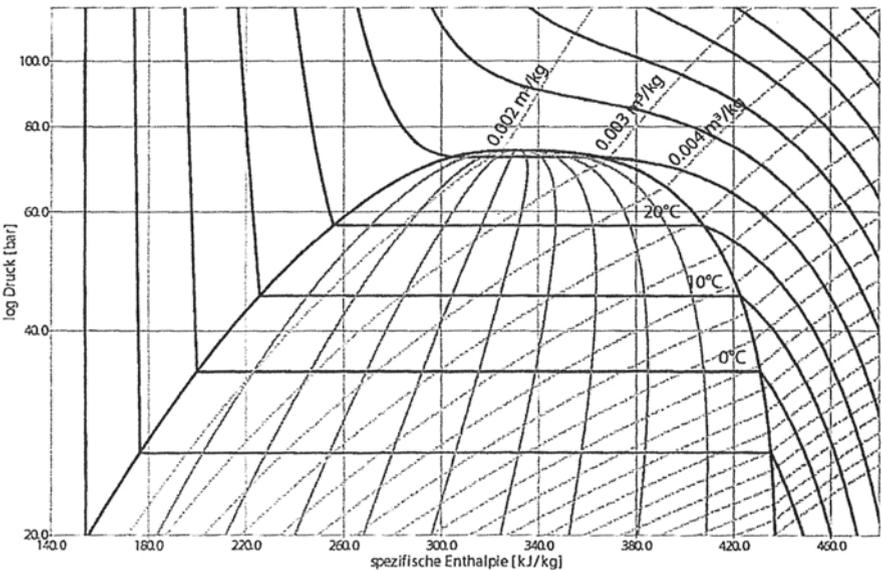


Abb. 13.7 lg p, h-Diagramm des Kältemittels R744. (Quelle: Weigand et al. (2008))

13.2 Anhang B: Häufig verwendete Formeln

13.2.1 Strömungsmechanik

Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 = A_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2$$

Bernoullische Gleichung für stationäre Strömung (ohne Schwereeinfluss)

$$p_1 + \frac{\rho_1}{2} \cdot w_1^2 = p_2 + \frac{\rho_2}{2} \cdot w_2^2 + \sum \Delta p_{\text{Verlust}}$$

$\Delta p = f(\dot{m}^2)$ turbulente Strömung, raue Wand, unabhängig von der Reynoldszahl

$\Delta p = f(\dot{m}^{1,75})$ turbulente Strömung, glatte Wand

$\Delta p = f(\dot{m})$ laminare Strömung

Staudruck

$$q = \frac{\rho}{2} \cdot w_\infty^2$$

Druckbeiwert

$$c_p = \frac{\Delta p}{q}$$

Luftgeschwindigkeit an der Außenhaut einer Karosserie

$$w = w_{\text{amb}} \cdot \sqrt{(1 - c_p)}$$

Dichte der trockenen Luft

$$\rho = \frac{p}{R_L \cdot T}$$

$$R_L = 287,1 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}$$

Luftdruck in Abhängigkeit von der geographischen Höhe¹ bei einer isothermen Schichtung

$$p = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{g}{R_L \cdot T_0} \cdot z\right) \approx p_0 \cdot \exp\left(-\frac{z}{8430}\right)$$

¹ Gemäß der ICAO (International Civil Aviation Organization) gibt es Normbedingungen für NN (Normal Null). Diese sind $p_0 = 1.013,25 \text{ hPa}$ und $T_0 = 288,15 \text{ K}$ entsprechend $15 \text{ }^\circ\text{C}$. Es wird eine Schichtung der Lufttemperatur von $-0,65 \text{ K}$ auf 100 m berücksichtigt.

Druck über NN der Normatmosphäre $p_0 = 1013,25$ [hPa]

z [m]

13.2.2 Wärmeübertragung

Wärmedurchgang

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta \quad \text{mit} \quad k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Strömung

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

Kennzahlen für die Wärmeübertragung mit Strömung

Nusselt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\nu} = C \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}$$

Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}$$

Feuchte Luft²

Gasgleichung

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

relative Feuchte (r. F.)

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{sat}}$$

absolute Feuchte (Wasserdampfgehalt) der ungesättigten Luft

$$x = \frac{m_W}{m_L}$$

² Baehr H D (1961) Mollier-i, x-Diagramme für feuchte Luft. Springer-Verlag Berlin, Göttingen, Heidelberg und Weigand B et al. (2008) Thermodynamik kompakt. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.

$$x = \frac{R_L}{R_W} \cdot \frac{p_{sat} \cdot \varphi}{p - p_{sat} \cdot \varphi} = 0,622 \cdot \frac{p_{sat} \cdot \varphi}{p - p_{sat} \cdot \varphi}$$

$$R_L = 287,1 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}, R_W = 461,5 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}.$$

trockene Luft

$$m_L = \frac{m}{1 + x}$$

$$m_L = m - m_W$$

Sättigungsdruck

$$p_{sat} = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{8,02} \cdot 288,68 \text{ [Pa]}$$

DIN 4108-3:2001,

Gültigkeitsbereich $0 \text{ }^\circ\text{C} < \vartheta < 30 \text{ }^\circ\text{C}$, verwendbar bis $50 \text{ }^\circ\text{C}$

Dichte der feuchten Luft³

$$\rho = \frac{1 + x}{R_L + x \cdot R_W} \cdot \frac{p}{T} = \frac{p}{R_L \cdot T} - \left(\frac{1}{R_L} - \frac{1}{R_W} \right) \cdot \frac{p_D}{T}$$

$$\rho_{feucht} = \rho_{trocken} \cdot \frac{1 + x}{1 + x \cdot \frac{R_W}{R_L}}$$

$$\rho_{feucht} = \rho_{trocken} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{R_L}{R_W} \right) \cdot \frac{p_D}{p} \right] \approx \rho_{trocken} \cdot \left(1 - \frac{0,374 \cdot p_D}{p} \right)$$

Dampfdruck

$$p_D = p_{sat} \cdot \varphi$$

spezifische Enthalpie⁴ der ungesättigten Luft bezogen auf die trockene Luft

$$h_{1+x} \approx c_{p,L} \cdot \vartheta + x \cdot (c_{p,D} \cdot \vartheta + r_0)$$

³ Für gleichen Luftdruck und Temperatur ist die Luftdichte feuchter Luft immer kleiner als diejenige der trockenen Luft ($R_w > R_L$). Dies wird z. B. bei der Bildung einer Cumulus-Wolke beobachtet. Feuchte Luft steigt nach oben. Die Basis der Wolke kennzeichnet dann die Kondensation bei Erreichen der Taupunkttemperatur.

⁴ Definition der Enthalpie: (physikalisch) bei konstantem Druck vorhandene Wärme, (meteorologisch) die gesamte in der feuchten Luft vorhandene Wärme.

spezifische Enthalpie der ungesättigten Luft, Zahlenwertgleichung

$$h_{1+x} \approx 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \vartheta + x \frac{\text{kg}_W}{\text{kg}_L} \cdot \left(1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \vartheta + 2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad [\text{kJ}/\text{kg}]$$

Enthalpiestrom

$$\Delta \dot{H} = \dot{m}_L \cdot \Delta h_{1+x}$$

Kondensation

$$\Delta \dot{H} = \dot{m}_{\text{Kond}} \cdot r$$

Strahlung

$$\dot{q}_{1,2} = C_{1,2} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$C_{1,2} = \frac{C_S}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

13.2.3 *Mechanik*

Umfangsgeschwindigkeit

$$u = \omega \cdot \frac{D}{2}$$

Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Leistung

$$P = M \cdot \omega$$

13.2.4 *Mathematik*

Potenzfunktion

$$y = a \cdot x^b$$

logarithmiert ergibt eine Gerade von der Form $\ln(y) = \ln(a) + b \cdot \ln(x)$

Integral

$$F(x) = \int_{x_1}^{x_2} f(x) \cdot dx$$

Summe der kleinsten Fehlerquadrate

$$S = \sum_{i=1}^n [f(x_i) - y_i]^2 \Rightarrow \min!$$

Verteilung nach Gauß

$$y = f(x, \mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{(x - \mu)^2}{2 \cdot \sigma^2} \right]$$

μ = Mittelwert, σ = Streuung

Gammafunktion

$$\Gamma(x) = \int_0^{\infty} e^{-t} \cdot t^{x-1} \cdot dt$$

13.2.5 Umrechnung angelsächsischer Einheiten in SI-Einheiten

$$^{\circ}\text{C} = \frac{(^{\circ}\text{F} - 32)}{1,8}$$

$$^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{C} \cdot 1,8 + 32$$

1 Btu (British thermal unit)	1,0551 [kJ] Wärme
1 Btu/hr	0,2931 [W] Wärmestrom
1 Btu/(ft ² hr)	3,1546 [W/m ²] Wärmestromdichte
1 Btu/(lb ^o F)	4,1868 [kJ/(kg · K)] spezifische Wärmekapazität
1 Btu/(ft ² hr ^o F)	5,6785 [W/(m ² · K)] Wärmedurchgangskoeffizient
1 mph	1,6094 [km/h] Geschwindigkeit

13.3 Anhang C: Darstellung der Kennlinien mit empirischen Formeln

Für Berechnungen ist es häufig notwendig die gemessenen Werte, die durch eine Tabelle oder durch den Kurvenverlauf in einem Diagramm gegeben sind, durch eine empirische Formel darzustellen. Eine solche angepasste Kurve soll hinreichend genau die gemessene Funktion beschreiben. Hierzu gehören z. B. Druckverlustlinien von der Form $y = f(x)$ und Kennfelder von Wärmeströmen eines HWT von der Form $z = f(x, y)$.

13.3.1 Theoretische Grundlagen

Die empirischen Formeln werden am einfachsten wie folgt erhalten: Es werden die gemessenen Kurven mit bereits bekannten Kurvenbildern verglichen. Solche Kurvenbilder zeigen beispielsweise Bronstein und Semendjajew (1966). Damit können viele Funktionen auf eine Gerade zurückgeführt werden. Ob die gewählte Funktion anwendbar ist, kann mit der Abgleichmethode bestimmt werden.

13.3.1.1 Abgleichmethode

Die Abgleichmethode sagt aus, dass sich die gemessenen Werte nach entsprechenden Umformungen auf einer Geraden abbilden lassen. Wird keine Gerade erhalten, ist die Annahme nicht korrekt. Spezielle Funktionspapiere sind dabei hilfreich, wie das Doppel-Logarithmennetz und vor allem Programme, die z. B. unter Microsoft Excel hinterlegt sind.

Häufig verwendete Funktionen für eine Kurvenanpassung sind in nachstehender Tab. 13.1 zusammengestellt.

Entsprechen z. B. die gemessenen Daten näherungsweise einer Potenzfunktion von der Form

$$y = a \cdot x^b, \quad (13.1)$$

so wird diese Gleichung logarithmiert und es wird eine Gerade erhalten:

$$\ln(y) = \ln(a) + b \cdot \ln(x) \quad \text{bzw.} \quad Y = \ln(a) + b \cdot X \quad (13.2)$$

Tab. 13.1 Häufig verwendete Funktionen zur Kurvenanpassung

Bezeichnung	Funktion	Bemerkung
Gerade	$y = a + b \cdot x$	Lineare Regression
Potenzfunktion	$y = a \cdot x^b$	$a > 0$
Exponentialfunktion	$y = a \cdot \exp(b \cdot x)$	$a > 0$
Logarithmusfunktion	$y = a + b \cdot \ln(x)$	

Eine Potenzfunktion wird im Doppel-Logarithmennetz als Gerade abgebildet.

