

**Messungen zum Lüftungs- und wärmetechnischen
Verhalten an Raumlüftungsgeräten und in Räumen**
-
Vergleich mit Simulationen

**Diplomarbeit
zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Physiker**

vorgelegt von

Swen Höptner

Dezember 2001

**Universität Siegen
Fachbereich Physik**

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur/Abkürzungen.....	7
Abbildungsverzeichnis.....	11
Tabellenverzeichnis.....	15
1. Einleitung und Problemstellung.....	17
2. Zielsetzung und Übersicht.....	19
3. Grundlagen.....	21
3.1 Gebäudewärmehaushalt.....	21
3.2 Raumluftqualität.....	24
3.2.1 Schadstoffbelastung.....	25
3.2.2 Wasserdampfgehalt.....	26
4. Lüftungsarten.....	29
4.1 Freie Lüftung.....	29
4.2 Mechanische Lüftung.....	31
5. Kenngrößen zur Belüftungsqualität.....	35
5.1 Dichtheit der Gebäudehülle.....	35
5.2 Luftalter.....	37
5.3 Lüftungseffektivität.....	43
5.4 Geschwindigkeits- und Temperaturfelder.....	44
6. Kenngrößen zur Gerätequalität.....	45
6.1 Leckageluftvolumenströme.....	45
6.2 Der Frischluftgrad.....	51
6.3 Die Rückwärmezahl.....	52
6.4 Massenspezifische Netto-Energieeinsparung (SNES).....	54
7. Berechnung von Luftströmungen.....	55
7.1 Hagen-Poiseuillesche-Rohrströmung.....	56
7.2 Computational Fluid Dynamics (CFD).....	57
7.3 Ein einfaches Modell für den Luftaustausch durch ein geöffnetes Fenster.....	60
7.4 Vergleich zwischen Modell- und CFD-Berechnungen.....	67
8. Meßmethodik und experimenteller Aufbau.....	69
8.1 Tracergasverfahren.....	69
8.1.1 Grundlagen.....	69
8.1.2 Konzentrations-Abklingmethode.....	70
8.1.3 Methode konstanter Injektion.....	73
8.1.4 Methode konstanter Konzentration.....	75
8.1.5 Wahl des Tracergases.....	76
8.1.6 Beeinflussung des Luftwechsels durch die Tracergasanalyse.....	77

8.2 Strömungsmeßtechnik	78
8.2.1 Hitzdrahtanemometrie	78
8.2.2 Strömungssensoren	79
8.2.3 Laser-Doppler-Anemometrie	80
8.2.4 Nebel-Verfahren	87
8.3 Kalibrierung der Strömungssensoren	88
8.4 Temperaturmeßtechnik	96
8.4.1 Widerstandsthermometer	96
8.4.2 Temperaturmessung über die Strömungssensoren	97
8.5 Klimakammer	97
8.6 Meßwerterfassung	99
8.6.1 Ausstattung der Klimakammer	99
8.6.2 Programm SensorDat	102
8.6.3 Steuergerät des Tracergasmeßstands	104
8.6.4 Gasanalysator	105
9. Meßergebnisse	107
9.1 Luftwechselzahl n der Klimakammer ohne vorgegebene Druckdifferenz	107
9.2 Bestimmung der Kennzahlen an dezentralen Lüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung	108
9.2.1 Eigenschaften der vermessenen Lüftungsgeräte	109
9.2.2 Volumenstrommessung	110
9.2.3 Bestimmung der internen und externen Leckagen	111
9.2.4 Bestimmung der Rückwärmezahlen ε und η	115
9.3 Messung des Luftalters, der Lüftungseffektivität und der Raumluftgeschwindigkeiten - Vergleich mit Simulationen	118
Zusammenfassung und Ausblick	129
Anhang A1: Berechnung des personenbezogenen Luftwechsels zur Einhaltung des hygienischen Mindeststandards:	131
Anhang A2: Herleitung der effektiven Rückwärmezahl $\varepsilon_{\text{effektiv}}$:	133
Anhang A3: Herleitung der Verweilzeit τ_{verw} der Luftmoleküle für den Fall der Verdrängungsströmung:	135
Anhang A4: Berechnung des Durchschnittsalters $\bar{\tau}_a$ aller Luftmoleküle in einem Raum in Abhängigkeit zur gesamten Verweilzeit τ_{verw} :	137
Anhang A5: Herleitung der Verweilzeit τ_{verw} der Luftmoleküle für den Fall der vollständigen Durchmischung:	139
Anhang A6: Herleitung der globalen Rückwärmezahl η_G :	141
Anhang A7: Einfaches Modell für den Luftaustausch durch ein geöffnetes Fenster	143
Anhang A8: Berechnung der Funktion $c(t)$ aus den Meßwerten mittels linearer Regres- sion für die Konzentrations-Abklingmethode	147

Anhang A9: Meßdiagramme:	151
A9.1 Überprüfung der Turbulenzabhängigkeit eines Sensors der Reihe 006	151
A9.2 Überprüfung der Serienstreuung an einem Sensor der Reihe 006.....	151
A9.3 Vergleichsmessungen zwischen dem LDA und den Strömungssensoren D1301, D1310 und D1311	152
A9.3.1 Überprüfung des Strömungssensors D1301	152
A9.3.2 Überprüfung des Strömungssensors D1310	153
A9.3.3 Überprüfung des Strömungssensors D1311	154
A9.4 Meßdiagramme zur Bestimmung der internen Leckagen, der Kurzschlußvolumenströme und der Rückwärmezahlen der vermessenen dezentralen Lüftungsgeräte	154
A9.4.1 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurz- schlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe I.....	156
A9.4.2 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe I	157
A9.4.3 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurz- schlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe V.....	157
A9.4.4 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe V	158
A9.4.5 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurz- schlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe X.....	159
A9.4.6 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe X	160
A9.4.7 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurz- schlußvolumenströme zu Gerät B in der Luftmengenstufe I.....	161
A9.4.8 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät B in der Luftmengenstufe I	162
A9.4.9 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurz- schlußvolumenströme zu Gerät B in der Luftmengenstufe II.....	162
A9.4.10 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät B in der Luftmengenstufe II.....	164
Literaturverzeichnis.....	165
Danksagung.....	169
Erklärung.....	171

Nomenklatur/Abkürzungen

Nomenklatur

α :	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
δ :	Kronecker-Symbol	(-)
$\delta(t)$:	Eindringtiefe	m
ε :	Fehlergröße	(-)
$\varepsilon(t)$:	Emissionsgrad einer strahlenden Fläche	(-)
ε :	Rückwärmezahl	(-)
ε :	Luftaustauschwirkungsgrad	(-)
ϕ :	relative Luftfeuchtigkeit	%
ϕ :	Dissipationsfunktion	J/(kgm ²)
γ :	Massenstromverhältnis	(-)
η :	Wirkungsgrad	(-)
η :	dynamische Viskosität	kg/(ms)
φ :	Öffnungswinkel	Grad
λ :	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
λ :	Wellenlänge	m
μ :	Mittelwert	(-)
ν :	kinematische Viskosität	m ² /s
ρ :	Dichte	kg/m ³
σ :	Streubreiteparameter	(-)
σ :	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/(m ² K ⁴)
τ :	Luftalter	h
a :	Temperaturleitfähigkeit	m ² /s
A :	Fläche	m ²
A :	Regressionsparameter	(-)
b :	Länge	m
B :	Breite	m
B :	Regressionsparameter	1/h
c :	Lichtgeschwindigkeit	m/s
c :	spezifische Wärmekapazität	J/(kgK)
c :	Gaskonzentration	ppm
C :	Kovarianzmatrix	(-)
d :	Höhe	m
d :	Durchmesser	m
D :	Länge	m
$f(t)$:	Wahrscheinlichkeitsdichte	h ⁻¹
f :	Frequenz	1/s
f :	Faktor	(-)
f_p :	Produktionsfaktor	(-)
f_r :	Verlustwärmefaktor	(-)
$F(t)$:	Verteilungsfunktion	(-)
g :	Erdbeschleunigung	m/s ²

h:	spezifische Enthalpie	J/kg
H:	Enthalpie	J
H:	Höhe	m
i:	Summationsindex	(-)
I:	Strom	A
j:	Summationsindex	(-)
k:	Summationsindex	(-)
k:	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² K)
L:	Länge	m
m:	Summationsindex	(-)
\dot{m} :	Massenstrom	kg/s
M:	Masse	kg
n:	Luftwechselzahl	h ⁻¹
N:	Meßwertanzahl	(-)
N:	Leistung	W
p:	Druck	Pa
ps:	Sättigungsdampfdruck	(-)
P:	Leistung	W
P:	Wahrscheinlichkeit	(-)
q:	Spurengasinjektion	m ³ /s
\dot{q} :	Wärmestromdichte	W/m ²
Q:	Wärmebedarf	kWh
r:	Ortsparameter	m
R:	Gaskonstante	J/(kgK)
R:	Massenstromverhältnis	(-)
R:	Widerstand	Ohm
R:	Radius	m
Re:	Reynoldszahl	(-)
SNES:	Specific Net Energy Saving	Wh/m ³
t:	Zeit	s
T:	Temperatur	K bzw. °C
T:	Periode	s
U:	Spannung	V
v:	Geschwindigkeit	m/s
V:	Volumen	m ³
x:	Zeit	s
x:	absolute Feuchtigkeit	g/kg _{Luft}
x:	hydrodynamische Einlauflänge	m
z:	Koordinate in z-Richtung	m