13.3.1.2 Summe der kleinsten Fehlerquadrate

Gebräuchlich ist die Methode der „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“. Dabei wird für die Funktion $f(x)$ mit der Abgleichmethode gewählt. Die Summe lautet

$$S = \sum_{i=0}^n [f(x_i) - y_i]^2 \quad (13.3)$$

mit den Messwerten x_i und y_i . In die angenommene Funktion $f(x)$ wird der Messwert x_i eingesetzt und anschließend die Differenz mit y_i gebildet. Die Quadrate dieser Differenzen werden summiert. Die gewählte Funktion ist umso genauer, je kleiner die Summe ist. Sind in der Funktion Parameter wie a , b , c ... enthalten, so werden diese durch partielle Differentiation der Summe und anschließend aus der Lösung des entstehenden Gleichungssystems⁵ erhalten.

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 0 \quad \frac{\partial S}{\partial b} = 0 \quad \frac{\partial S}{\partial c} = 0 \dots \quad (13.4)$$

Die Approximationsfunktion $f(x)$ sollte möglichst aus einfachen Formeln, s. Tab. 13.1, bestehen und nicht aus Reihen wie z. B. dem Polynom-Ansatz

$$f(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_n \cdot x^n \quad (13.5)$$

oder dem Exponential-Ansatz

$$f(x) = A \cdot e^{r \cdot x} + B \cdot e^{s \cdot x} + \dots \quad (13.6)$$

Die Lösung ist umständlich und mögliche Gesetzmäßigkeiten können aus den Reihen nur schwierig erkannt werden.

13.3.1.3 Interpolationen

Mit Interpolationen können bei der Beschreibung von Funktionen in der Umgebung der verwendeten Wertepaare erhebliche Fehler auftreten. Die Art der Interpolation muss daher sorgfältig ausgewählt werden.

⁵ Das Gleichungssystem kann in vielen Fällen nicht elementar gelöst werden. Durch Variation der Konstanten kann jedoch numerisch das Minimum der Summe erreicht werden.

13.3.2 Beispiele

13.3.2.1 Gerade durch den Ursprung von der Form $y = a \cdot x$

Gesucht wird der Parameter a mit Hilfe der „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“. Dieses einfache Beispiel soll lediglich das Prinzip zeigen. Kompliziertere Funktionen werden analog bearbeitet.

Lösung: Die Funktion $y = a \cdot x$ wird in Gl. (13.3) eingesetzt

$$S = \sum_{i=1}^n [a \cdot x_i - y_i]^2 = (a \cdot x_1 - y_1)^2 + (a \cdot x_2 - y_2)^2 + \dots + (a \cdot x_n - y_n)^2.$$

Danach wird die Summe nach dem Parameter a partiell differenziert und Null gesetzt:

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 2 \cdot (a \cdot x_1 - y_1) \cdot x_1 + 2 \cdot (a \cdot x_2 - y_2) \cdot x_2 + \dots + 2 \cdot (a \cdot x_n - y_n) \cdot x_n = 0$$

Damit wird erhalten:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} y_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{i=n} x_i^2}$$

Hierzu ein Zahlenbeispiel: Gegeben sind die Wertepaare nach Tab. 13.2.

Also lautet a

$$a = \frac{2 \cdot 1 + 4 \cdot 2 + 8 \cdot 4 + 5 \cdot 10}{1 + 4 + 16 + 25} = \frac{92}{46} = 2$$

13.3.2.2 Druckverlustlinien von der Form $y = a \cdot x^b$

Die Druckverlustlinien lassen sich meistens im Doppel-Logarithmennetz als Gerade darstellen (Abgleichmethode). Also handelt es sich um Potenzfunktionen, siehe hierzu Gln. (13.1) und (13.2). Die Koeffizienten a und b können mit Hilfe des Doppel-Logarithmennetzes grafisch ermittelt werden. Mit der Methode „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“ ist die Auswertung genauer. Auf eine grafische Darstellung sollte jedoch nicht verzichtet werden. In Tab. 13.3 sind Beispiele verschiede-

Tab. 13.2 Wertepaare für eine Gerade durch den Ursprung

Nummerierung	x	y
1	1	2
2	2	4
3	4	8
4	5	10

Tab. 13.3 Darstellung von Druckverlustlinien als Potenzfunktionen mit Querverweisen zu den Abbildungen. Die luftseitigen Druckverluste beziehen sich auf eine Luftdichte von $1,15 \text{ kg/m}^3$

Bezeichnung	Formel	$x = \Delta p$ Einheit	$y = \dot{m}, \dot{V}$ Einheit	Abb.
HWT luftseitig	$\dot{m}_L = 0,251 \cdot \Delta p^{0,678}$	[Pa]	[kg/min]	8.7
Verdampfer luftseitig, trocken	$\dot{m}_L = 0,574 \cdot \Delta p^{0,620}$	[Pa]	[kg/min]	8.15
Filter, mit Aktivkohle Ausgangszustand	$\dot{m}_L = 0,233 \cdot \Delta p^{0,750}$	[Pa]	[kg/min]	–
Karosserie ohne Umströmung	$\dot{m}_L = 0,411 \cdot \Delta p^{0,575}$ $\dot{m}_L = 0,301 \cdot \Delta p^{0,571}$	[Pa]	[kg/min]	11.11 3.16
HWT Flüssigkeitsseitig Temperatur $90 \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{V} = 58,44 \cdot \Delta p^{0,631}$	[hPa]	[L/h]	8.8

dener Komponenten zusammengestellt. Gezeigt werden dazugehörige Formeln, Dimensionen für x und y sowie Querverweise zu den Abbildungen. Eine gute Approximation wird erreicht, wenn das Bestimmtheitsmaß r^2 nahe bei 1,00 liegt.

13.3.2.3 Wärmestrom eines Heizungswärmeübertragers, Interpolation

In der Literatur werden verschiedene Methoden zur Interpolation beschrieben. Bei der Anwendung muss mit besonderer Sorgfalt vorgegangen werden, da sonst erhebliche Fehler auftreten können. Nachstehend wird dies mit einer Interpolation nach Newton für ein Polynom gezeigt.

Zur Lösung eines Polynoms n -ten Grades

$$y = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot x + \alpha_2 \cdot x^2 + \dots + \alpha_n \cdot x^n \quad (13.7)$$

werden $n + 1$ Wertepaare benötigt. Mit den Wertepaaren (x_0, y_0) , (x_1, y_1) , (x_2, y_2) lautet die Interpolationsformel nach Newton:⁶

$$y = A_0 + A_1 \cdot (x - x_0) + A_2 \cdot (x - x_0) \cdot (x - x_1) + A_3 \cdot (x - x_0) \cdot (x - x_1) \cdot (x - x_2) + \dots \quad (13.8)$$

Die Koeffizienten A_0, A_1, A_3 etc. werden schrittweise erhalten. Dies sei für A_0 und A_1 gezeigt. Für $x = x_0$ und y_0 lautet Gl. (13.8)

$$y_0 = A_0 + A_1 \cdot (x_0 - x_0) = A_0$$

⁶ Zur Interpolation nach Newton und Lösung der Koeffizienten A_i siehe Meyer zur Carpellen (1963).

Tab. 13.4 Gemessene Wärmeströme bei einem konstanten Flüssigkeitsmassenstrom von 250 kg/h

Index	Luftmassenstrom [kg/min]	Wärmestrom [kW]
	x	y
0	2	3,20
1	4	5,77
2	5	6,84
3	6	7,81
4	8	9,30

und für $x = x_1$ mit y_1

$$y_1 = A_0 + A_1 \cdot (x_1 - x_0) = y_0 + A_1 \cdot (x_1 - x_0).$$

Die Koeffizienten lauten:

$$A_0 = y_0$$

$$A_1 = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

Die weiteren werden analog erhalten.

Wärmestrom bei konstantem Flüssigkeitsmassenstrom

Die gemessenen Wärmeströme sind für einen konstanten Flüssigkeitsmassenstrom von 250 kg/h in der Tab. 13.4 zusammengestellt.

Mit diesen fünf Wertepaaren wird eine Interpolation nach Newton für ein Polynom 4. Grades durchgeführt. Die ermittelten Koeffizienten A_i sind $A_0 = 3,2$; $A_1 = 1,285$; $A_2 = -0,0717$; $A_3 = 0,00542$ und $A_4 = -0,001944$. Gleichung (13.8) lautet mit den Koeffizienten A_i :

$$y = 3,2 + 1,285 \cdot (x - 2) - 0,0717 \cdot (x - 2) \cdot (x - 4) + \dots$$

In Abb. 13.8 sind die Ergebnisse dieser Interpolation dargestellt. Die parabolische Interpolation beschreibt die Funktion hinreichend genau. Eingetragen sind auch die gewählten Wertepaare.

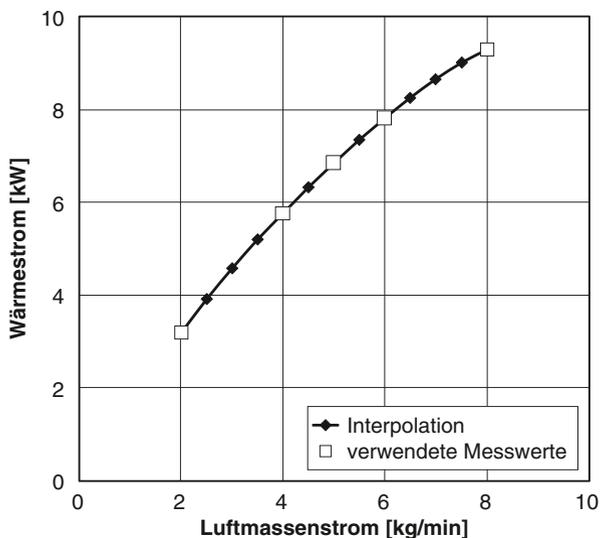
Wärmestrom bei konstantem Luftmassenstrom

Die gemessenen Wärmeströme sind für einen konstanten Luftmassenstrom von 5 kg/min in der Tab. 13.5 zusammengestellt. Die für die Interpolation verwendeten Wertepaare sind in Klammern dargestellt.

Die verwendeten Wertepaare werden definitionsgemäß exakt abgebildet. Die Zwischenwerte weichen aber erheblich voneinander ab. Es ist hilfreich, ermitteltes Polynom graphisch darzustellen.⁷ Abbildung 13.9 zeigt die Messwerte und Abb. 13.10 die interpolierten Werte. Der Kurvenverlauf nach Abb. 13.10 hat Wendepunkte und ist daher nicht brauchbar. Die Anzahl der Wertepaare ist zu klein. Am einfachsten wird daher die x-Achse in Intervalle aufgeteilt. In Abb. 13.11 ist das Intervall $0 \leq x \leq 400$ dargestellt.

⁷ Zum Beispiel Trendlinie unter Microsoft Excel.

Abb. 13.8 Interpolation nach Newton. Wärmestrom in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom



13.3.2.4 Kennfeld der Wärmeströme eines Heizungswärmeübertragers von der Form $z = f(x, y)$

Verwendet wird die Abgleichmethode und die Methode „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“. Mittels eines geeigneten physikalischen Modells für den HWT (z. B. Gegenstrom-WT oder Kreuzstrom-WT) wird der Wärmedurchgang $kA = f(x, y)$ ermittelt. Dann wird versucht, dieses Feld näherungsweise auf einer Geraden abzubilden. Die Funktion des Wärmedurchgangs lautet bei Vernachlässigung der Wärmeleitung näherungsweise:⁸

Tab. 13.5 Gemessene Wärmeströme und Ergebnisse einer Interpolation (Polynom 4. Grades) bei einem konstanten Luftmassenstrom von 5 kg/min

Flüssigkeitsmassenstrom [kg/h]	Wärmestrom [kW]	Interpolierter Wärmestrom [kW]
(0)	(0,00)	0,00
100	5,23	3,96
150	6,19	5,26
200	6,62	6,20
(250)	(6,84)	6,84
300	7,01	7,24
400	7,15	7,50
500	7,35	7,35
750	7,59	6,83
(1.000)	(7,64)	7,64
(1.500)	(7,82)	7,82

⁸ Siehe Straßer (1990) Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. Dissertation, TU München.

Abb. 13.9 Gemessene Wärmeströme in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom bei einem konstanten Luftmassenstrom von 5 kg/min

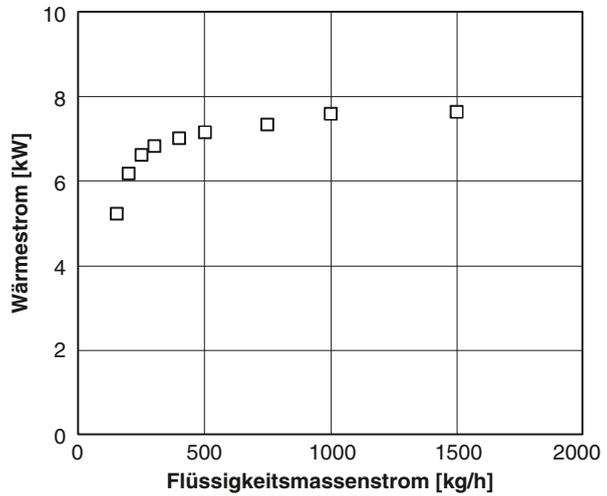
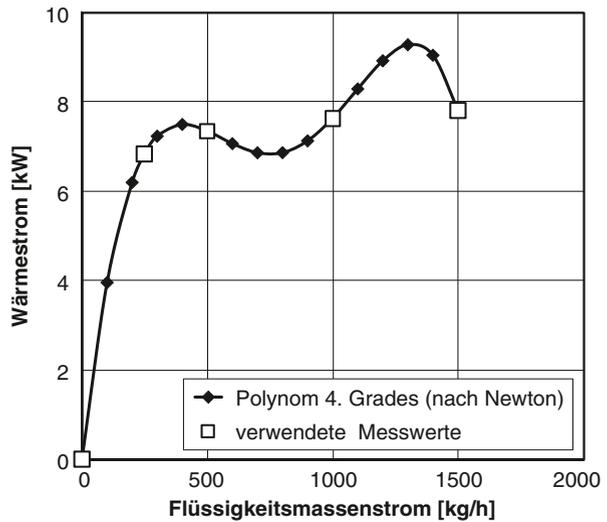


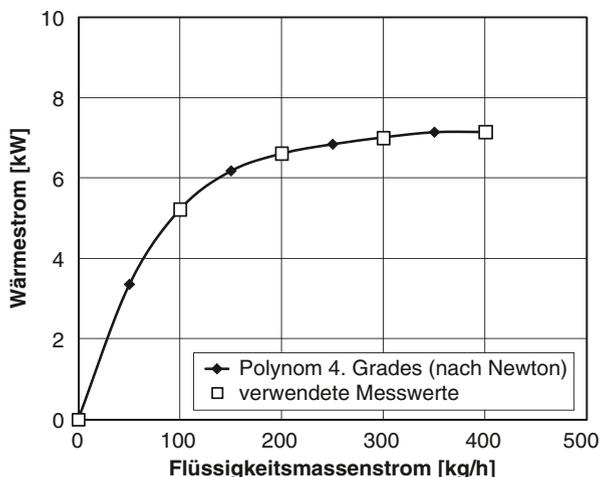
Abb. 13.10 Interpolierte Wärmeströme in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom bei einem konstanten Luftmassenstrom von 5 kg/min



$$k \cdot A \approx \frac{A}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_{Fl}}} = \frac{1}{\frac{a}{\dot{m}_L^m} + \frac{b}{\dot{m}_{Fl}^n}} \quad (13.9)$$

Zu bestimmen sind nun die Koeffizienten a und b sowie die Exponenten m und n . Dies geschieht mit der Methode „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“ und durch

Abb. 13.11 Interpolierte Wärmeströme in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsmassenstrom bei einem konstanten Luftmassenstrom von 5 kg/min



Variation der Konstanten. Dabei werden die Koeffizienten a und b sowie die Exponenten m und n solange variiert bis die Summe ein Minimum aufweist.

$$\text{Mit den Abkürzungen } X = \frac{\dot{m}_L^m}{\dot{m}_{Fl}^n} \quad \text{und} \quad Y = \frac{\dot{m}_L^m}{kA} \quad (13.10)$$

wird eine Gerade erhalten. Diese lautet

$$Y = a + b \cdot X.$$

Mit den Abkürzungen X und Y kann die Funktion $k \cdot A$ näherungsweise auf zwei Geraden abgebildet werden. Diese lauten

$$\frac{\dot{m}_L^m}{k \cdot A} = a + b \cdot \frac{\dot{m}_L^m}{\dot{m}_{Fl}^n} \quad (13.11)$$

und multipliziert mit $\frac{\dot{m}_{Fl}^n}{\dot{m}_L^m}$

$$\frac{\dot{m}_{Fl}^n}{k \cdot A} = a \cdot \frac{\dot{m}_{Fl}^n}{\dot{m}_L^m} + b \quad (13.12)$$

Mathematisch ist Gl. (13.11) mit Gl. (13.12) identisch. Die Ergebnisse sind jedoch unterschiedlich, wenn die Exponenten nach physikalischen Modellen angenommen werden.

Diese Methode wird auf ein gemessenes Wärmestromkennfeld (B-Klasse, 2006) angewendet, s. Abschn. 13.4 „Approximation des Wärmestromfelds eines Heizungswärmeübertragers“.

13.3.2.5 Kennfelder der Wärmeströme eines Verdampfers und Kondensators

Für die Darstellung eines mit trockener Luft betriebenen Verdampfers und eines Kondensators vereinfacht sich Gl. (13.9) wegen des großen Wärmeübergangskoeffizienten α_{Fl} bei der Verdampfung und Kondensation sowie der nahezu konstanten Temperatur des Kältemittels in den meisten Fällen zu

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{a}{\dot{m}_L^m}} = \frac{\dot{m}_L^m}{a}. \quad (13.13)$$

Es sei darauf hingewiesen, dass die Kältemittelseite sehr komplexen Prozessen unterworfen ist. Beim Verdampfen und Kondensieren sind flüssiges und dampfförmiges Kältemittel, aber auch Kältemaschinenöl vorhanden.

13.4 Anhang D: Approximation des Wärmestromfelds eines Heizungswärmeübertragers

Das Wärmestromfeld kann mit angenommenen theoretischen Gleichungen für die Betriebscharakteristik eines Heizungswärmeübertragers (HWT) wie folgt approximiert werden. Ermittelt werden die kA -Werte⁹ in Abhängigkeit vom Luft- und Flüssigkeitsmassenstrom. Das so ermittelte kA -Feld soll bei Vernachlässigung der Wärmeleitung die Funktion

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{a}{(\dot{m}_L)^m} + \frac{b}{(\dot{m}_F)^n}} \quad (13.14)$$

erfüllen.¹⁰ Diese entspricht dem Modell einer ebenen Platte.

Als einfachster Ansatz für den Wärmestrom eines HWT wird gewählt:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \cdot ETD = k' \cdot A \cdot ETD \approx kA \cdot ETD \quad \text{bzw.} \quad (13.15)$$

$$k \cdot A = \frac{\dot{Q}_{100}}{100} \quad (13.16)$$

⁹ Für das Produkt $k \cdot A$ wird die Abkürzung kA verwendet.

¹⁰ Siehe Straßer (1990) Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. Dissertation, TU München.

Weiterhin werden theoretische Ansätze für einen Gegenstrom- und Kreuzstrom-WT mit den Wärmekapazitätsströmen

$$W_1 = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \quad \text{für} \quad W_1 < W_2$$

$$W_2 = \dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}$$

herangezogen.¹¹

Der Wärmestrom lautet für einen Gegenstrom-WT

$$\dot{Q} = W_1 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot (1-\tau)}}{1 - \tau \cdot e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot (1-\tau)}} \cdot ETD \tag{13.17}$$

und der kA -Wert

$$kA = \frac{1}{\left[\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}\right]} \cdot \ln \frac{ETD - \frac{\dot{Q}}{W_2}}{ETD - \frac{\dot{Q}}{W_1}} \tag{13.18}$$

Für einen Kreuzstrom-WT gibt es keine exakten Gleichungen, jedoch Näherungen wie z. B.

$$\dot{Q} = W_1 \cdot \left[1 - e^{\left(e^{-\frac{kA}{W_1} \cdot \tau \cdot y} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\tau \cdot y} \right)} \right] \cdot ETD \quad \text{mit} \quad y = \left[\frac{W_1}{kA} \right]^{0,22} \tag{13.19}$$

Der kA -Wert kann aus dieser Gleichung iterativ bestimmt werden.

In Tab. 13.6 sind Messdaten eines Wärmestromfelds (B-Klasse, 2006) zusammengestellt. Eingetragen sind berechnete kA -Werte für die angenommenen Modelle $\dot{Q}_{100}/100$, Gegen- und Kreuzstrom-WT.

Die kA -Werte des Gegenstrom- und Kreuzstrom-WT sind etwa dreimal so groß wie beim Modell $\dot{Q}_{100}/100$.

Zu bestimmen sind von Gl. (13.14) die Koeffizienten a und b sowie die Exponenten m und n . Dies geschieht mit der Methode „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“ durch Variation der Konstanten.

Gleichung (13.14) kann näherungsweise auf zwei Geraden abgebildet werden.¹² Diese lauten

$$\frac{\dot{m}_L^m}{kA} = a + b \cdot \frac{\dot{m}_L^m}{\dot{m}_{Fl}^n} \quad \text{bzw.} \quad y_L = a + b \cdot x_L \tag{13.20}$$

¹¹ Siehe Abschn. 8.1 „Theoretische Wärmeströme verschiedener Wärmeübertrager“.

¹² Siehe Abschn. 13.3.2.4 „Kennfeld der Wärmeströme eines Heizungswärmeübertragers von der Form $z = f(x, y)$ “.

Tab. 13.6 kA -Werte eines HWT mit verschiedenen Ansätzen. $c_{p,Luft} = 1,006$ [kJ/(kg · K)], $c_{p,Flüssigkeit} = 3,63$ [kJ/(kg · K)], $ETD = 100$ [K]

Flüssigkeitsmassenstrom	Luftmassenstrom	Heizleistung \dot{Q}_{100}	Wärmedurchgang kA Modell: $\dot{Q}_{100}/100$ Gl. (13.16)	Wärmedurchgang kA Gegenstrom-WT Gl. (13.18)	Wärmedurchgang kA Kreuzstrom-WT Gl. (13.19), Iteration
[kg/h]	[kg/min]	[kW]	[kW/K]	[kW/K]	[kW/K]
250	4	5,77	0,0577	0,1561	0,1720
250	6	7,81	0,0781	0,1886	0,2104
250	8	9,30	0,0930	0,2069	0,2319
500	4	6,06	0,0606	0,1710	0,1805
500	6	8,50	0,0850	0,2110	0,2247
500	8	10,44	0,1044	0,2329	0,2487
1.000	4	6,29	0,0629	0,1950	0,2013
1.000	6	8,96	0,0896	0,2369	0,2457
1.000	8	11,40	0,1140	0,2748	0,2862

und multipliziert mit $\frac{\dot{m}_{Fl}^n}{\dot{m}_L^m}$

$$\frac{\dot{m}_{Fl}^n}{kA} = a \cdot \frac{\dot{m}_{Fl}^n}{\dot{m}_L^m} + b \quad \text{bzw.} \quad y_{Fl} = a \cdot x_{Fl} + b \quad (13.21)$$

Werden die Zahlenwerte der Exponenten geschätzt, unterscheiden sich die Ergebnisse, die mit den Gln. (13.20) und (13.21) gefunden werden.

Nachstehend werden Ergebnisse für geschätzte Exponenten gezeigt.

13.4.1 Modell: $kA = \dot{Q}_{100}/100$

Das Feld der kA -Werte wird mit den Gln. (13.20) und (13.21) aufbereitet und in den Abb. 13.12 und 13.13 dargestellt. Die Exponenten werden mit $m = n = 0,8$ angenommen. In Abb. 13.12 ist die Transformation des Feldes auf einer Geraden mit einem Bestimmtheitsmaß von $r^2 = 0,86$ nicht zufriedenstellend. In Abb. 13.13 ist das Bestimmtheitsmaß $r^2 = 0,996$ akzeptabel.