Abkürzungen

a:	Abluft
a:	außen
au:	Außenluft
CFD:	Computational Fluid Dynamics
CO ₂ :	Kohlendioxid
dyn:	dynamisch

e:	Zuluft
eff:	effektiv
ein:	Einlauflänge
exf:	Exfiltration
EXT:	extern
f:	Fortluft
F:	Fluid
Frisch:	Frischlufte
Füll:	Auffüllung
gem:	gemessen
ges:	gesamt
G:	Global
Grund:	Grundfläche bzw. -volumen
Heiz:	Heizung
i:	Frischlufte
i:	innen
in:	Raumluft nach der Zuluftöffnung
inf:	Infiltration
INT, Int:	intern
L:	Laser
Leit:	Leitung
Lüft:	Lüftung
max:	maximal
nom:	nominell
N ₂ O:	Distickstoffmonoxid
P:	beliebiger Punkt in einem Raum
Pt:	Pt 100 Meßwiderstand
ra:	Ablufte nach der WRG-Einheit
re:	Zuluft nach der WRG-Einheit
r,Flug:	verbleibende Flugzeit
r,Verw:	verbleibende Verweildauer
R:	Raum
s:	Sättigung
s:	Schwebung
s:	Sensor
SF ₆ :	Schwefelhexafluorid
Sol:	solar
stat:	stationär
T:	Tracergas
T:	Teilchen
Trans:	Transmission
u:	Umgebung
Vent:	Ventilator
Verw:	Verweildauer
WRG:	Wärmerückgewinnung
x:	Größe in x-Richtung
y:	Größe in y-Richtung
z:	Größe in z-Richtung
zus:	zusätzlich
50:	vorgegebene Druckdifferenz von 50 Pa

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 3.1: DARSTELLUNG DER RAUMGEOMETRIE UND DER STRÖMUNGSBEDINGUNGEN ÜBER EINER HERDPLATTE IN <i>FLOVENT</i>	22
ABBILDUNG 3.2: WÄRMETRANSPORTVORGÄNGE IN EINEM RAUM ODER GEBÄUDE	24
ABBILDUNG 3.3: EMPFOHLENER RAUMLUFTWECHSEL IN ABHÄNGIGKEIT DER MENSCHLICHEN WÄRMEPRODUKTION UND DER ZULÄSSIGEN CO ₂ -KONZENTRATION IM RAUM.....	25
ABBILDUNG 3.4: H-X- DIAGRAMM VON MOLLIER	26
ABBILDUNG 4.1: GLIEDERUNG DES LUFTAUSTAUSCHS IN EINEM RAUM ODER GEBÄUDE IN FREIE UND MECHANISCHE LÜFTUNG	29
ABBILDUNG 4.2: DRUCKVERHÄLTNISSE IN EINEM BEHEIZTEN RAUM IM WINTER	30
ABBILDUNG 4.3: DARSTELLUNG UNTERSCHIEDLICHER WOHNUNGLÜFTUNGSSYSTEME	32
ABBILDUNG 5.1: BEEINFLUSSUNG DER EFFEKTIVEN WÄRMERÜCKGEWINNUNG DURCH INFILTRATION.....	36
ABBILDUNG 5.2: ANSCHAULICHE DARSTELLUNG DES LUFTALTERS, DER VERBLEIBENDEN VERWEILZEIT UND DER GESAMTEN VERWEILZEIT.	37
ABBILDUNG 5.3: VERDRÄNGUNGSSTRÖMUNG ODER AUCH KOLBENSTRÖMUNG	38
ABBILDUNG 5.4: MISCHSTRÖMUNG ODER AUCH VOLLSTÄNDIGEN DURCHMISCHUNG.....	39
ABBILDUNG 5.5: KURZSCHLUßSTRÖMUNG	39
ABBILDUNG 5.6: MESSUNG DES LUFTALTERS NACH DER ABKLINGMETHODE IN EINEM BELIEBIGEN RAUM-PUNKT.....	40
ABBILDUNG 5.7: VERTEILUNGSFUNKTION $F(t)$ DER FRISCHLUFT.	41
ABBILDUNG 5.8: WAHRSCHEINLICHKEITSDICHTE $f(t)$ DES FRISCHLUFTALTERS	41
ABBILDUNG 6.1: DARSTELLUNG EINES LÜFTUNGSGERÄTS MIT WÄRMERÜCKGEWINNUNGSEINHEIT	45
ABBILDUNG 6.2: SCHEMA EINER LÜFTUNGSANLAGE UND DES BELÜFTETEN VOLUMENS EINSCHLIEßLICH DER LECKAGEN, GASKONZENTRATIONEN UND LUFTMASSENSTRÖME	48
ABBILDUNG 7.1: GESCHWINDIGKEITSVERTEILUNG EINER ROHRSTRÖMUNG	57
ABBILDUNG 7.2: RÄUMLICHE DARSTELLUNG DER KLIMAKAMMER IN <i>FLOVENT</i>	58
ABBILDUNG 7.3: DARSTELLUNG DER GESCHWINDIGKEIT u IN VOLLFARBEN (a), ALS KONTUR (b) UND VEKTORIELL (c)	59
ABBILDUNG 7.4: DARSTELLUNG DES MODELLRAUMS.....	60
ABBILDUNG 7.5: EINGABEMASKE DES PROGRAMMS ZUM EINFACHEN MODELL ZUR ANGABE DER RANDBEDINGUNGEN	64
ABBILDUNG 7.6: ZEITLICHER VERLAUF DES GESAMTAUSTAUSCHVOLUMENS UND DES AUSTAUSCHVOLUMENSTROMS PRO METER FENSTERBREITE	64
ABBILDUNG 7.7: LÜFTUNGSWÄRMEVERLUSTE DURCH LUFTAUSTAUSCH ÜBER DAS FENSTER UND DURCH AUSKÜHLEN DER WÄNDE.....	66
ABBILDUNG 7.8: EINGABEMASKE DES PROGRAMMS ZUM EINFACHEN MODELL MIT DEN RANDBEDINGUNGEN WIE TEMPERATUREN, DRUCKE UND RAUMGEOMETRIE UND DIE ERGEBNISSE FÜR DIE GESCHWINDIGKEITEN UND AUFFÜLLZEITEN	67

ABBILDUNG 7.9: RAUMLUFTGESCHWINDIGKEITEN UND -TEMPERATUREN ZUR ZEIT $t = T_{\text{FÜLL}}$ IN EINER EBENE SENKRECHT ZUM FENSTER.....	68
ABBILDUNG 8.1: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES MEBVOLUMENS.....	69
ABBILDUNG 8.2: KONZENTRATIONSVORLAUF FÜR DIE KONZENTRATIONEN-ABKLINGMETHODE	71
ABBILDUNG 8.3: KONZENTRATIONSVORLAUF FÜR DIE METHODE KONSTANTER INJEKTION	74
ABBILDUNG 8.4: RELATIVER FEHLER DURCH DIE ZUSÄTZLICHE ENTNAHME DER RAUMLUFT ÜBER DEN GAS-ANALYSATOR.....	78
ABBILDUNG 8.5: STRÖMUNGSSENSOREN DER FIRMA SCHMIDT FEINTECHNIK, ST. GEORGEN.....	79
ABBILDUNG 8.6: DARSTELLUNG DER ZAHLENWERTGLEICHUNGEN DER STRÖMUNGSSENSOREN ANHAND DES MITGELIEFERTEN DATENBLATTS	80
ABBILDUNG 8.7: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES LDA MIT BLENDE UND PHOTODIODE	81
ABBILDUNG 8.8: DARSTELLUNG DER ZUR BERECHNUNG DER GESCHWINDIGKEIT BENÖTIGTEN VEKTOREN.....	82
ABBILDUNG 8.9: ANORDNUNG DES VERSUCHSAUFBAUS ZUR MESSUNG DER GRÖßEN D UND L	83
ABBILDUNG 8.10: AUFBAU ZUR MESSUNG DER STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT IN EINEM ROHR MIT DEM LDA..	85
ABBILDUNG 8.11: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES MEBAUFBAUS ZUR GESCHWINDIGKEITSMESSUNG NACH DEM NEBEL-VERFAHREN.....	87
ABBILDUNG 8.12: VERGLEICH DER BEIDEN MEBVERFAHREN MIT DEM GROßEN ROHR	89
ABBILDUNG 8.13: VERGLEICH DER BEIDEN MEBVERFAHREN MIT DEM KLEINEN ROHR	90
ABBILDUNG 8.14: ZAHLENWERTGLEICHUNG NACH NEUKALIBRIERUNG DES SENSORS 912	91
ABBILDUNG 8.15: ZAHLENWERTGLEICHUNG NACH NEUKALIBRIERUNG DES SENSORS 006	92
ABBILDUNG 8.16: TEMPERATURABHÄNGIGKEIT EINES SENSORS DES TYP 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN	93
ABBILDUNG 8.17: TURBULENZABHÄNGIGKEIT DES SENSORS 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN	94
ABBILDUNG 8.18: ÜBERPRÜFUNG DER SERIENSTREUUNG AN EINEM WEITEREN SENSOR DER REIHE 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN.....	94
ABBILDUNG 8.19: ÜBERPRÜFUNG DES STRÖMUNGSSENSORS VOM TYP D 1308 MITTELS LDA	95
ABBILDUNG 8.20: VIERLEITERMEßSCHALTUNG ZUR MESSUNG DES PT 100-WIDERSTANDS.....	96
ABBILDUNG 8.21: KLIMAKAMMER MIT EINGEBAUTER MEBTECHNIK ZUR MEBWERTERFASSUNG	98
ABBILDUNG 8.22: BOHRMASCHINE ZUM ANTRIEB UND LICHTSCHRANKE ZUM POSITIONIEREN DES RAHMENS ..	100
ABBILDUNG 8.23: VERTEILUNGSBOX ZUR AUFTEILUNG DER AUSGANGSSPANNUNG FÜR TEMPERATUR- UND GESCHWINDIGKEITSMESSUNG.	100
ABBILDUNG 8.24: ZUSAMMENFÜHREN DER GASENTNAHMESCHLÄUCHE IN EINER SAMMELBOX	101
ABBILDUNG 8.25: ZUSAMMENFÜHREN DER MEBKABEL IN EINER BOX UND WEITERLEITEN DER DATEN IN EINEM BREITBANDKABEL.	101
ABBILDUNG 8.26: MEBKANALUMSCHALTER MIT INTEGRIERTEM MULTIPLEXER	102
ABBILDUNG 8.27: SCREENSHOT VON TEILSCHRITT 2 ZUR AUSWAHL DER KANALBELEGUNG	103
ABBILDUNG 8.28: SCREENSHOT VON TEILSCHRITT 3 ZUR KANALAUSWAHL DER MEBKARTE, ZUR MEBAUF- GABE UND ZUR DEN KALIBRIERKOEFFIZIENTEN.....	103

ABBILDUNG 8.29: EINGABEFENSTER ZU ZEIT- UND SPEICHERPARAMETERN UND ZUR POSITIONSVÄRÄNDERUNG DES MEBRAHMENS	104
ABBILDUNG 8.30: STEUERGERÄT DES TRACERGASMEBSTANDS IN VORDER- UND RÜCKANSICHT	105
ABBILDUNG 9.1: KONZENTRATIONS-ABKLINGFUNKTION ALS ERGEBNIS DER MESSUNG ZUR LUFTWECHSELZAHL N DER KLIMAKAMMER OHNE AUFGEPRÄGTE DRUCKDIFFERENZ.....	108
ABBILDUNG 9.2 DARSTELLUNG DER DEZENTRALEN LÜFTUNGSGERÄTE A UND B.....	110
ABBILDUNG 9.3: MASSENSTROMANTEILE R UND FRISCHLUFTLUFTGRAD η_{FRISCH} FÜR GERÄT A.....	113
ABBILDUNG 9.4: MASSENSTROMANTEILE R UND FRISCHLUFTLUFTGRAD η_{FRISCH} FÜR GERÄT B	114
ABBILDUNG 9.5: DARSTELLUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ε UND η UND DER GRÖÖE S_{NES} FÜR GERÄT A	117
ABBILDUNG 9.6: DARSTELLUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ε UND η UND DER GRÖÖE S_{NES} FÜR GERÄT	117
ABBILDUNG 9.7: POSITIONIERUNG DER MEBSTELLEN IN DEN VARIANTEN I UND II.....	119
ABBILDUNG 9.8: DARSTELLUNG DER FLUGBAHNEN MASSELOSER TEILCHEN MIT <i>FLOVENT</i>	121
ABBILDUNG 9.9: PROFIL DER LUFTALTER IN DER MITTE DER KLIMAKAMMER.....	122
ABBILDUNG 9.10: STRÖMUNGSPROFIL IN EINER EBENE 5 CM VOR DER SEITENWAND DER KLIMAKAMMER	122
ABBILDUNG 9.11: GESCHWINDIGKEITSVEKTOREN IN DER X-Z-EBENE 1,1 M ÜBER DEM BODEN.....	123
ABBILDUNG 9.12: GESCHWINDIGKEITSVEKTOREN IN DER X-Z-EBENE WENIGE ZENTIMETER ÜBER DEM BODEN. 123	123
ABBILDUNG 9.13: DARSTELLUNG DER POSITIONEN DER STRÖMUNGSSENSOREN AUF DEM MEBRAHMEN.....	125
ABBILDUNG 9.14: GESCHWINDIGKEITSVEKTOREN IN DER EBENE DER ZULUFTÖFFNUNGEN.....	126
ABBILDUNG 9.15: TEMPERATURVERTEILUNG UND RAUMLUFTGESCHWINDIGKEITEN IN DER KLIMAKAMMER FÜR DIE INTERAKTION ZWISCHEN EINEM LÜFTUNGSSYSTEM UND EINER LOKALEN WÄRMEQUELLE.....	127
ABBILDUNG 9.16: RAUMLUFTGESCHWINDIGKEITEN IN DER KLIMAKAMMER OHNE EINWIRKUNG EINER LOKALEN WÄRMEQUELLE	128
ABBILDUNG A3.1: DARSTELLUNG DES FRISCHLUFTVOLUMENS FÜR DEN FALL DER VERDRÄNGUNGSSTRÖMUNG	135
ABBILDUNG A4.1: DARSTELLUNG DER FLUGBAHN EINES LUFTMOLEKÜLS IN RAUM (1)	137
ABBILDUNG A4.2: DARSTELLUNG DER FLUGBAHN EINES LUFTMOLEKÜLS IN RAUM (2)	138
ABBILDUNG A8.1: GAUSSCHE NORMALVERTEILUNG UM DEN MITTELWERT $\mu = Y(\bar{X}, \bar{a})$	147
ABBILDUNG A9.1: ÜBERPRÜFUNG DER TURBULENZABHÄNGIGKEIT EINES SENSORS DER REIHE 006.....	151
ABBILDUNG A9.2: ÜBERPRÜFUNG DER SERIENSTREUUNG AN EINEM ZUSÄTZLICHEN SENSOR DER REIHE 006 ...	152
ABBILDUNG A9.3: VERGLEICHSMESSUNGEN MIT DEM LDA UND DEM STRÖMUNGSSENSOR D1301	152
ABBILDUNG A9.4: ÜBERPRÜFUNG DES SENSORS D1310.....	153
ABBILDUNG A9.5: ÜBERPRÜFUNG DES SENSORS D1311	154
ABBILDUNG A9.6: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUÖVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT A IN STUFE I	156
ABBILDUNG A9.7: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUÖVOLUMENSTROMS EXT8 AN GERÄT A IN STUFE I	156

ABBILDUNG A9.8: TEMPERATURVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ AN GERÄT A IN STUFE I..	157
ABBILDUNG A9.9: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT A IN STUFE V	157
ABBILDUNG A9.10: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 AN GERÄT A IN STUFE V	158
ABBILDUNG A9.11: TEMPERATURVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ AN GERÄT A IN STUFE V	159
ABBILDUNG A9.12: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT A IN STUFE X	159
ABBILDUNG A9.13: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 AN GERÄT A IN STUFE X	160
ABBILDUNG A9.14: TEMPERATURVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ AN GERÄT A IN STUFE X	160
ABBILDUNG A9.15: KONZENTATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT B IN STUFE I.....	161
ABBILDUNG A9.16: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 AN GERÄT B IN STUFE I.....	161
ABBILDUNG A9.17: TEMPERATURVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ AN GERÄT B IN STUFE I	162
ABBILDUNG A9.18: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT B IN STUFE II	163
ABBILDUNG A9.19: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGE INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 AN GERÄT B IN STUFE II.....	164
ABBILDUNG A9.20: TEMPERATURVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ AN GERÄT B IN STUFE II.....	164

Tabellenverzeichnis

TABELLE 4.1: LUFTWECHSELRATEN BEI VERSCHIEDENEN FENSTERSTELLUNGEN	31
TABELLE 8.1: HINTERGRUNDVOLUMENANTEILE UND MAK-GRENZWERTE FÜR DIE WICHTIGSTEN TRACERGASE..	76
TABELLE 9.1: MEBTECHNISCHE EIGENSCHAFTEN DES FLÜGELRADANEMOMETERS LCA6000VA.....	110
TABELLE 9.2: FRISCH- UND FORTLUFTVOLUMENSTRÖME DER GERÄTE A UND B FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTMENGENSTUFEN.	111
TABELLE 9.3: ZULUFTVOLUMENSTRÖME AN BEIDEN SEITEN DES GERÄTS A FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTMENGENSTUFEN.	111
TABELLE 9.4: AUFLISTUNG SÄMTLICHER ERGEBNISSE ZUR LECKAGE- UND KURZSCHLUBVOLUMENSTROMBESTIMMUNG FÜR DIE ANGEGEBENEN LUFTMENGENSTUFEN DER GERÄTE A UND B.	112
TABELLE 9.5: AUFSTELLUNG DER BERECHNETEN ZU- UND ABLUFTVOLUMENSTRÖME DER GERÄTE A UND B...	113
TABELLE 9.6: AUFSTELLUNG DER ERGEBNISSE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ε UND η , DER LEISTUNGS-AUFNAHME P UND DER GRÖÖE SNES IN ABHÄNGIGKEIT DER LUFTMENGENSTUFEN FÜR DIE GERÄTE A UND B.	116
TABELLE 9.7: GEMESSENE LUFTVOLUMENSTRÖME FÜR GERÄT C IN DEN LUFTMENGENSTUFEN I UND II.....	118
TABELLE 9.8: KOORDINATEN DER MEBPUNKTE IN DEN VARIANTEN I UND II.....	119
TABELLE 9.9: ERGEBNISSE ZUR LUFTALTERMESSUNG FÜR DIE GERÄTE A, B UND C.....	120
TABELLE 9.10: ERGEBNISSE ZUR LUFTALTERMESSUNG FÜR GERÄT C	124
TABELLE 9.11: LUFTGESCHWINDIGKEITEN AN DEN ZULUFTÖFFNUNGEN DER GERÄTE A, B UND C.....	125

1. Einleitung und Problemstellung

Die Versorgung eines Gebäudes oder Raums mit Frischluft ist unverzichtbar für das Wohlbefinden und die Gesundheit der Bewohner. Eine ausreichende Lüftung ist ausschlaggebend für den Abtransport von Schadstoffen, Gerüchen und Feuchtigkeit. Die Lüftung beeinflusst aber auch in größer werdenden Maße den Gebäudewärmehaushalt, denn durch die Reduzierung der Transmissionswärmeverluste steigt der Anteil der Lüftungswärmeverluste an den Gesamtwärmeverlusten. Unter diesem Gesichtspunkt sollte sie eher minimiert werden.

Ein Großteil der Lüftung erfolgt immer noch über die Fensterlüftung oder unkontrolliert über Undichtigkeiten in der Gebäudehülle, was gerade im Winter zu enormen Wärmeverlusten führen und auch erhebliche Bauschäden nach sich ziehen kann. Daher wird heutzutage einerseits auf eine möglichst dichte Gebäudehülle geachtet und andererseits versucht, die Fensterlüftung nur als Stoßlüftung einzusetzen oder ganz auf eine mechanische Lüftung überzugehen mit dem Vorteil des kontrollierten Lüftens.

Bei der mechanischen Lüftung wird zwischen zentralen und dezentralen Lüftungsgeräten mit oder ohne Wärmerückgewinnung unterschieden. Die Volumenströme sind meist einstellbar, wodurch ein übermäßiger Luftaustausch und damit einhergehende unnötige Wärmeverluste vermieden werden. Allein durch die Reduzierung des Luftwechsels auf den notwendigen Mindestluftaustausch lassen sich die Lüftungswärmeverluste erheblich vermindern. Im Zusammenhang mit der Wärmerückgewinnung können weitere Einsparungen erzielt werden. Geräte mit Wärmerückgewinnung nutzen zusätzlich die Wärme der Abluft, um die kalte Zuluft vorzuwärmen.