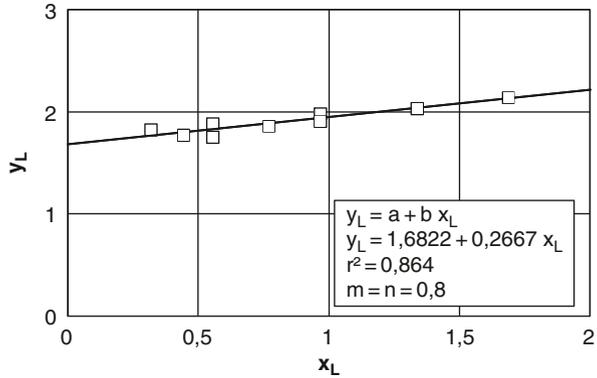
Die Funktion des Wärmedurchgangs lautet nach Abb. 13.13

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{1,7216}{\dot{m}_L^{0,8}} + \frac{0,2124}{\dot{m}_{Fl}^{0,8}}} \text{ [kW/K].}$$

Die Massenströme sind in kg/s einzusetzen.

Zahlenbeispiel: Wie groß ist der kA -Wert für einen Luftmassenstrom von 6 kg/min (0,1 kg/s) und einem Flüssigkeitsmassenstrom von 250 kg/h (0,069 44 kg/s)

Abb. 13.12 Modell $kA = \dot{Q}_{100}/100$. Transformation des kA -Feldes auf einer Geraden nach Gl. (13.20)



mit der Funktion des Wärmedurchgangs? Lösung: 0,079 kW/K (zum Vergleich 0,078 kW/K nach Tab. 13.6).

In Tab. 13.7 werden gemessene Wärmeströme mit den approximierten und extrapolierten verglichen. Diese stimmen im Bereich der vorgegebenen Wertepaare gemäß Tab. 13.6 weitgehend überein. Eine Extrapolation auf kleinere luft- und flüssigkeitsseitige Wärmekapazitätsströme führt jedoch zu großen Fehlern. So werden z. B. für einen Luftmassenstrom von 2 kg/min höhere Wärmeströme erhalten als dies überhaupt theoretisch möglich ist.¹³

13.4.2 Modell: Gegenstromwärmeübertrager

Wird angenommen, dass der HWT dem Modell eines Gegenstrom-WT folgt, resultieren genauere Werte für die approximierten Wärmeströme. Es kann auch, natürlich mit der notwendigen Vorsicht, extrapoliert werden. Die extrapolierten Werte für die

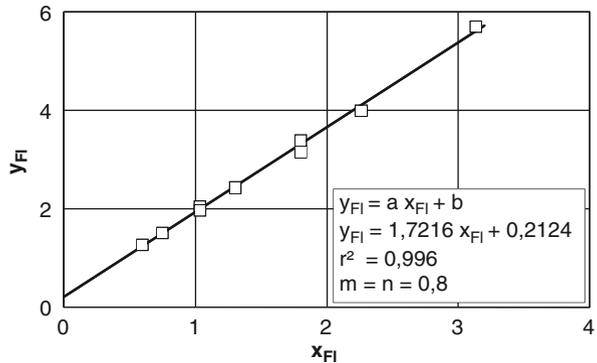


Abb. 13.13 Modell $\dot{Q}_{100}/100$. Transformation des kA -Feldes auf einer Geraden nach Gl. (13.21)

¹³ $\dot{Q}_{\max} < \dot{m}_L \cdot c_p \cdot ETD = \frac{2}{60} \cdot 1.006 \cdot 100 = 3,35 \text{ [kW]}$

Tab. 13.7 Feld eines WT mit $\dot{Q}_{100} / 100$. Gemessene Heizleistung und Ergebnisse mit der Transformation des kA -Feldes auf eine Gerade. Verwendete Werte gemäß Tab. 13.6

Flüssigkeitsmassenstrom [kg/h]	Heizleistung [kW]				
	Messung		Approximation		
	Luftmassenstrom 2 [kg/min]	Luftmassenstrom 4 [kg/min]	Luftmassenstrom 5 [kg/min]	Luftmassenstrom 6 [kg/min]	Luftmassenstrom 8 [kg/min]
100	2,93	4,58	5,23	5,76	6,13
	3,35	5,33	6,13	6,85	8,09
150	2,99	5,31	6,19	6,95	7,89
	3,47	5,64	6,55	7,37	8,83
200	3,15	5,59	6,62	7,52	8,80
	3,53	5,82	6,80	7,69	9,28
250	3,20	5,77	6,84	7,81	9,30
	3,58	5,95	6,96	7,90	9,59
300	3,17	5,90	7,01	8,09	9,68
	3,61	6,03	7,08	8,06	9,82
400	3,20	6,00	7,15	8,33	10,21
	3,65	6,15	7,25	8,27	10,14
500	3,21	6,06	7,35	8,50	10,44
	3,68	6,23	7,35	8,41	10,35
750	3,30	6,17	7,59	8,76	11,11
	3,72	6,34	7,51	8,61	10,67
1.000	3,28	6,29	7,64	8,96	11,40
	3,74	6,40	7,60	8,73	10,84
1.500	3,25	6,39	7,82	9,19	11,76
	3,76	6,47	7,69	8,86	11,04
Gl. (13.21)	$a = 1,7216$	$b = 0,2124$	$m = 0,8$	$n = 0,8$	$r^2 = 0,996$

Flüssigkeitsmassenströme von 100, 150, 200 und 1.500 kg/h stimmen recht gut mit den Messungen überein (vgl. Tab. 13.8). Abbildung 13.14 zeigt die Transformation des kA -Feldes auf einer Geraden nach Gl. (13.21). Es wurden die Exponenten $m = 0,6$ und $n = 0,8$ angenommen.¹⁴

Die Funktion des Wärmedurchgangs lautet nach Abb. 13.14

$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{1,7216}{\dot{m}_L^{0,8}} + \frac{0,2124}{\dot{m}_{Fl}^{0,8}}} \text{ [kW/K]}.$$

Die Massenströme sind in kg/s einzusetzen.

¹⁴ Für angeströmte Rohrbündel wird in der Literatur ein Exponent von 0,6 für die Luftseite genannt. Siehe Recknagel et al. (1985), S. 113. Der Exponent m kann auch mit einer eigenen Faustformel $m \approx \frac{1}{3} \cdot [1 - \ln(k^2)]$ abgeschätzt werden. Dabei ist k der Druckexponent der luftseitigen Druckverlustlinie. Mit $k = 2/3$ lautet $m = 0,6$.

Tab. 13.8 Feld eines Gegenstrom-WT; gemessene Heizleistung und Ergebnisse mit der Transformation des kA -Feldes auf eine Gerade. Verwendete Werte gemäß Tab. 13.6

Flüssigkeits- massenstrom [kg/h]	Heizleistung [kW]				
	Messung				
	Approximation				
	Luftmassen- strom 2 [kg/min]	Luftmassen- strom 4 [kg/min]	Luftmassen- strom 5 [kg/min]	Luftmassen- strom 6 [kg/min]	Luftmassenstrom 8 [kg/min]
100	2,93	4,58	5,23	5,76	6,13
	2,97	4,70	5,25	5,68	6,31
150	2,99	5,31	6,19	6,95	7,89
	3,10	5,26	6,04	6,69	7,69
200	3,15	5,59	6,62	7,52	8,80
	3,16	5,56	6,49	7,29	8,58
250	3,20	5,77	6,84	7,81	9,30
	3,20	5,74	6,78	7,68	9,19
300	3,17	5,90	7,01	8,09	9,68
	3,22	5,86	6,97	7,96	9,63
400	3,20	6,00	7,15	8,33	10,21
	3,24	6,01	7,22	8,31	10,22
500	3,21	6,06	7,35	8,50	10,4
	3,26	6,10	7,36	8,53	10,60
750	3,30	6,17	7,59	8,76	11,11
	3,27	6,22	7,56	8,82	11,12
1.000	3,28	6,29	7,64	8,96	11,40
	3,28	6,28	7,66	8,96	11,39
1.500	3,25	6,39	7,82	9,19	11,76
	3,29	6,33	7,75	9,11	11,67
Gl. (13.21)	$a = 0,8949$	$b = 0,2332$	$m = 0,6$	$n = 0,8$	$r^2 = 0,997$

13.4.3 Modell: Kreuzstromwärmeübertrager

Gute Ergebnisse werden beim untersuchten WT mit dem Modell eines Kreuzstrom-WT erzielt, s. Tab. 13.9. Die Exponenten wurden mit $m = 0,6$ und $n = 0,8$ angenommen.

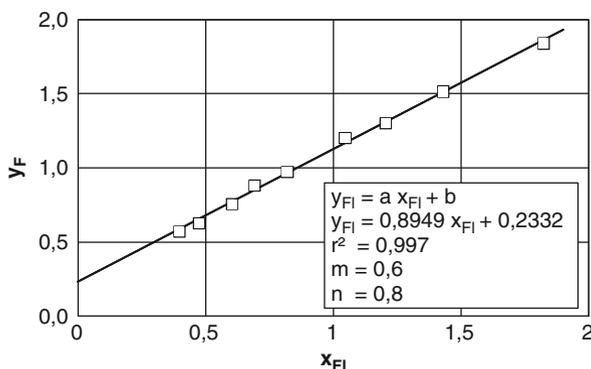


Abb. 13.14 Modell Gegenstrom-WT. Transformation des kA -Feldes auf einer Geraden nach Gl. (13.21)

Tab. 13.9 Feld eines Kreuzstrom-WT; gemessene Heizleistung und Ergebnisse mit der Transformation des kA -Feldes auf einer Geraden. Verwendete Werte gemäß Tab. 13.6

Flüssigkeitsmassenstrom [kg/h]	Heizleistung [kW]				
	Messung		Approximation		
	Luftmassenstrom 2 [kg/min]	Heizleistung [kW] Luftmassenstrom 4 [kg/min]	Heizleistung [kW] Luftmassenstrom 5 [kg/min]	Heizleistung [kW] Luftmassenstrom 6 [kg/min]	Heizleistung [kW] Luftmassenstrom 8 [kg/min]
100	2,93	4,58	5,23	5,76	6,13
	2,94	4,66	5,22	5,65	6,26
150	2,99	5,31	6,19	6,95	7,89
	3,08	5,23	6,02	6,67	7,68
200	3,15	5,59	6,62	7,52	8,80
	3,15	5,54	6,48	7,28	8,59
250	3,20	5,77	6,84	7,81	9,30
	3,19	5,73	6,77	7,68	9,21
300	3,17	5,90	7,01	8,09	9,68
	3,21	5,85	6,96	7,96	9,65
400	3,20	6,00	7,15	8,33	10,21
	3,24	6,01	7,21	8,31	10,25
500	3,21	6,06	7,35	8,50	10,44
	3,25	6,10	7,36	8,53	10,62
750	3,30	6,17	7,59	8,76	11,11
	3,27	6,22	7,56	8,82	11,14
1.000	3,28	6,29	7,64	8,96	11,40
	3,28	6,27	7,66	8,97	11,41
1.500	3,25	6,39	7,82	9,19	11,76
	3,29	6,33	7,75	9,12	11,68
Gl. (13.21)	$a = 0,9017$	$b = 0,1667$	$m = 0,6$	$n = 0,8$	$r^2 = 0,997$

Die Funktion des Wärmedurchgangs lautet nach Abb. 13.15

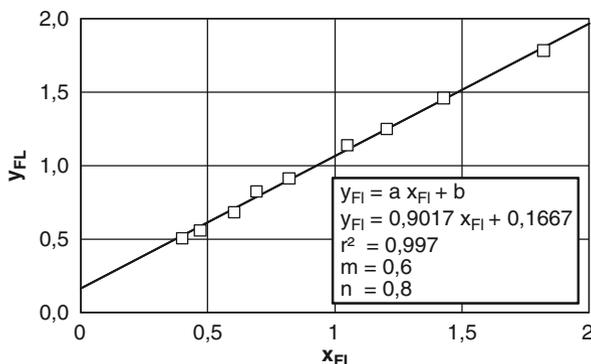
$$k \cdot A \approx \frac{1}{\frac{0,9017}{\dot{m}_L^{0,6}} + \frac{0,1667}{\dot{m}_{Fl}^{0,8}}} \quad [\text{kW/K}].$$

Die Massenströme sind in kg/s einzusetzen.