Für den wirksamen Einsatz eines Raumlüftungsgerätes muß zusätzlich zur Energieeinsparung eine effiziente Auslüftung des Raums gewährleistet sein. Bei falschem Einbau können Kurzschlußströme entstehen, die verhindern, daß der Raum vollständig ausgelüftet wird und daß Bereiche existieren, in denen sich die verbrauchte Luft sammelt. Zusätzlich können die Raumlüftströmungen durch versperrende Hindernisse gestört und somit völlig verändert werden. Dies kann zu einer lokalen Verschlechterung der Raumlüftqualität führen.

2. Zielsetzung und Übersicht

In der hier vorgelegten Diplomarbeit „Messungen zum Lüftungs- und wärmetechnischen Verhalten an Raumlüftungsgeräten und in Räumen – Vergleich mit Simulationen“ werden die meßtechnischen Verfahren, mit denen in der Praxis verfügbare Lüftungsgeräte vermessen werden können, erläutert und eingesetzt. Hierzu ist ein Versuchsmeßstand, im weiteren Verlauf Klimakammer genannt, errichtet worden, der die Untersuchung dezentraler Lüftungsgeräte unter Variation von Randbedingungen ermöglicht. Die Messungen sollen nicht nur Aufschlüsse über die Kennzahlen eines Lüftungsgerätes, sondern auch über die von dem Lüftungsgerät erzeugten Raumluftströmungen und somit der Versorgung mit Frischluft geben. Als Konsequenz lassen sich Verbesserungen im Hinblick auf den Einbauort oder sonstige Einflußgrößen angeben. Parallel dazu wurden numerische Simulationen der Strömungs- und Temperaturverläufe in der Klimakammer mit dem CFD-Programm *Flovent* durchgeführt (CFD = Computational Fluid Dynamics). Man erhält dadurch einerseits Anhaltspunkte, bei welchen Randbedingungen der Programmberechnungen Übereinstimmung zwischen Messungen und Simulationsergebnissen erzielt werden. Andererseits kann man bei entsprechender Realitätsnähe der rechnerischen Randbedingungen aufwendige Messungen einsparen und statt dessen Simulationsergebnisse des Programms nutzen. Zudem können die Meßreihen auf solche Fälle ausgedehnt werden, die mit der Klimakammer nicht verwirklicht werden können, wie z.B. Wintertage mit extremen Differenzen zwischen Innen- und Außenlufttemperatur. Die Ziele der Arbeit sind somit die Beschreibung und meßtechnische Ermittlung wichtiger Kenngrößen von Raumlüftungsgeräten sowie die experimentelle Bestimmung und rechnerische Erfassung der durch sie bewirkten Raumluftströmungen.

Die verschiedenen Möglichkeiten zur Wärmeübertragung, die als Grundlage zur Berechnung des Gebäudewärmehaushalts dienen, werden in Kapitel 3 beschrieben. Zudem wird auf Faktoren eingegangen, die mitentscheidend zur Beurteilung der Raumluftqualität sind.

Kapitel 4 erläutert die Unterschiede und die Vor- und Nachteile von freier und mechanischer Lüftung. Im Anschluß daran werden die Lüftungssysteme spezifiziert, die in dieser Diplomarbeit untersucht werden.

In Kapitel 5 werden die physikalischen Größen zur Ermittlung der Belüftungsqualität eingeführt. Hierzu gehören die Luftwechselzahl, das Raumluftalter und die Lüftungseffektivität. Darüber hinaus werden allgemeine Aussagen zu den Geschwindigkeits- und Temperaturfeldern in Räumen gemacht

Die Untersuchungen zur Gerätequalität beinhalten die Ermittlung von Leckagevolumenströmen innerhalb der Geräte, des Frischluftgrads, der Rückwärmezahlen und des „Specific Net Energy Saving“. Die Aufstellung dieser Größen ist Thema von Kapitel 6.

Die theoretischen Grundlagen der Strömungslehre werden anhand eines kurzen Überblicks über die Bilanzgleichungen in Kapitel 7 beschrieben. Mit einfachen Modellvorstellungen werden in einem weiteren Abschnitt Formeln hergeleitet, um den Zuluftvolumenstrom bei freier Lüftung durch eine Wandöffnung zu ermitteln. In einem Beispiel werden die Ergebnisse dieses Modells mit den Resultaten von *Flovent* verglichen. Des weiteren werden die Berechnungsverfahren des CFD-Programms kurz erläutert.

Der Aufbau der Klimakammer, die meßtechnischen Methoden und die Meßwerterfassung sind der Inhalt von Kapitel 8. Zu den beschriebenen Verfahren zählt das Indikatorgasverfahren zur Bestimmung der Leckagevolumenströme und des Luftalters, die Strömungs- und die Temperaturmeßtechnik. Die Unterkapitel zur Meßwerterfassung beinhalten die Beschreibung der zur Datenaufnahme und -verarbeitung notwendigen Hard- und Software.

Die Meßergebnisse werden schließlich in Kapitel 9 vorgestellt und erläutert.

3. Grundlagen

3.1 Gebäudewärmehaushalt

Zur Berechnung des Gebäudewärmehaushalts sind Kenntnisse über den Wärmetransport durch Wände, Fenster oder Lüftungsöffnungen nötig. Drei verschiedene Möglichkeiten des Wärmetransports werden im folgenden kurz erläutert.

Die Wärmeleitung umfaßt den Vorgang des Wärmetransports durch inelastische Stöße der Moleküle in der Leitungssubstanz. Diese folgen aus der ungeordneten thermischen Bewegung der Atome oder Moleküle. Eine Energiedifferenz wird durch Stöße zwischen den Atomen oder Molekülen abgebaut, bis überall die mittlere thermische Energie gleich ist. Dies macht sich makroskopisch als einheitliche Temperatur bemerkbar.

Die durch Wärmeleitung transportierte Wärmestromdichte läßt sich nach folgender Formel berechnen:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (3.1)$$

mit \dot{q} : Wärmestromdichte in W/m^2 ,
 λ : Wärmeleitfähigkeit in $\text{W}/(\text{mK})$,
T: Temperatur in K.

Diese Gleichung wird als Fouriergesetz bezeichnet. Durch das Minuszeichen wird berücksichtigt, daß Wärme immer in Richtung des Temperaturgefälles strömt.

Eine zweite Möglichkeit der Wärmeübertragung ist die Wärmekonvektion. Sie beschreibt den Wärmetransport durch die Bewegung eines Fluids, d.h. durch Mitnahme von Wärme in einem Massenstrom. Dabei wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden.

Bei freier Konvektion wird der Massenstrom durch Temperatur- und damit Dichteunterschiede im Fluid hervorgerufen. Dieser Effekt tritt z. B. in der Umgebung einer heißen Herdplatte auf. Abbildung 3.1 zeigt das Ergebnis einer Berechnung mit dem Programm *Flovent*. Im linken Bild ist der gesamte Raum (jeweils 5 m Seitenlänge) mit dem Herd (0,6 m x 0,6 m x 1,4 m) und obenauf die Herdplatte zu sehen, die auf einer konstanten Temperatur von 100 °C gehalten wird. Auf weitere Ausstattungsgegenstände wurde zu Gunsten einer besseren Übersicht verzichtet. Im mittleren Bild ist das Geschwindigkeitsfeld über der Herdplatte in Vektordarstellung wiedergegeben. Die Luft über der Herdplatte wird erwärmt und strömt wegen ihrer geringeren Dichte nach oben. Von den Seiten fließt kühlere Luft nach.

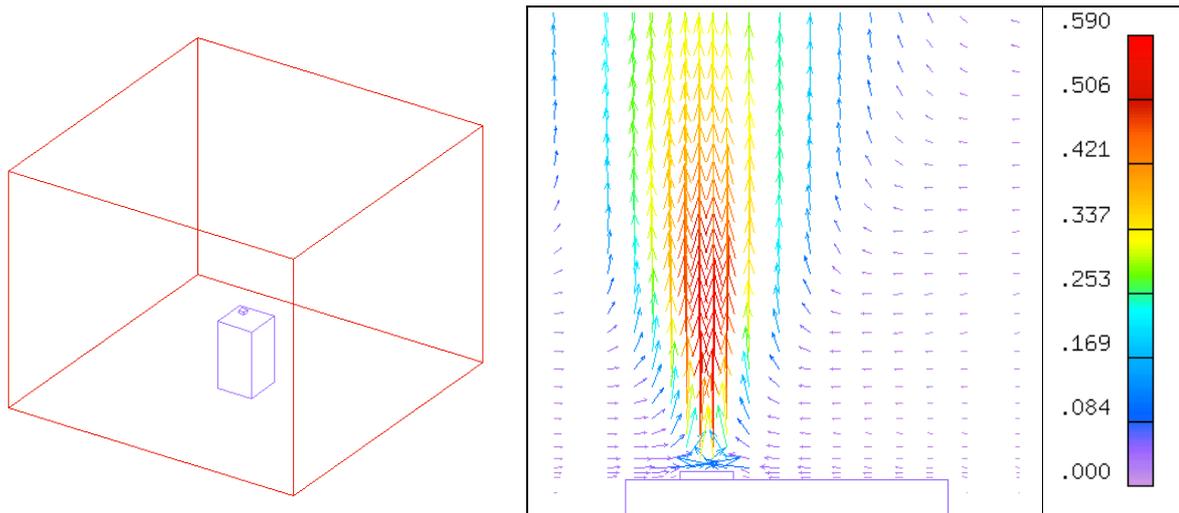


ABBILDUNG 3.1: DARSTELLUNG DER RAUMGEOMETRIE UND DER STRÖMUNGSBEDINGUNGEN ÜBER EINER HERDPLATTE IN *FLOVENT*. DIE LUFTGESCHWINDIGKEIT WIRD DURCH DIE LÄNGE UND FARBEN DER VEKTOREN WIEDERGEgeben. ROT STEHT FÜR HOHE GESCHWINDIGKEITEN, WÄHREND BLAU NIEDRIGEN GESCHWINDIGKEITEN ENTSpricht. DIES IST AUCH DER FARBSKALA GANZ RECHTS ZU ENTNEHMEN. SIE ORDNET DIE FARBEN DER VEKTOREN DEN ENTSPRECHENDEN GESCHWINDIGKEITEN ZU.

Bei erzwungener Konvektion wird der Massenstrom durch Ventilatoren oder andere Fördereinrichtungen aufrecht erhalten.

Die Wärmestromdichte, die durch Konvektion übertragen wird, wird proportional zur Temperaturdifferenz ΔT angesetzt:

$$\dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \quad (3.2)$$

mit α : Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2K)$,
 ΔT : Temperaturdifferenz in K.

Der Kehrwert des Wärmeübergangskoeffizienten $1/\alpha$ wird als Wärmeübergangswiderstand bezeichnet.

Die Kombination von Wärmeleitungs- und Wärmeübergangsvorgängen nennt man Wärmedurchgang. Die Wärmestromdichte berechnet sich nach der Formel:

$$\dot{q} = k \cdot \Delta T \quad (3.3)$$

mit $\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{L_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}$,

k : Wärmedurchgangskoeffizient in $W/(m^2K)$,
 L_i : Dicke der Schicht i in m,
 α_1 : Äußerer Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2K)$,
 α_2 : Innerer Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2K)$.

Dabei ist k der Wärmedurchgangskoeffizient. Der Kehrwert $1/k$ läßt sich als Wärmedurchgangswiderstand deuten, wobei bei einem mehrschichtigen Wandaufbau die Einzelwiderstände zu einem Gesamtwiderstand addiert werden.

Transmissionswärmeverluste eines Gebäudes entstehen durch den Wärmedurchgang durch alle Komponenten der Gebäudehüllfläche und setzen sich aus der Wärmeleitung durch alle

opaken und transparenten Bauteile und den Wärmeübergängen Umgebung – Bauteil und Bauteil – Innenraum zusammen.

Eine dritte Variante der Wärmeübertragung geschieht mittels Temperaturstrahlung. Das Besondere daran ist, daß kein Übertragungsmedium benötigt wird. Der Wärmetransport findet somit auch im Vakuum statt.

Jeder Körper, der eine von null Kelvin verschiedene Temperatur besitzt, gibt Energie in Form von elektromagnetischer Strahlung ab. Die ausgesandte Wärmestromdichte ist gegeben durch:

$$\dot{q} = \varepsilon(T) \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (3.4)$$

mit $\varepsilon(T)$: Emissionsgrad in Abhängigkeit der Temperatur,
 σ : Stefan-Boltzmann-Konstante = $(5,67051 \pm 0,00019) \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$.

Der Emissionsgrad ist eine dimensionslose Größe, der die spezifische Ausstrahlung einer Quelle in Bezug auf die eines schwarzen Körpers angibt. Der schwarze Körper ist ein idealer Strahler, d.h. er besitzt einen Emissionsgrad von eins und legt so den Maximalwert von abgegebener Wärmemenge durch Strahlung fest. Alle anderen Körper haben einen Emissionsgrad kleiner als eins. Dieser ist abhängig von der Temperatur, vom Material und auch von der Oberflächenbeschaffenheit, wie z.B. der Rauigkeit.

Mit den oben aufgeführten Formeln lassen sich Transmissionswärmeverluste sowie Verluste bzw. Gewinne durch Temperaturstrahlung bestimmen. Unberücksichtigt blieben bisher die Wärmeverluste aufgrund von Stoffströmen durch die Gebäudehülle wie z.B. infolge von Infiltration/Exfiltration durch Undichtheiten oder durch mechanische bzw. freie Lüftung. Diese Wärmeverluste sind proportional zur Temperaturdifferenz und zum Massenstrom, der gefördert wird:

$$\dot{q} = c_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

mit c_p : spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kgK})$,
 \dot{m} : Massenstromdichte in $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Somit lassen sich sämtliche Wärmeverluste bzw. -gewinne eines Raums oder Gebäudes durch eine Integration über die Gebäudehüllfläche bestimmen. Eine Übersicht über die auftretenden Wärmeverluste oder -gewinne gibt Abbildung 3.2. Für den Fall, daß die Außenlufttemperatur niedriger als die Raumlufttemperatur ist, stehen die Verluste auf der linken Seite der Gleichung:

$$\dot{Q}_{Trans} + \dot{Q}_{Lüft} = \dot{Q}_{Sol} + \dot{Q}_{Int} + \dot{Q}_{Heiz} \quad (3.6)$$

mit \dot{Q} : Wärmestrom in W.

Der Heizwärmebedarf Q_{Heiz} eines Gebäudes berechnet sich dementsprechend aus der Differenz der Wärmeverluste $Q_{Trans} + Q_{Lüft}$ und der Wärmegewinne $Q_{Sol} + Q_{Int}$. Der Heizenergiebedarf $Q_{Heizenergie}$ eines Gebäudes ist definiert als:

$$Q_{Heizenergie} = \frac{Q_{Heiz}}{\eta_{Heizung}} \quad (3.7)$$

mit $\eta_{Heizung}$: Wirkungsgrad der Heizungsanlage.

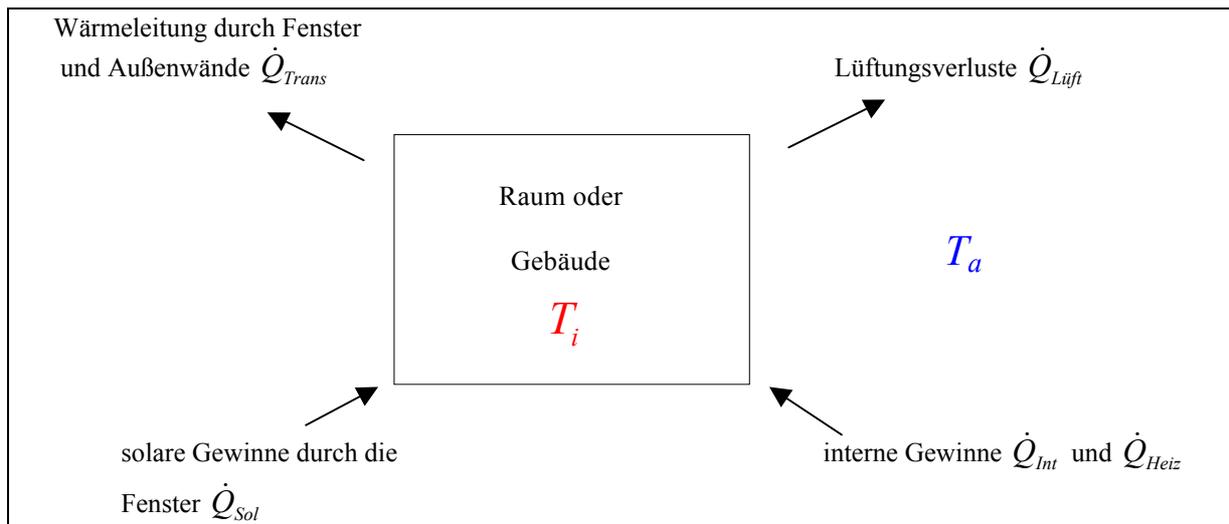


ABBILDUNG 3.2: WÄRMETRANSPORTVORGÄNGE IN EINEM RAUM ODER GEBÄUDE FÜR DEN FALL, DAß $T_A < T_i$ GILT. WÄRMEGEWINNE SIND MIT PFEILEN IN RICHTUNG DES RAUMS ODER GEBÄUDES DARGESTELLT, WÄRMEVERLUSTE MIT PFEILEN IN GEGENRICHTUNG.

Der Heizenergiebedarf macht etwa 75 % des gesamten Energieverbrauchs eines Gebäudes aus. Der mittlere Heizenergiebedarf des derzeitigen Wohnhausbestands liegt bei 210 kWh/(m²a) in den alten Bundesländern und bei 270 kWh/(m²a) in den neuen Bundesländern [5]. Eine Verringerung des Heizenergiebedarfs bzw. auch des Heizwärmebedarfs, und da insbesondere eine Verringerung der Lüftungswärmeverluste, stellt somit die wirksamste Maßnahme zur Senkung des Gesamtenergiebedarfs dar.

Um eine Energieeinsparung beim Endenergieverbrauch zu erzielen, wurde vom Gesetzgeber die Wärmeschutzverordnung (WSVO) verabschiedet [1]. Die letzte Novellierung trat am 1. Januar 1995 in Kraft. Für neu zu errichtende Gebäude, die mehr als zwei Vollgeschosse oder mehr als drei Wohneinheiten umfassen, gibt die WSVO einen Wert von 100 kWh/(m²a) für den maximalen Jahres-Heizwärmebedarf vor.

In einer nächsten Phase wird im Februar 2002 mit Einführung der Energieeinsparverordnung dieser Wert mit 75 kWh/(m²a) nochmals niedriger angesetzt [2].

3.2 Raumlufqualität

Die Lüftung eines Raumes oder Gebäudes soll für eine ausreichende Qualität der Raumluf sorgen. Dazu gehört u. a. die Betrachtung folgender qualitätsbestimmender Faktoren:

- Schadstoffbelastung,
- Wasserdampfgehalt,
- Raumlufemperatur,
- Raumlufgeschwindigkeit.

Die in den letzten beiden Punkten aufgeführten Faktoren werden in dem Kapitel 5.4 näher erläutert, da sie zu den Meßgrößen gehören, während die beiden ersten Faktoren in den folgenden Kapiteln kurz Erwähnung finden.

3.2.1 Schadstoffbelastung

Die Schadstoffbelastung eines Raumes wird nach Pettenkofer durch den CO_2 -Gehalt bestimmt [3]. Sogenannte „schlechte Luft“ hat als Grund nicht, wie oft angenommen, Sauerstoffmangel, sondern eine zu hohe Konzentration an CO_2 . CO_2 liegt in der Außenluft in einer Konzentration von durchschnittlich 0,036 Volumenprozent, umgerechnet 360 ppm (Vol) vor. Innerhalb geschlossener Räume sollten 1000 ppm nicht überschritten werden. Eine höhere Konzentration ist nicht unmittelbar gesundheitsgefährdend, kann aber zu Konzentrationschwäche, Müdigkeit und Kopfschmerzen führen. Einen Anhaltspunkt, welcher Luftwechsel notwendig ist, um den hygienischen Mindeststandard der Raumluft in Bezug auf die CO_2 -Konzentration zu erhalten, gibt die nachfolgende Abbildung 3.3.