13.5 Luftaustausch der Karosserie mit der Umgebung: Lösung der Integrale und Bestimmung der Streuung aus Messungen

Die Integrale der dimensionslosen Luftströme lauten mit einer Normalverteilung nach Gauß (s. Abschn. 3.5.4):

Abb. 13.15 Modell Kreuzstrom-WT. Transformation des kA -Feldes auf eine Gerade nach Gl. (13.21)



$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_{c_I}^{\infty} (c_p - c_I)^k \cdot e^{-s \cdot (c_p - \mu)^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_p \geq c_I \quad (13.22)$$

$$l_{ab} = \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{c_I} (c_I - c_p)^k \cdot e^{-s \cdot (c_p - \mu)^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_I \geq c_p \quad (13.23)$$

$$l = l_{ab} + l_{zu} \quad (13.24)$$

Dabei bedeuten:¹⁵

- l_{zu} dimensionsloser Leckzuluftstrom durch die Karosserie
- l_{ab} dimensionsloser Leckabluftstrom durch die Karosserie
- l dimensionsloser Luftstrom¹⁶
- c_I dimensionslose Druckdifferenz des Fahrgastraums zur Umgebung
- c_p dimensionslose Druckdifferenz an der Karosserie zur Umgebung
- μ Mittelpunkt der Normalverteilung (Pol)
- s $1/(2 \cdot \sigma^2)$
- σ Streuung der Normalverteilung
- k Exponent, meistens $4/7$, immer $\geq 0,5$

Diese uneigentlichen Integrale $\geq 0,5$ hängen vom Parameter c_I ab. Die Integrale der Gln. (13.22), (13.23) und (13.24) werden so umgeschrieben, dass die unteren Grenzen der Integrale Null werden. Danach werden diese in Reihen entwickelt und mit

¹⁵ Luftströme und Druckdifferenzen werden in diesem Kapitel immer dimensionslos dargestellt. Wird z. B. vom Leckzuluftstrom gesprochen, so ist dieser dimensionslos.

¹⁶ Der Luftstrom wird mit einer Vorrichtung dem Fahrgastraum zu- oder abgeführt. Die Be- und Entlüftungssysteme sind dabei geschlossen. Die Funktion $l = f(c_I)$ wird Leckagelinie genannt. Diese wird mit der Innendruckmethode ermittelt, s. Abschn. 3.5.1 und 11.4.

Hilfe von Gammafunktionen integriert.¹⁷ Zwischen den Gln. (13.22) und (13.23) bestehen Symmetrieeigenschaften. Daher kann die Gl. (13.23) auf Gl. (13.22) zurückgeführt werden. Dies wird im Folgenden gezeigt.

13.5.1 Symmetrieeigenschaften

Zur Lösung der Integrale ist es hilfreich die Integranden der Gln. (13.22) und (13.23) graphisch darzustellen. Damit werden die Symmetrieeigenschaften sichtbar. Dies zeigt Abb. 13.16.

In Abb. 13.16 ist eine Normalverteilung $H(c_p)$, s. Abschn. 3.5.4, für $s = 50$ und $\mu = -0,1$ eingetragen.¹⁸ Das Maximum liegt hier bei einem Wert von $\mu = -0,1$. Diese dimensionslose Druckdifferenz – sie wird auch Pol genannt – stellt sich z. B. im Umluftbetrieb ein, wenn die Belüftung, die Scheiben, das Ausstelldach und die Entlüftungen geschlossen sind. Weiterhin zeigt Abb. 13.16 verschiedene Integranden $f(c_p)$ der Gln. (13.22) und (13.23). Die Kurven mit negativen Vorzeichen sind der Gl. (13.22) und diejenigen mit Positiven der Gl. (13.23) zugeordnet. Die Anfangswerte auf der x-Achse kennzeichnen c_f . Die Integranden haben Symmetrieeigenschaften zum Mittelpunkt der Normalverteilung.

Die Gl. (13.22) lautet mit der Transformation

$$c = c_l - \mu \quad (13.25)$$

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_c^{\infty} (c_p - c)^k \cdot e^{-s \cdot c_p^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_p - c \geq 0 \quad (13.26)$$

Für die Gl. (13.23) wird die Symmetrieeigenschaft zweiter Art¹⁹ angewendet

$$l_{ab} = -l_{zu}(-c). \quad (13.27)$$

Damit wird aus Gl. (13.26) erhalten:

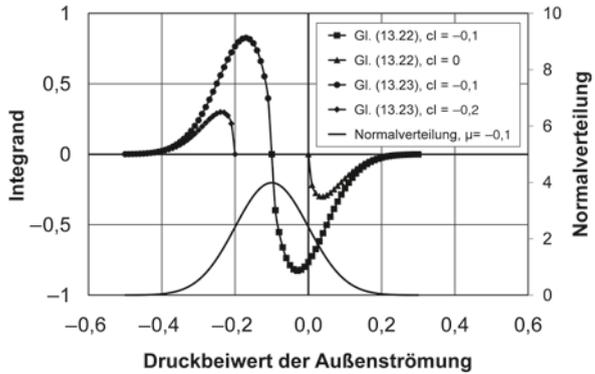
$$l_{ab} = \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_{-c}^{\infty} (c_p + c)^k \cdot e^{-s \cdot c_p^2} \cdot dc_p \quad \text{für } c_p + c \geq 0 \quad (13.28)$$

¹⁷ Daher bezeichnete Großmann (1987) die Berechnung des Leckluftstroms durch die Karosserie als „Gamma-Verfahren“.

¹⁸ Diese Verteilung kennzeichnet die Zuordnung der Lecköffnungen der Karosserie (Spaltkoeffizienten) zum Strömungsfeld, das außen an der Karosserie anliegt.

¹⁹ Vgl. Bronstein u. Semendjajew (1966), S.474. $f(-x) = -f(x)$ bzw. $f(x) = -f(-x)$

Abb. 13.16 Normalverteilung und verschiedene Integranden der Gln. (13.22) und (13.23) in Abhängigkeit vom Druckbeiwert der Außenströmung mit dem dimensionslosen Druck im Fahrgastraum als Parameter



13.5.2 Umformung und Reihenentwicklung

Uneigentliche Parameterintegrale lassen sich häufig durch Reihenentwicklungen mit Hilfe von Gammafunktionen lösen. Dabei ist es zweckmäßig die Integrale so umzuformen, dass die unteren Grenzen Null und die Oberen unendlich groß werden. Nachstehend werden die Gln. (13.26) und (13.28) entsprechend umgeformt.

13.5.2.1 Leckzuluftstrom

Mit der Substitution $u = c_p - c$ in Gl. (13.26) wird erhalten:

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s(u+c)^2} \cdot du = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-s \cdot c^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot e^{-2 \cdot s \cdot c \cdot u} \cdot du$$

Mit der Abkürzung

$$\eta = c \cdot \sqrt{s} \tag{13.29}$$

folgt

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot e^{-2\sqrt{s} \cdot \eta \cdot u} \cdot du \tag{13.30}$$

Der Ausdruck $e^{-2 \cdot \sqrt{s} \cdot \eta \cdot u}$ des Integranden wird in eine Potenzreihe

$$e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \dots$$

entwickelt und es wird erhalten:

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot \sqrt{s} \cdot \eta}{1!} \cdot u + \frac{4 \cdot s \cdot \eta^2}{2!} \cdot u^2 - \dots \right] \cdot du$$

bzw.

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} e^{-s \cdot u^2} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{u^{m+k} \cdot 2^m \cdot s^{\frac{m}{2}} \cdot \eta^m \cdot (-1)^m}{m!} \cdot du \quad (13.31)$$

13.5.2.2 Leckablufstrom

Mit der Substitution $u = c_p + c$ in Gl. (13.28) wird erhalten:

$$l_{ab} = \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot e^{+2\sqrt{s} \cdot \eta \cdot u} \cdot du \quad (13.32)$$

Die Struktur dieser Gleichung unterscheidet sich wegen der Symmetrieeigenschaft von Gl. (13.30) durch das positive Vorzeichen des letzten Ausdrucks im Integranden.

13.5.2.3 Leckagelinie

Mit $l = l_{ab} + l_{zu}$ und den Gln. (13.30) und (13.32) folgt

$$l = \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot (e^{+2\sqrt{s} \cdot \eta \cdot u} - e^{-2\sqrt{s} \cdot \eta \cdot u}) \cdot du$$

Im Klammerausdruck des Integranden steht die Hyperbelfunktion $\sinh(x)$ mit der Potenzreihe

$$\sinh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{2} = x + \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} + \frac{x^7}{7!} + \dots + \frac{x^{2n+1}}{(2n+1)!}.$$

Es wird erhalten:

$$l = 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot \sinh(2 \cdot \sqrt{s} \cdot \eta \cdot u) \cdot du \quad (13.33)$$

13.5.3 Integration durch Reihenentwicklung

Lässt sich ein Integrand $f(x)$ im Integrationsintervall $[a, b]$ in eine gleichmäßig konvergente Reihe

$$f(x) = \phi_1(x) + \phi_2(x) + \dots + \phi_n(x)$$

entwickeln, so lautet das bestimmte Integral

$$\int_a^b f(x) \cdot dx = \int_a^b \phi_1(x) \cdot dx + \int_a^b \phi_2(x) \cdot dx + \dots + \int_a^b \phi_n(x) \cdot dx$$

Zur Lösung der Gl. (13.31) wird folgendes Integral verwendet:²⁰

$$\int_0^{\infty} x^k \cdot e^{-\lambda \cdot x^2} \cdot dx = \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{2 \cdot \lambda^{\frac{k+1}{2}}}$$

$\Gamma(x)$ ist die Gammafunktion.²¹

Die Integration des ersten Glieds der Gl. (13.31) lautet

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \int_0^{\infty} u^k \cdot e^{-s \cdot u^2} \cdot du = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot e^{-\eta^2} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{2 \cdot s^{\frac{k+1}{2}}}$$

Für $\eta = 0$ wird erhalten:²²

$$l_{zu} = -\sqrt{\frac{s}{\pi}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{2 \cdot s^{\frac{k+1}{2}}} = -\frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}} \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \quad (13.34)$$

Die Lösungen der Gln. (13.22), (13.23) und (13.24) lauten nach Zwischenrechnungen

$$l_{zu} = -\frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left[\frac{2^n}{n!} \cdot (-\eta)^n \cdot \Gamma\left(\frac{k+1+n}{2}\right) \right] \quad (13.35)$$

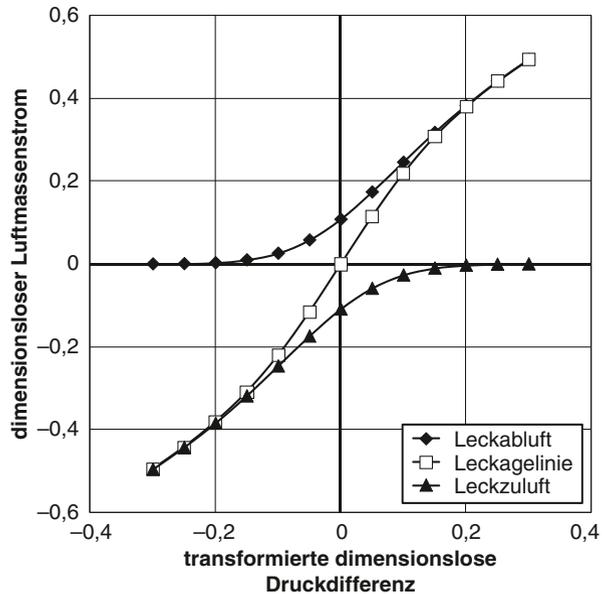
$$l_{ab} = +\frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left[\frac{2^n}{n!} \cdot (+\eta)^n \cdot \Gamma\left(\frac{k+1+n}{2}\right) \right] \quad (13.36)$$

²⁰ Vgl. Gröbner u. Hofreiter (1973), S. 64; Bronstein u. Semendjajew (1991), S. 66; Zeidler (2003b), S. 185.