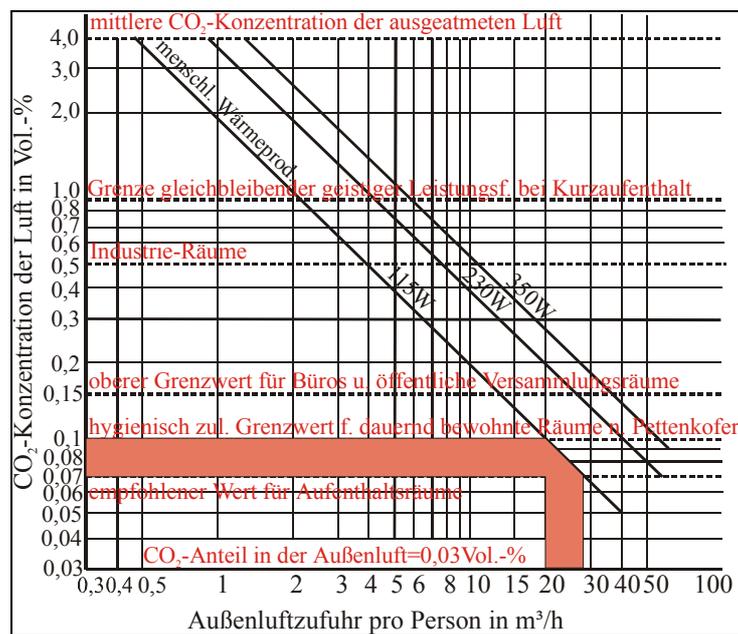


ABBILDUNG 3.3: EMPFOHLENER RAUMLUFTWECHSEL IN ABHÄNGIGKEIT DER MENSCHLICHEN WÄRMEPRODUKTION UND DER ZULÄSSIGEN CO_2 -KONZENTRATION IM RAUM.

Demnach ist ein personenbezogener Luftwechsel von etwa $30 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer menschlichen Wärmeleistung von 115 W völlig ausreichend, um die CO_2 -Konzentration im Raum innerhalb des hygienisch zulässigen Grenzwertes zu halten. Dieser Luftwechselwert läßt sich anhand einer einfachen Rechnung herleiten. Ausgehend von einem Raum mit beliebigem Volumen V_R und einer Belegung mit einer Person, deren Atemzugvolumen in Ruhe durchschnittlich 7 l/min beträgt und die bei jedem Atemzug $5,6 \text{ Vol.-% CO}_2$ ausstößt, erhält man einen notwendigen Zuluftvolumenstrom von etwa $37 \text{ m}^3/\text{h}$, um die Grenze von 1000 ppm CO_2 -Gehalt in der Raumluft nicht zu überschreiten [4]. Diese Berechnung ist in Anhang A1 ausführlich beschrieben.

Außer CO_2 zählen auch andere Gase wie z. B. CO , SO_2 , NO_2 , NO_x , O_3 , Radon, Formaldehyd und Kohlenwasserstoffe sowie Aerosole – dazu gehören anorganische und organische Stäube und Gerüche aus menschlicher, tierischer oder pflanzlicher Produktion – zu den unbelebten Verunreinigungen.

Daneben existieren die belebten Verunreinigungen wie z. B. Viren, Bakterien, Milben oder Pilzsporen.

3.2.2 Wasserdampfgehalt

Der Wasserdampfgehalt ist eine weitere Kenngröße der Raumluftqualität. Eine zu hohe Luftfeuchtigkeit führt beim Menschen vor allem bei hohen Temperaturen zu gesundheitlichen Problemen, wie zum Beispiel Kreislaufbeschwerden, da die Wärmeabgabe durch das Schwitzen erschwert wird und somit der Wärmehaushalt gestört wird. Zudem fühlen sich unter diesen Bedingungen Allergieauslöser wie Pilze und Milben besonders wohl.

Im Gegensatz dazu verursacht eine zu geringe Luftfeuchtigkeit beim Menschen trockene Schleimhäute, was den natürlichen Schutz gegen das Eindringen von Krankheitserregern vermindern kann. Unangenehme Nebenerscheinung ist die stärkere elektrostatische Aufladung.

Für die Bausubstanz sind geringe Luftfeuchtigkeiten nicht schädlich, hohe Luftfeuchtigkeiten können dagegen zu Schimmelbildung und/oder Kondensation in Bauteilen führen. Feuchteschäden innerhalb von Räumen haben meist folgende Ursachen:

- lokale Absenkungen der Wand- oder Deckenoberflächentemperatur infolge schlechter Isolation bzw. Wärmebrücken,
- außergewöhnlich hohe Feuchteemissionen z.B. durch Duschen oder Waschen,
- abgesenkte Raumlufttemperaturen wegen unzureichender Beheizung,
- sehr dichte Räume im Zusammenhang mit einem geringen Luftaustausch.

Um diese Negativerscheinungen zu vermeiden, werden Grenzen angegeben, innerhalb derer sich der Wasserdampfgehalt der Raumluft bewegen sollte. Empfohlen wird eine relative Luftfeuchtigkeit zwischen 35 % und 60 %. Die Abbildung 3.4 zeigt den für die Raumluft empfohlenen Zustand im h-x-Diagramm von Mollier als markierten Bereich [5].

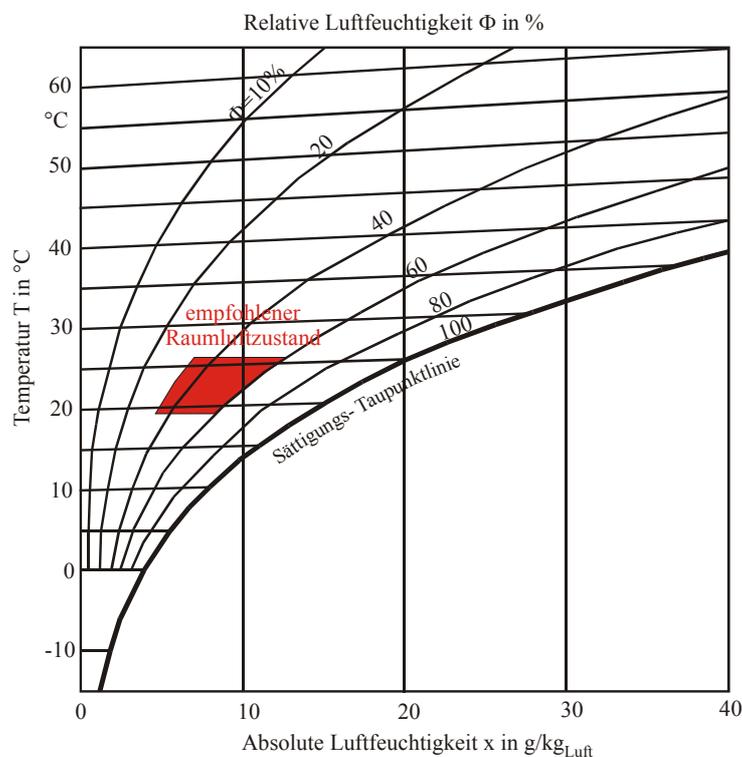


ABBILDUNG 3.4: DER ROTE BEREICH KENNZEICHNET DEN EMPFOHLENE RAUMLUFTZUSTAND IN BEZUG AUF DIE RELATIVE LUFTFEUCHTIGKEIT UND DER TEMPERATUR IM H-X- DIAGRAMM VON MOLLIER.

Damit diese Grenzen eingehalten werden, muß ein kontinuierlicher und effektiver Wasserdampftransport gewährleistet sein. Dieser Transport erfolgt über zwei Wege.

Zum einen über die natürliche oder maschinelle Lüftung und zum anderen über die Wasserdampfdiffusion durch Wände. Allerdings ist der zuletzt genannte Beitrag im Verhältnis zum Gesamttransport vernachlässigbar klein.

Der größte Teil des Wasserdampftransports geschieht somit über die Lüftung. Der gewünschte Wasserdampfgehalt der Raumluft muß über diese Lüftung eingeregelt werden.

4. Lüftungsarten

Im den folgenden Abschnitten werden verschiedene Arten des Luftaustauschs vorgestellt. Er wird in „freie Lüftung“ und mechanische Lüftung unterteilt (s. Abbildung 4.1). Zur freien Lüftung zählen u. a. durch Leckagen in der Gebäudehüllfläche verursachte Infiltrations- und Exfiltrationsvolumenströme.

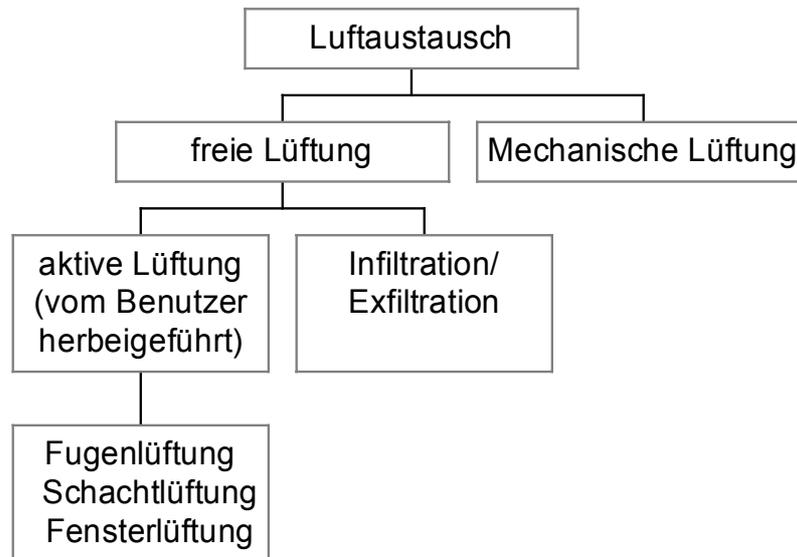


ABBILDUNG 4.1: GLIEDERUNG DES LUFTAUSTAUSCHS IN EINEM RAUM ODER GEBÄUDE IN FREIE UND MECHANISCHE LÜFTUNG.

4.1 Freie Lüftung

Unter dem Begriff freie Lüftung oder auch „natürliche Lüftung“ versteht man den Luftaustausch, der allein durch Druckunterschiede an einer Gebäudehülle infolge einer Temperaturdifferenz oder durch ein Windfeld entsteht. In Abbildung 4.2 sind zur Verdeutlichung die Druckverhältnisse und die daraus resultierenden Strömungen für einen geheizten Raum im Winter – d. h. die Raumlufttemperatur ist höher als die Außenlufttemperatur – bei geöffnetem Fenster dargestellt.