²¹ Vgl. Gröbner u. Hofreiter (1973), S. 169; Bronstein u. Semendjajew (1991), S. 103, 331; Zeidler (2003a), S. 599.

²² Dieser besondere Fall tritt auf, wenn die Belüftung, die Scheiben, das Schiebedach und die Entlüftung geschlossen sind (z. B. im Umluftbetrieb). Dieser Wert entspricht dem Betrag des dimensionslosen Leckabluftstroms.

Abb. 13.17 Berechnete dimensionslose Leckzu- und abluftlinien sowie Leckagelinie für $s = 50$ und $k = 4/7$



$$l = \frac{1}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left[\frac{2^{1+2n}}{(1+2 \cdot n)!} \cdot \eta^{1+2n} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1+(1+2 \cdot n)}{2}\right) \right]. \quad (13.37)$$

Dabei bedeutet $\eta = c \cdot \sqrt{s}$ mit $c = c_l - \mu$.

Die Gl. (13.36) wird aus Gl. (13.35) erhalten, indem die Symmetrieeigenschaften verwendet werden, s. Gl. (13.27). Die Gl. (13.37) entsteht aus der Summation der Gln. (13.35) und (13.36).

Abbildung 13.17 zeigt berechnete dimensionslose Leckzu- und -abluftlinien sowie die Leckagelinie in Abhängigkeit von der dimensionslosen transformierten Druckdifferenz des Fahrgastraums zur Umgebung²³ nach den Gln. (13.35), (13.36) und (13.37) für $s = 50$ und $k = 4/7$.

13.5.4 Modifikation der integrierten Reihenentwicklung

Unter dem Summenzeichen der Gln. (13.35), (13.36) und (13.37) stehen die Gammafunktionen

$$\Gamma\left(\frac{k+1+n}{2}\right) \quad \text{und} \quad \Gamma\left(\frac{k+2+2 \cdot n}{2}\right).$$

²³ In der Strömungstechnik wird die Druckdifferenz über dem Massenstrom aufgetragen.

Die Reihen können so geschrieben werden, dass

$$\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \quad \text{und} \quad \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)$$

vor den Summenzeichen der dazugehörigen Reihen stehen.

Dazu wird die Beziehung

$$\Gamma(x+1) = x \cdot \Gamma(x)$$

und folgende Schreibweise²⁴ verwendet:

$$(m; d; \nu) = m \cdot (m+d) \cdot (m+2d) \cdots (m+(\nu-1) \cdot d) \quad \text{mit} \quad \nu = 1, 2, 3 \dots$$

$$(m; d; 0) = 1 \quad \text{und}$$

$$\Gamma(m+\nu) = \Gamma(m) \cdot (m; 1; \nu)$$

13.5.4.1 Leckzuluftstrom

Die Reihenentwicklung der Gl. (13.35) besteht aus zwei Teilen und lautet nach Zwischenrechnungen

$$l_{zu} = - \frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \\ \times \sum \frac{2^n}{n!} \cdot \eta^n \cdot \frac{(k+1; 2; \frac{n}{2})}{2^{\frac{n}{2}}} \quad \text{1. Teil für } n = 0, 2, 4 \dots \quad (13.38)$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \\ \times \sum \frac{2^n}{n!} \cdot \eta^n \cdot \frac{(k+2; 2; \frac{n-1}{2})}{2^{\frac{n-1}{2}}} \quad \text{2. Teil für } n = 1, 3, 5 \dots \quad (13.39)$$

Mit $n = 2i$ für Gl. (13.38) und $n = 2j+1$ für Gl. (13.39) erfolgt die Summation in Schritten von 1.

$$l_{zu} = - \frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \\ \times \sum_{i=0}^{\infty} \left[2^i \cdot (k+1; 2; i) \cdot \frac{\eta^{2i}}{(2 \cdot i)!} \right] \quad \text{1. Teil der Reihe} \quad (13.40)$$

²⁴ Siehe Gröbner u. Hofreiter (1973), S. 1.

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \\
& \times \sum_{j=0}^{\infty} \left[2^j \cdot (k+2; 2; j) \cdot \frac{\eta^{1+2j}}{(1+j)!} \right] \text{ 2. Teil der Reihe} \quad (13.41)
\end{aligned}$$

oder mit den ersten Gliedern der Reihen

$$\begin{aligned}
l_{zu} = & - \frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \\
& \times \sum_{i=0}^{\infty} \left[1 + 2^1 \cdot (k+1) \cdot \frac{\eta^2}{2!} + 2^2 \cdot (k+1) \cdot (k+3) \cdot \frac{\eta^4}{4!} + \dots \right] \\
& + \frac{1}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \\
& \times \sum_{j=0}^{\infty} \left[\eta + 2^1 \cdot (k+2) \cdot \frac{\eta^3}{3!} + 2^2 \cdot (k+2) \cdot (k+4) \cdot \frac{\eta^5}{5!} + \dots \right]
\end{aligned}$$

Einige Zahlenwerte von verwendeten Gammafunktionen sind in der Tab. 13.10 zusammengestellt.

13.5.4.2 Leckabluftstrom und Leckagelinie

Für den Leckabluftstrom gelten die Gln. (13.40) und (13.41), indem die Symmetrieeigenschaften angewendet werden. Die Leckagelinie ist die Summe von l_{ab} und l_{zu} . Sie hat den doppelten Betrag von Gl. (13.41).

$$l = \frac{2}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \cdot \sum_{j=0}^{\infty} \left[2^j \cdot (k+2; 2; j) \cdot \frac{\eta^{1+2j}}{(1+2 \cdot j)!} \right] \quad (13.42)$$

Tab. 13.10 Gammafunktionen in Abhängigkeit vom Exponenten k

Exponent k	Gammafunktion $\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)$	Gammafunktion $\Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)$
0,50	1,225 42	0,906 40
0,52	1,212 34	0,904 40
0,54	1,199 63	0,902 50
0,56	1,187 47	0,900 72
4/7	1,180 67	0,899 75
0,58	1,175 65	0,899 04
0,60	1,164 23	0,897 47

oder mit den ersten Gliedern der Reihe

$$l = \frac{2}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{e^{-\eta^2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \\ \times \sum_{j=0}^{\infty} \left[\eta + 2^1 \cdot (k+2) \cdot \frac{\eta^3}{3!} + 2^2 \cdot (k+2) \cdot (k+4) \cdot \frac{\eta^5}{5!} + \dots \right]$$

Gleichung (13.42) lautet mit einer Potenzreihenentwicklung

$$e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \dots \quad \text{nach Zwischenrechnungen}$$

$$l = \frac{2}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \cdot \sum_{j=0}^{\infty} \left[2^j \cdot (k-1; -2; j) \cdot \frac{\eta^{1+2j}}{(1+2 \cdot j)!} \right] \quad (13.43)$$

oder mit den ersten Gliedern der Reihe

$$l = \frac{2}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \\ \times \sum_{j=0}^{\infty} \left[\eta + 2 \cdot (k-1) \cdot \frac{\eta^3}{3!} + 2^2 \cdot (k-1) \cdot (k-3) \cdot \frac{\eta^5}{5!} + \dots \right]$$

Für sehr große dimensionslose Druckdifferenzen des Fahrgastraums zur Umgebung können Näherungen werden. Bei einer Streuung von z. B. $\sigma = 0,1$ ($s = 50$) entspricht l_{ab} für $c \geq 0,3$ etwa dem Betrag von

$$l_{ab} \approx l \approx c^k.$$

Dies gilt umgekehrt für l_{zu} für $c \leq 0,3$.

$$l_{zu} \approx l \approx -|c|^k$$

13.5.5 Ermittlung der Streuung aus gemessenen Leckagelinien

Die Streuung der Normalverteilung $H(c_p)$ kann mit der Methode der „Summe der kleinsten Fehlerquadrate“ aus gemessenen Leckagelinien ermittelt werden. Die Summe der kleinsten Fehlerquadrate muss ein Minimum ergeben. Die Variable ist s bzw. σ .

$$\sum_{n=1}^n [l_{n,\text{gemessen}} - l_{n,\text{theoretisch}}]^2 \rightarrow \min!$$

Die Streuung der Normalverteilung kann auch aus dem experimentell ermittelten Gradienten im Wendepunkt der Leckagelinie (Pol) abgeschätzt werden. Hierzu wird Gl. (13.43) nach η differenziert:

$$\frac{dl}{d\eta} = \frac{2}{s^{\frac{k}{2}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left[1 + \frac{2}{3 \cdot 3!} (k-1) \cdot \eta^2 + \dots \right]$$

Für $\eta = 0$ und $d\eta = dc \cdot \sqrt{s}$ folgen:

$$\left(\frac{dl}{dc}\right)_{l=0} = \frac{s^{\frac{1-k}{2}} \cdot 2 \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)}{\sqrt{\pi}}$$

und

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot s}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)}{\sqrt{\pi}} \cdot \left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0} \right]^{\frac{1}{1-k}} \quad (13.44)$$

Die Streuung kann weiterhin mit Gl. (13.34) abgeschätzt werden, wenn mit der „Spürgasmethode“ die Leckluft im Pol gemessen und dimensionslos dargestellt wurde, s. Abschn. 3.5.2:

$$\sigma = \left[\frac{2^{1-\frac{k}{2}} \cdot \sqrt{\pi}}{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)} \right]^{\frac{1}{k}} \cdot |l_{zu,ab}|^{\frac{1}{k}} \quad (13.45)$$

13.5.6 Sonderfälle im Wendepunkt einer dimensionslosen Leckagelinie

$$|l_{zu,ab,Pol}| = \frac{1}{2 \cdot s^{\frac{k}{2}} \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) = \frac{\sigma^k}{2^{1-\frac{k}{2}} \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \quad \text{s. Gl. (13.14)}$$

Mit den Gln. (13.34) und (13.44) hängt der Leckluftstrom vom Gradienten im Pol ab:

$$|l_{zu,ab,Pol}| = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) \cdot \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)\right]^{\frac{k}{1-k}} \cdot \left[\left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0}\right]^{\frac{k}{1-k}} \quad (13.46)$$

Für $k = 0,5$ bestehen im Pol folgende Beziehungen:²⁵

Mit $k = 0,5$ lautet Gl. (13.46):

$$\begin{aligned} l_{zu,Pol,k=0,5} &= -\frac{1}{\pi} \cdot \Gamma\left(\frac{\frac{1}{2}+1}{2}\right) \cdot \Gamma\left(\frac{\frac{1}{2}+2}{2}\right) \cdot \left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0} \\ &= -\frac{1}{\pi} \cdot \Gamma(x) \cdot \Gamma\left(x + \frac{1}{2}\right) \cdot \left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0} \end{aligned}$$

Mit der Verdoppelungsformel von Legendre²⁶

$$\Gamma(x) \cdot \Gamma\left(x + \frac{1}{2}\right) = \frac{\sqrt{\pi}}{2^{2 \cdot x - 1}} \cdot \Gamma(2 \cdot x),$$

$$\Gamma(x+1) = x \cdot \Gamma(x) \quad \text{und} \quad \Gamma\left(\frac{1}{2}\right) = \sqrt{\pi} \quad \text{folgt}$$

$$|l_{zu,ab,Pol,k=0,5}| = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0}. \quad (13.47)$$

Die Streuung ist proportional zum Quadrat des Gradienten und der Leckluft im Pol.

$$\sigma_{k=0,5} \approx 0,73967 \dots \cdot \left(\frac{dc}{dl}\right)_{l=0}^2 \quad \text{s. Gl. (13.44)}$$

$$\sigma_{k=0,5} \approx 5,9104 \dots \cdot l_{zu,ab,Pol}^2 \quad \text{s. Gl. (13.45)}$$

13.5.7 Bezeichnungen

c	Transformierte dimensionslose Druckdifferenz des Fahrgastraums zur Umgebung $c = c_I - \mu$
c_I	dimensionslose Druckdifferenz des Innenraums zur Umgebung
c_p	dimensionslose Druckdifferenz an der Karosserie zur Umgebung
e^x	Exponentialfunktion

²⁵ Diese sind wegen $k > 0,5$ nur von mathematischen Interesse.

²⁶ Siehe Bronstein u. Semendjajew (1991), S. 331; Zeidler (2003a), S. 600.

$H(c_p)$	Normalverteilung
k	Exponent
l	Summe des Leckzu- und abluftstroms
l_{ab}	dimensionsloser Leckabluftstrom durch die Karosserie
l_{zu}	dimensionsloser Leckzuluftstrom durch die Karosserie
s	$1/(2 \sigma^2)$
$\sinh x$	Sinus hyperbolicus
$\Gamma(x)$	Gammafunktion
η	Abkürzung $\eta = c \cdot \sqrt{s}$
μ	Pol, Mittelpunkt der Normalverteilung
π	Pi
σ	Streuung
Σ	Summe

Literatur

- Baehr H D (1961) Mollier-i, x-Diagramme für feuchte Luft. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg
- Bronstein IN, Semendjajew KA (1966) Taschenbuch der Mathematik, 6. Aufl. Harri Deutsch, Frankfurt, S. 474
- Bronstein IN, Semendjajew KA (1991) Taschenbuch der Mathematik, 25. Aufl. Grosche G, Ziegler V, Ziegler D (Hrsg). Harri Deutsch, Frankfurt, S. 66, 103, 331
- Gröbner W, Hofreiter N (1973) Integraltafel, zweiter Teil, Bestimmte Integrale, 5. Aufl. Springer Verlag, Wien
- Großmann H (1987) Das Gamma-Verfahren zur Berechnung des Leckluftstroms durch die Pkw-Karosserie. In: Klimatisierung in Personenkraftwagen, Vortrag im Haus der Technik T-30-329-056-7, Essen
- ICAO International Civil Aviation Organization, Standardatmosphäre (ISA)
- Meyer zur Carpellen W (1963) Mathematik. In: Sass F et al (Hrsg) Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag, S. 182
- Recknagel H, Sprenger E, Hönmann W (1985) Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 63. Aufl. R. Oldenbourg Verlag, München, Wien, S. 113
- Straßer K (1990) Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. Dissertation, TU München
- Weigand B, Köhler J, von Wolfersdorf J (2008) Thermodynamik kompakt. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg
- Zeidler E (2003a) Anwendungen auf die Eulersche Gammafunktion. In: Zeidler E (Hrsg) Teubner-Taschenbuch der Mathematik, 2. Aufl. Teubner Verlag/GWV Fachverlage, Wiesbaden, S. 599
- Zeidler E (2003b) Tabelle bestimmter Integrale. In: Zeidler E (Hrsg) Teubner-Taschenbuch der Mathematik, 2. Aufl. Teubner Verlag/GWV Fachverlage, Wiesbaden, S. 185

Sachverzeichnis

A

Abgleichmethode, 244, 246, 249
Abkühlung, 130
 des Fahrgastraums, 195
 instationäre, 131
 im Umluftbetrieb, 130
 stationäre, 131
 im Außen- und Umluftbetrieb, 131
Abluftlinie, 54
Abluftöffnung, 30
Ablufttemperatur, 68, 70
Ablufttemperaturabschätzung, 67
 Methode nach Frank, 68
 Methode nach Nitz und Hucho, 68
Abluftwärmestrom, 134
Abtaulinie, 89
AHH, siehe Air Humid Handling
Air Humid Handling (AHH), 3, 175, 180
Akustik, 8
Äthylenglykol-Wassermischung, 163, 165,
 207, 234
 Stoffwerte, 210
Aufheizphase, 83
Aufheizung
 an der Motorhaube, 124
 bei verschiedenen Außenlufttemperaturen,
 117
 der geparkten Pkws, 129
 der Karosserie, 113
 der Luft an der Motorhaube, 120
 des Belüftungsstroms an der Motorhaube,
 126
 eines lackierten Blechs, 116
 geparkter Pkws, 117, 228
 im Belüftungssystem, 120
Aufheizverhalten, 78
Außenluftbetrieb
 Enthalpiestrom, 134
 Heizleistung, 80

 instationäre Aufheizung, 78
 stationäre Abkühlung, 131
 stationäre Aufheizung, 79
 Verdampferleistung, 134
 Wärmebilanz, 134
Außenlufttemperatur, 70, 77
Axialgebläse, 31
Azimut, 99, 102

B

Barium-Hydroxit, 87
Bauteilverformung, 58
Befeuchtungsgerät, 207
Behaglichkeitsmodell nach Fanger, 13
Belüftung, geschlossene, 52
Belüftungslinie, 220
 eines Pkws, 222
Belüftungsstrom, 52, 54
Beregnungsanlage mit schwenkbarer
 Hebebühne
 Aufgaben, 223
 Beschreibung, 223
 Prüfvorschriften, 224
Bernoulli-Gleichung, 169, 231, 239
Bestimmtheitsmaß, 254
Bestrahlungsstärke, spektrale, 9

C

Calculation of Effective Solar Radiation
 (CESORA), 3
CCS, siehe Climate Control Sensor
CESORA, siehe Calculation of Effective Solar
 Radiation
Climate Control Sensor (CCS), 194
Coanda-Effekt, 90
Coefficient of Performance (COP), 188
COP, siehe Coefficient of Performance

D

Dampfdruck, 241
 Deklination der Erde, 101
 Dichlordifluormethan, 2
 Dieselmotor, 77
 Verbrennungswärme, 83
 Differenz des Schalldrucks, 40
 Differenzdruck, luftseitiger, 229
 Differenzdruckregler, 5
 Differenzdruckschalter, 5
 DIN-Norm, 7
 Doppel-Logarithmennetz, 47, 166, 244
 Drehmoment, 31, 36
 Drehmomentansatz, 38, 43
 Drehzahl, 39
 Drehzahlansatz, 38, 42
 DRESSMAN (Dummy Representing Suit for Simulation of Human heatloss), 25
 Drosselorgan, 2, 185, 196
 Druckabfall, 46
 Druckbeiwert, 29, 30, 239
 Druckdifferenz, 44, 169
 der Anschlussrohre, 171
 dimensionslose, 260
 flüssigkeitsseitige, 167
 luftseitige, 166
 Druckverlustlinie, 48, 57, 166, 246
 der Anschlussrohre, 171
 der Karosserie, 55
 Filter, 52
 luftseitige, 175
 Wärmeübertrager, 51
 Druckverlustzahl, 169
 Druckziffer, 34
 Durchflussmessung, 8
 Durchlässigkeit, spektrale, 107

E

Einstiegskomfort, 11
 Eintrittstemperatur, 77
 Eintrittstemperaturdifferenz (ETD-Wert), 82, 153, 155, 159, 161
 Elevation, 99
 Elevation (Sonnenhöhe), 101, 102
 Empfinden, thermisches, 24
 EN-Norm, 7
 Energieersparnis, 191
 Energiegleichung, 47
 Entfeuchtung, 89
 gesetzliche Vorschriften, 89
 Enthalpie, spezifische, 241
 Enthalpiedifferenz
 kältemittelseitige

 luftseitige, 214
 spezifische, 214
 Enthalpiestrom, 67, 133, 134, 174, 242
 Ableitung, 178
 der Außenluftfrate, 136
 Ermittlung der Ablufttemperaturen, 179
 gemessener, 173
 sensibler, 177
 Entlüftungssystem, 30, 222
 Ersatzkältemittel, 2
 Expansionsventil, 185
 thermostatisches, 196

F

Fahrgastraum
 Abkühlung, 195
 Aufheizung, 117
 ausgeatmetes Kohlendioxid, 194
 Eisbildung, 88
 Gaskonzentration, 146
 instationäre Gaskonzentration, 147
 Luftmassenstrom, 219
 Luftstrom, 29
 Messungen der Temperaturen, 228
 permanente Lüftung, 11
 relative Feuchte, 20
 Sonneneinstrahlung, 106
 Stoffbilanz, 148
 Unterdruck, 1, 55, 142
 Wärmekapazitäten, 192
 Wärmestrom, 65
 Wasserdampf, 145
 Wassergehalt, 228
 Zugerscheinungen, 31
 Fahrkomfort, 11
 Fehler-Möglichkeit-Einfluss-Analyse (FMEA), 209
 Feuchte
 absolute, 177, 240
 Messgeräte, 179
 relative, 240
 Filterung, 144
 Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoff, 2
 Flüssigkeitsmassenstrom, 159, 160, 256
 Fondklimagerät, 65
 Formeln, empirische, 244
 Fotovoltaik-Modul, 137
 Frischluftbetrieb, 29

G

Gasgleichung, 240
 Gaskonzentration
 im Fahrgastraum, 146

- instationäre, 147
- stationäre, 146
- Gaskühler, 86, 185, 187, 218
- Gaußsche Verteilung, 243
- Gebäudeklimatisierung, 11, 13
- Gebläse, 22
 - Kennfeld, 32
 - Umrechnungen, 37
 - Typen, 31
- Gebläsekennlinie, 31
- Gebläsemotor, 38
- Gebläsespannung, 42, 78
 - Reduktion, 45
- Gegenstromwärmeübertrager, 68, 255
- Geräuschniveau, 31
- Gleichstrommotor, 31, 36
- Glockenkurve, 60

H

- Heating Ventilation Air Conditioning (HVAC), 6
- Heizgerät, 2
- Heizleistung, 77, 81
 - Außenluftbetrieb, 80
 - Berechnung, 81
 - erforderliche stationäre, 79
 - Messergebnisse im Klimawindkanal, 78
 - Umluftbetrieb, 80
- Heizungsbetrieb, 68
- Heizungswärmeübertrager (HWT), 77, 80, 153
 - Approximation des Wärmestromfelds, 252
 - Kennlinien, 158
- Herzfrequenz, 23
- Höhenformel, barometrische, 4, 210
- HVAC, siehe Heating Ventilation Air Conditioning
- HWT, siehe Heizungswärmeübertrager
- Hygiene, 9

I

- Innendruckmethode, 52, 54, 55, 220
- Innenraumlufitemperatur, 68
 - mittlere, 69, 70
- Integration durch Reihenenwicklung, 263
 - Modifikation, 264
- Interpolation, 245, 247
 - Wärmestromfeld, 162
- Interpolationsformel, 164
 - nach Newton, 247
- ISO-Norm, 7
- Isotachen, 92

K

- Kältekreis, 214
- Kälteleistung, 136, 185
- Kältemaschinenöl, 198
- Kältemittel, 2, 214
 - Kreisprozesse, 86
 - Massenstrom, 86
 - praktische Grenzwerte, 150
 - R134a, 238
 - R744, 238
- Kältemittelkreislauf, 185, 196
 - Prüfstände, 218
- Kapillarrohr, 196
- Karosserie
 - kalibrierter Bezugspunkt, 232
 - Luftaustausch mit der Umgebung, 55, 258
- Karosserieaufheizung
 - Messungen, 113
 - Wärmebilanz, 113
- Klarglas, 107
- Klimadatenrichtlinie, 2, 3
- Klimagerät, 2
 - luftseitig geregeltes, 195
 - Regelungen des Außenluft- und Umluftbetriebs, 193
 - Wasserspeicherung, 143
- Klimakammer, 203
- Klimakomfort, 13
- Klimamesspuppe, 11, 24
- Klimaphysiologie, 8, 11
- Klimatisierung
 - im PKW, 11
 - in Gebäuden, 11
- Klimawindkanal, 11, 23, 77, 201, 227
 - Aufgaben, 202
 - Beschreibung, 203
 - Messungen an einer Kälteanlage, 130
 - Prinzipversuche, 128
 - Sommerluftaufheizung, 121
- Kohlenstoffdioxid (CO₂), 2, 146, 185
- Kollektortemperatur, 109
 - Abschätzung, 111
- Komforterhöhung, 191
- Kompressionskälteanlage, 186
 - mit R134a, 186
 - mit R774, 187
- Kompressor (Verdichter), 185
- Kondensation, 242
- Kondensatmassenstrom, 175, 181, 216
- Kondensator (Verflüssiger), 185
- Konstantdrossel, 196
- Kontakttemperatur, 21
- Kontinuitätsgleichung, 47, 239
- Kraftstoffbrenner, 87