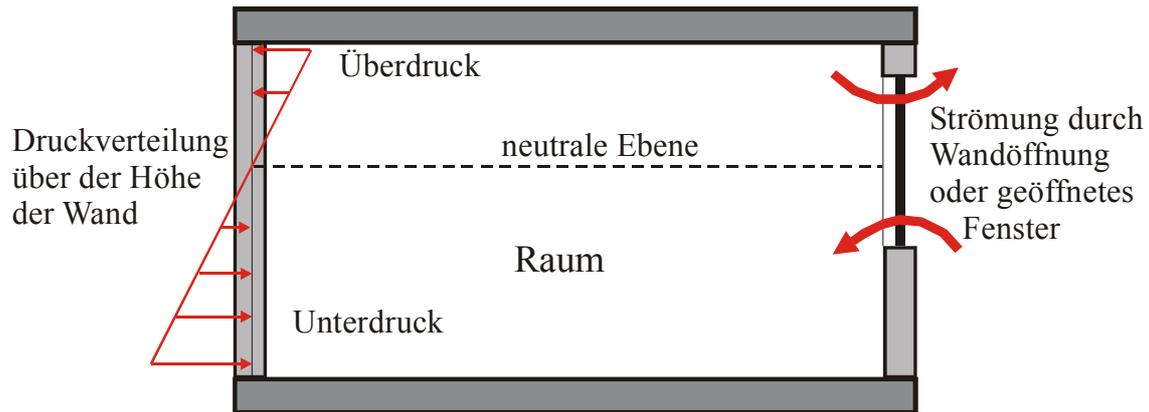


ABBILDUNG 4.2: DRUCKVERHÄLTNISSE IN EINEM BEHEIZTEN RAUM IM WINTER UND DIE DARAUS RESULTIERENDEN LUFTSTRÖMUNGEN DURCH ÖFFNUNGEN [5].

Die auftretenden Luftströmungen sind rechts im Bild erkennbar. Die warme Luft des Raumes entweicht im oberen Teil der Fenster- oder Wandöffnung, während die kalte Zuluft im unteren Teil einströmt. Die Höhe im Raum, in der keine Druckdifferenz vorliegt, die Höhe der sogenannten neutralen Ebene ($\Delta p = 0$), ist hier näherungsweise in der Mitte der Öffnung eingezeichnet worden. Wie sich durch eine Rechnung nachprüfen lässt (siehe Anhang A7), befindet sich dieser Punkt etwas unterhalb der Mitte. Er ist abhängig vom Dichteverhältnis zwischen Außen- und Raumluft.

Drei Arten der freien Lüftung werden unterschieden:

- Fugenlüftung (Infiltration/Exfiltration),
- Schachtlüftung,
- Fensterlüftung.

Fugenlüftung tritt durch Undichtheiten im Fensterbereich oder allgemein der Gebäudehülle auf. Sie kann für die Bausubstanz schädlich sein, wenn warme Raumluft durch diese Öffnungen nach außen gelangt und sich bei der Abkühlung im Mauerwerk Kondensat bildet. Des Weiteren können unangenehme Zuglufterscheinungen auftreten.

Der Anteil der Fugenlüftung an der Gesamtlüftung sollte möglichst gering sein. Die allein durch Fugenlüftung auftretende Luftwechselrate (siehe Abschnitt 5.1) sollte einen Wert von $0,1 \text{ h}^{-1}$ nicht überschreiten. Für undichte Gebäudehüllen kann dieser Wert allerdings im Jahresmittel bei $0,8 \text{ h}^{-1}$ oder noch höher liegen.

Schachtlüftung wird z.B. dort verwendet, wo belastete Räume nicht an eine Außenwand grenzen und somit die Räume nicht durch eine Öffnung in der Außenwand zu belüften sind.

Die Schachtlüftung beruht auf dem Effekt, daß der Auftrieb der warmen Raumluft proportional zur Höhe des Schachts ist. Allerdings kann diese Art der Lüftung in den Sommermonaten problematisch werden. Wenn die Außenlufttemperatur über der Raumlufttemperatur liegt, dringt Luft aus den Abluftschächten in die belasteten Räume und weiter in angrenzende Räume.

Die Fensterlüftung ist eine weitverbreitete und vorteilhafte Möglichkeit zur freien Lüftung. Man kann den Zeitpunkt der Lüftung selbst bestimmen und durch den relativ großen Öffnungsquerschnitt erreicht man ausreichende Luftwechselraten.

Häufig entstehen allerdings auch unerwünscht hohe Luftwechselraten und somit unnötige Lüftungswärmeverluste. Der Luftwechsel bei Fensterlüftung ist stark von der Stellung des Fensters abhängig. Die ungefähren Werte der Luftwechselrate in Abhängigkeit von der Fensterstellung sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Stellung des Fensters	Luftwechselrate in h^{-1}
Fenster gekippt, Rolladen zu	0,3 – 1,5
Fenster gekippt, kein Rolladen	0,8 – 4,0
Fenster halb geöffnet	5 – 10
Fenster ganz geöffnet	9 – 15

TABELLE 4.1: LUFTWECHSELRATEN BEI VERSCHIEDENEN FENSTERSTELLUNGEN [5].

Die Lüftungswärmeverluste können durch Stoßlüftung – d.h. kurzes, aber intensives Lüften – im Vergleich zur Dauerlüftung in Kippstellung etwas verringert werden. Diese Methode eignet sich jedoch offensichtlich nicht während der Nacht in Schlafräumen.

4.2 Mechanische Lüftung

Neben der freien Lüftung, die über natürliche, variierende Druckdifferenzen angetrieben und aufrechterhalten wird und somit schlecht einschätzbar ist, besteht die Möglichkeit der mechanischen Lüftung. Der entscheidende Vorteil im Gegensatz zur freien Lüftung ist, daß die Anlage je nach Bedarf betrieben werden kann und der Luftaustausch kontrollierbar ist. Der benötigte Druckunterschied wird dabei maschinell durch Ventilatoren erzeugt.

Mechanische Lüftungsgeräte werden in verschiedenen Konfigurationen eingesetzt. Sie können so betrieben werden, daß im zu belüftenden Raum mit nur einem Ventilator ein Unterdruck erzeugt wird und die nachströmende Luft aus den umgebenden Räumen oder von außen durch vorhandene Leckagen oder durch dafür vorgesehene Lüftungsöffnungen eindringen kann. Andererseits können sowohl die Zuluft- als auch die Abluftöffnungen mit Ventilatoren versehen sein, was aber seltener der Fall ist. Unterschiede bestehen auch zwischen zentralen Anlagen für vollständige Wohneinheiten und dezentralen Lüftungsgeräten für einzelne Räume. Dezentrale Geräte werden meistens in Problemzonen installiert, d. h. in Räumen mit großen Schadstoffquellen oder hohem Feuchtigkeitsgehalt.

Raumlüftungsgeräte sorgen durch eine konstante Luftwechselrate für hygienische Luftzustände. Um die Lüftungswärmeverluste vor allem im Winter so gering wie möglich zu halten, wurden Geräte entwickelt, die die Wärme der Abluft nutzen, um die kältere Zuluft vorzuwärmen. Dazu werden die beiden Volumenströme in einem Wärmeaustauscher aneinander vorbeigeführt. Geräte dieser Art bezeichnet man als Raumlüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung.

Einen allgemeinen Überblick über die Möglichkeiten der Wohnungslüftung gibt Abbildung 4.3:

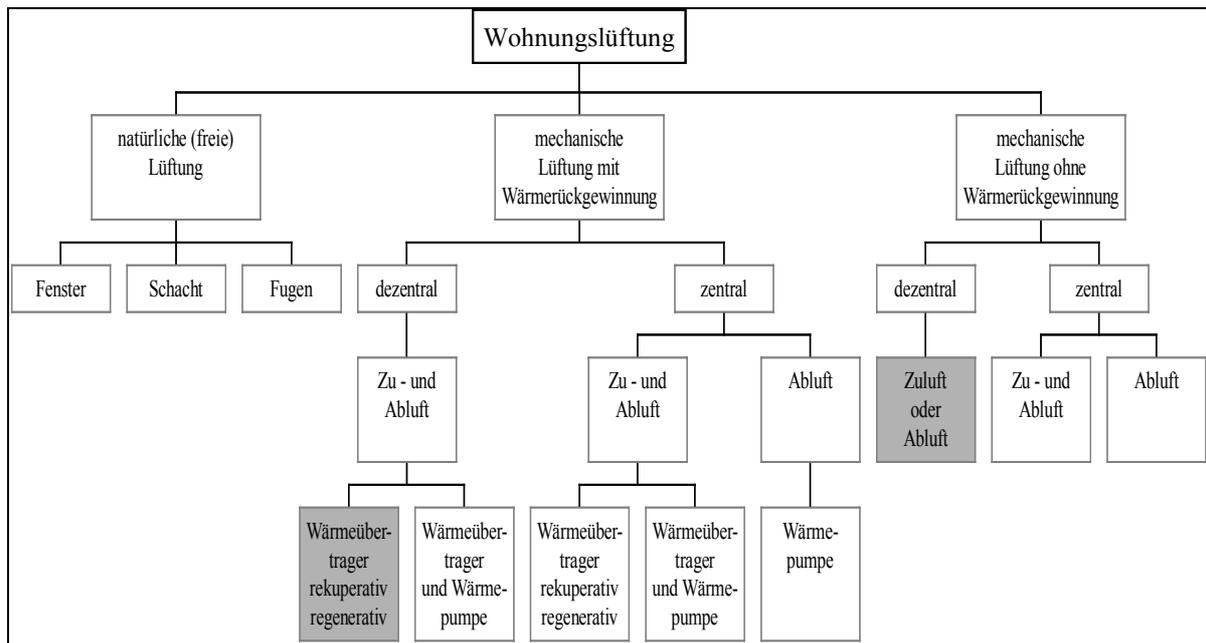


ABBILDUNG 4.3: DARSTELLUNG UNTERSCHIEDLICHER WOHNUNGSLÜFTUNGSSYSTEME [6]. DIE GRAU MARKIERTEN FELDER KENNZEICHNEN DIEJENIGEN SYSTEME, DIE IN DIESER DIPLOMARBEIT UNTERSUCHT WERDEN.