Kreuzstromwärmeübertrager, 257
 Kühlflüssigkeit, 82, 163
 elektrische Vorwärmung, 87
 Kühllastregel, 9
 Kühlleistung, 132
 Kühlmittel
 Aufheizung, 86
 Stoffwerte, 210
 Wärmestrom, 155

L

Lackierung, 192
 Lastenheft, 216
 Latent-Wärmespeicher, 87
 Leckabluft, 55
 Leckabluftstrom, 58, 262, 266
 Ableitung, 59
 Leckagelinie, 54, 220, 221, 262, 266
 dimensionsbehafte
 Extrapolation, 58
 Interpolation, 58
 dimensionslose, 57, 268
 Ermittlung der Streuung, 267
 Leckluftstrom, 146
 Lecköffnung, 31
 unzulässige, 58
 Leckzuluft, 55
 Leckzuluftstrom, 54, 58, 261
 Ableitung, 59
 bei geschlossener Be- und Entlüftung,
 61
 im Außenluftbetrieb, 61
 im Umluftbetrieb, 62
 Reihenentwicklung, 265
 Leerlaufdrehzahl, 36, 39
 Leistung, 242
 Leistungszahl, 188
 Lieferziffer, 34, 42
 Luft
 feuchte
 Dichte, 241
 trockene, 239, 241
 Luftansaugung, 193
 Luftaustausch, 53
 Luftdichte, 4, 43, 49, 56
 Luftdruck, 4, 49, 239
 Lufteintrittssystem, 141
 Lüfterrad, 31
 Drehmomentkennlinie, 38
 Luftfeuchte, 17
 Luftgeschwindigkeit, 162
 an der Außenhaut einer Karosserie, 239

Luftmassenstrom, 5, 29, 32, 42–44, 46, 56, 73,
 136, 159, 160, 174
 geregelter, 197
 durch den Kondensator, 197
 trockener, 216
 Luftmessstrecke, 52
 Luftstrom, dimensionsloser, 258
 Lufttemperatur, 3, 4, 22
 Einfluss auf die Herzfrequenz, 23
 Regelung mit dem Saugdruck, 194

M

Massenstrom, 209, 256
 Maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK),
 146
 Messtechnik, 8
 Meteorologie, 7, 9
 Mischungsgerade, 182
 Mittlere Ortszeit (MOZ), 100
 Mollier-h,x-Diagramm, 3, 21, 88, 134, 180,
 182, 233
 Motor
 instationäre Aufheizung, 84
 stationärer Betrieb, 84
 Motorhaube
 Aufheizung, 124
 Belüftungsstrom, 126
 Oberflächentemperatur, 124
 Schall- und Wärmedämmung, 127
 Wärmebilanz, 124
 Motorkennfeld, 39
 Motorkennlinie, 36, 44
 MOZ, siehe Mittlere Ortszeit

N

Niederschlag, 6
 Normatmosphäre, 4
 Nusselt-Zahl, 163, 240

O

Oberflächentemperatur, 24
 Ölabscheider, 198
 Orifice Tube, 2, 186
 Ozonabbau Potenzial (ODP), 186

P

Panoramascheibe, 107, 191
 Pendelmaschine, 36
 Personenanströmer, 23, 65

- Pkw-Klimatisierung, 11, 12, 15
 PMV, siehe Predicted Mean Vote
 Polynom, 247, 248
 Positive-Temperature-Coefficient(PTC)-
 Elemente, 85
 Potenzfunktion, 242
 Prandtl-Zahl, 163, 164, 229, 230, 237, 240
 Predicted Mean Vote (PMV), 13
 Prüfstand, 201
 Heizung, Lüftung, Klima (PHLK), 205
 Aufgaben, 206
 Beschreibung, 206
 Kältemittelkreisläufe, 218
 Aufgaben, 218
 Beschreibung, 218
 Messung der Luftströme durch den
 Fahrgastraum, 219
 Aufgaben, 221
 Beschreibung, 222
 Pyranometer, 109
- Q**
- Querschnitt, hydraulischer, 56
- R**
- Radialgebläse, 31, 205
 Ermittlung der Liefer- und Druckziffer,
 41
 Kennlinien, 32
 dimensionslose Darstellung, 34
 Raumklimamessgerät, 19
 Raumluftechnik, 7
 Regen, 5
 Regenintensität, 224
 Resultant Surface Temperature (RST), 24
 Reynolds-Zahl, 6, 47, 57, 163, 164, 166,
 168, 240
 Rohrreibungszahl, 48
 RST, siehe Resultant Surface Temperature
 Rückschlagventil, 142
- S**
- Sättigungsdruck, 241
 Schalldruck, 40, 45
 Schalleistung, 40
 Schalttafel
 Coanda-Effekt, 90
 Strömungswalze, 90
 Scheibe
 Ausführung, 191
 elektrisch beheizte, 91
 Innenseite, 92
 Mitte, 94
 Geometrie, 191
 Temperaturmessung, 71
 Wärmedämmung, 73
 Wärmeleitung, 72
 Scheibenbeschlag, 88
 im Sommer, 139
 Scheibenenteisung, 89
 gesetzliche Vorschriften, 89
 Scheibenentfeuchtung, 90
 Schiebe-Ausstelldach (SAD), 142
 Schweißabgabe, 17, 18
 Schweißbildung, 19
 Schweißrate, 17, 18, 26
 Schwülegrenze, 145
 SI-Einheit, 243
 Sicherheitskältemittel, 185
 Solardach, 137
 elektrische Leistung, 138
 Solartechnik, 11, 193
 Sommerbetrieb, 99
 Sommerluftaufheizung, 120
 Bergfahrt, 123
 Klimawindkanal, 121
 reflektierende Oberfläche der Motorhaube,
 123
 Sonneneinstrahlung, 3, 15, 99, 115,
 191, 228
 Absorptionskoeffizient von Oberflächen,
 16
 direkte, 103
 Einfluss auf die Regelung einer
 Klimaanlage, 22
 in den Fahrgastraum, 106
 Sonnenhöhe (Elevation), 101
 maximale, 102
 Sonnenschutzgläser, 107
 Sonnensimulation, 3, 106, 128, 203, 227
 Spaltkoeffizient, 56
 Speicherheizung, 88
 Spürgasmethode, 53, 268
 Standbelüftung mit Solartechnik, 137
 Standheizung, 11, 87
 Staudruck, 30, 239
 Stofftransport, 141
 Stoffübertragung, 19, 29
 Strahlung, 242
 Straßenverkehr, öffentlicher, 227
 Straßenversuch, 227
 Strömungsfeld, 91
 Strömungsmechanik, 239

Stundenwinkel, 100, 103
 Summe der kleinsten Fehlerquadrate,
 243–245, 249

T

Taupunkt, 144, 207
 Teilklimaanlage, 1
 Temperaturen in Kollektoren, 109
 Temperaturfeld, 91
 Temperaturmessung an den Scheiben, 71
 Thermodynamisches System Mensch-
 Fahrgastraum, 12
 Thermostatöffnung, 83
 Thermostatsöffnungstemperatur, 84
 Tracergastechnik, 53, 219
 Transmission
 gesamte, 108
 spektrale (Durchlässigkeit), 107
 Treibhauseffekt, 118, 186, 192

U

Umfangsgeschwindigkeit, 242
 Umluftbetrieb, 30, 132
 erforderliche Verdampferleistung, 132
 Heizleistung, 80
 instationäre Abkühlung, 130
 stationäre Abkühlung, 131
 stationäre Aufheizung, 79

V

Verbrennungswärme eines Dieselmotors, 83
 Verdampfer, 142, 153
 Enthalpiestrom, 181
 Filter, 144
 Kennlinien, 173
 Luftmassenstrom, 181
 luftseitige Auswertung, 215
 mit feuchter Luft, 181
 mit trockener Luft, 180
 Speicherung von Wasser, 143
 Wärmestrom, 214
 Verdampferleistung, 4, 133
 Außenluftbetrieb, 134, 136
 stationäre, 132
 Umluftbetrieb, 135
 Verdampfungstemperatur, 86
 Verdampfungswärme, 179
 Verdichter (Kompressor), 185, 186, 218
 Verflüssiger (Kondensator), 185, 218

Viskosität
 dynamische, 49, 56, 168
 kinematische, 49, 168, 170
 Volumenstrom, 170
 Vorlauftemperatur, 77, 82

W

Wahre Ortszeit (WOZ), 100
 Wärme
 latente, 177
 sensible, 177
 Wärmeaustauscher, siehe Wärmeübertrager
 WärmebeurteilungsindeX, 13
 Wärmebilanz, 13, 24, 66, 67, 83, 92
 am Motor, 82
 luftseitige, 177
 Wärmedämmung, 72, 74
 der Karosserie, 191
 Wärmedämmverglasung, 72
 Wärmedurchgang, 8, 191, 240
 der Karosserie, 69
 Wärmedurchgangskoeffizient, 158
 Wärmedurchgangszahl
 Außenluftbetrieb, 70
 Umluftbetrieb, 71
 Wärmeeindringzahl, 21
 Wärmeeinstrahlung, 67, 191
 Wärmekapazität
 mittlere spezifische, 211
 wahre spezifische, 211
 Wärmekapazitätsstrom, 155, 156, 253
 Wärmeleitung der Scheiben, 72
 Wärmepumpe mit dem Kühlmittel R744, 86
 Wärmeschutzverglasung, 107, 110, 191
 Wärmespeicher, 87
 Wärmestrom, 13, 14, 18, 26, 136, 157
 an einem Heizungswärmeübertrager, 210
 an einem Verdampfer, 214
 bei konstantem Flüssigkeitsmassenstrom,
 248
 bei konstantem Luftmassenstrom, 248
 des Kühlmittels, 155
 durch den Fahrgastraum, 65
 im Sommerbetrieb, 67
 im Winterbetrieb, 66
 eines Heizungswärmeübertragers, 247, 249
 interpolierter, 250
 Kennfeld, 251
 eines Kondensators, 252
 eines Verdampfers, 252
 Messfolien, 71

- Wärmestromdichte, 14
- Wärmestromfeld, 159, 160
 - Einfluss der Kühlflüssigkeit, 163
 - Interpolation, 162, 164
- Wärmeübergangskoeffizient, 15, 20, 26, 116
 - konvektiver, 92, 96
- Wärmeübertrager, 2, 19, 29, 51, 153, 157, 240
 - innerer, 197
 - Kennzahlen, 240
 - theoretische Wärmeströme, 153
- Wasserablaufschlauch, 142
- Wasserabscheidung, 141
- Wasserabsperrenteil, 195
- Wasserdampf
 - im Fahrgastraum, 145
 - Partialdruck, 20, 26
 - Sättigungsdruck, 20
- Wasserdampfabgabe, 17, 24, 136
- Wasserdampfdiffusion, 18
- Wasserdampfgehalt, 3
- Wasserdampfquelle, 145
- Wasserkasten, 141
- Wassersäule, 142
- Windeinfluss, 228
- Windkanal, aerodynamischer, 229
- Winkelgeschwindigkeit, 242
- Winterbetrieb, 66, 77
- WOZ, siehe wahre Ortszeit

Z

- Zuluftöffnung, 29
- Zuluftstrom, 54
- Zusatzheizung
 - elektrische, 85
 - kühlmittelseitige, 86
 - luftseitige, 85