In dieser Diplomarbeit werden ausschließlich **dezentrale** Raumlüftungsgeräte mit und ohne Wärmerückgewinnungseinheit untersucht. Die Vorteile dieser Geräte sind offensichtlich:

- Die Geräte eignen sich besonders für Gebäudesanierungen, da sie kein Kanalsystem benötigen.
- Die Lüftung von nur einem Raum bringt Vorteile, da die Ausbreitung von Schadstoffen in Nachbarräume besser unterbunden wird als im Falle einer zentralen Lüftung.
- Die Unabhängigkeit der Belüftung einzelner Räume von der anderer ermöglicht bedarfsgerechte Lösungen.
- Eine Schallübertragung zwischen verschiedenen Räumen durch eine Lüftungsanlage ist ausgeschlossen.

Entsprechende Geräte sollten folgende Anforderungen erfüllen:

- Im Hinblick auf die Energieeinsparung ist eine hohe Rückwärmezahl, d.h. eine effiziente Wärmerückgewinnung, nötig.
- Die volumenstromspezifische elektrische Aufnahmeleistung des Ventilators muß klein sein.
- Die Auslüftung der Räume soll wirksam sein und zugleich frei von Zuglufterscheinungen erfolgen.
- Die Eigengeräusche der Geräte müssen so niedrig wie möglich gehalten werden und außerdem ist zu verhindern, daß Lärm von außen ins Gebäude dringt.
- Der Volumenstrom soll möglichst unabhängig von den Außenbedingungen wie Windanströmung und Außenlufttemperatur sein.

Je niedriger die Transmissionswärmeverluste eines Gebäudes sind, desto höher werden die Anteile der Heizwärmebereitstellung durch Wärmerückgewinnung und um so mehr lohnt sich die Anschaffung eines solchen Gerätes. Bei einem Niedrigenergiehaus kann mit einem Lüftungsgerät mit Wärmerückgewinnung ein Großteil des Heizwärmebedarfs eingespart werden.

Um eine solche Anlage effizient betreiben zu können, muß eine möglichst hohe Luftdichtheit des Gebäudes gewährleistet sein. Nur so können unkontrollierte Lüftungswärmeverluste ohne Wärmerückgewinnung vermieden werden. Dies ist bei Neubauten künftig Pflicht [7]. Bei der Sanierung von Altbauten sind die konstruktiv möglichen Maßnahmen zwar beschränkt, Detailverbesserungen jedoch unbedingt anzustreben.

5. Kenngrößen zur Belüftungsqualität

5.1 Dichtigkeit der Gebäudehülle

Die Größe, die die Dichtigkeit der Gebäudehülle kennzeichnet, ist die Luftwechselzahl n in h^{-1} . Sie gibt das Luftvolumen an, das durch einen vorgegebenen Zuluftvolumenstrom pro Stunde ausgetauscht wird. Dabei muß beachtet werden, daß dieser Infiltrationsvolumenstrom nur durch Leckagen und nicht durch evtl. absichtlich vorhandene Lüftungsöffnungen zustande kommt. Die Luftwechselzahl ist allgemein gegeben durch folgende Gleichung:

$$n = \frac{\dot{V}}{V} \quad (5.1)$$

mit n : Luftwechselzahl in $1/\text{h}$,
 V : austauschbares Luftvolumen in m^3 ,
 \dot{V} : Volumenstrom in m^3/h .

Abbildung 5.1 zeigt auf, wie sehr Infiltrationsvolumenströme die Wärmerückgewinnung eines Lüftungsgerätes beeinflussen und je nach Anteil der Leckagevolumenströme am Gesamtvolumenstrom zu einer deutlich niedrigeren Rückwärmezahl führen (s. Kapitel 6.3):

$$\varepsilon_{\text{effektiv}} = \frac{\varepsilon_{\text{WRG}}}{1 + \frac{n_{\text{inf}}}{n_{\text{WRG}}}} \quad (5.2)$$

mit $\varepsilon_{\text{effektiv}}$: effektive Rückwärmezahl,
 ε_{WRG} : nominelle Rückwärmezahl des Lüftungsgeräts,
 n_{inf} : durch Infiltrationen hervorgerufene Luftwechselzahl in $1/\text{h}$,
 n_{WRG} : durch das Lüftungsgerät hervorgerufene Luftwechselzahl in $1/\text{h}$.

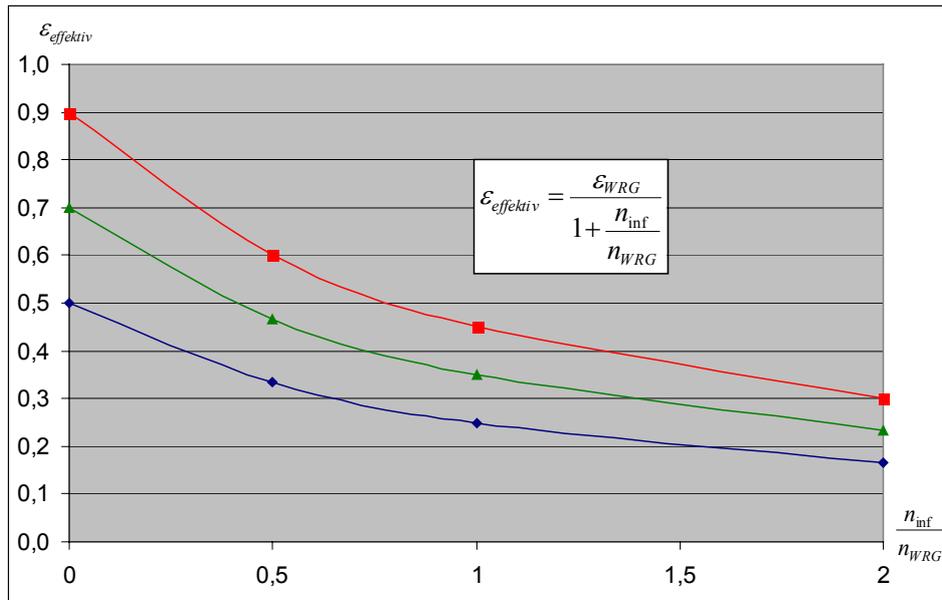


ABBILDUNG 5.1: BEEINFLUSSUNG DER EFFEKTIVEN WÄRMERÜCKGEWINNUNG DURCH INFILTRATION. n_{INF} BEZEICHNET DEN LUFTWECHSEL DURCH LECKAGEN, WÄHREND n_{WRG} DEN DURCH DAS LÜFTUNGSGERÄT BEDINGTEN LUFTWECHSEL BEINHÄLTET. ϵ_{WRG} STEHT FÜR DIE RÜCKWÄRMEZAHL DES LÜFTUNGSGERÄTS OHNE LECKAGEN. DIE EFFEKTIVE RÜCKWÄRMEZAHL $\epsilon_{\text{EFFEKTIV}}$ GIBT DIE DURCH EINBEZIEHUNG DER LECKAGEN VERSCHLECHTERTE GESAMTRÜCKWÄRMEZAHL AN. DIE ROTE LINIE STEHT FÜR $\epsilon_{\text{WRG}} = 0,9$, DIE GRÜNE FÜR $\epsilon_{\text{WRG}} = 0,7$ UND DIE BLAUE FÜR $\epsilon_{\text{WRG}} = 0,5$. GILT $n_{\text{INF}} = n_{\text{WRG}}$, SO ERKENNT MAN, DAB DIE EFFEKTIVE RÜCKWÄRMEZAHL NUR NOCH HALB SO GROß IST WIE DIE RÜCKWÄRMEZAHL DES LÜFTUNGSGERÄTS ALLEIN.

Die Herleitung von Gleichung (5.2) befindet sich in Anhang A2. Man erkennt, daß sich der effektive Rückgewinnungsgrad durch eine Infiltration deutlich verringert.

Ein Verfahren zur Ortung von Leckagen ist die seit Jahren angewandte Blower-Door-Methode. Bei diesem Meßverfahren wird mit Hilfe eines Ventilators zwischen dem Gebäudeinnern und der Umgebung eine definierte, wählbare Druckdifferenz erzeugt. Der Volumenstrom, der nötig ist, um diese Druckdifferenz aufrecht zu erhalten, ist gleich dem Leckageluftvolumenstrom und somit ein Maß für die Luftwechselzahl bei entsprechender Druckdifferenz.

Dabei sollte sowohl eine Überdruck- als auch eine Unterdruckmessung erfolgen, da Leckagevolumenströme auch richtungsabhängig sein können. Die Luftwechselzahl n_{50} errechnet sich aus dem vom Ventilator bei einer Druckdifferenz von 50 Pa geförderten Luftvolumenstrom und dem von der Gebäudehüllfläche umschlossenen austauschbaren Luftvolumen:

$$n_{50} = \frac{\dot{V}_{50}}{V} \quad (5.3)$$

mit n_{50} : Luftwechselzahl bei einer Druckdifferenz von 50 Pa in 1/h,
 V : austauschbares Luftvolumen in m^3 ,
 \dot{V}_{50} : Luftvolumenstrom bei einer Druckdifferenz von 50 Pa in m^3/h .

Ein weiteres Verfahren zur Bestimmung der Luftwechselzahl ist das Tracergasverfahren. Es wird vor allem bei den in der Natur auftretenden, fluktuierenden Druckdifferenzen über einer Gebäudehülle angewendet. Die zeitliche Abnahme des Tracergases im Raum ist dabei kennzeichnend für die gesuchte Größe. Auf dieses Verfahren wird in Kapitel 8 ausführlich eingegangen.

Die Luftwechselzahl n_{50} dient im Rahmen dieser Diplomarbeit u. a. zur Überprüfung der Dichtheit der Klimakammer. Dazu werden sowohl das Blower-Door-Verfahren bei 50 Pa Druckdifferenz als auch das Indikatorgasverfahren unter natürlichen Druckbedingungen angewandt.

5.2 Luftalter

Die Luftwechselzahl allein ist ein unzureichendes Maß zur Bestimmung der Wirksamkeit eines Lüftungssystems und der Qualität der Raumluft, da dieser Wert keine Aussage zur „Auslüftung“ eines Raums liefert. Trotz hoher Luftwechselzahl besteht die Möglichkeit, daß Personen an bestimmten Stellen im Raum vorwiegend mit verbrauchter Luft belastet werden.

Das lokale Alter der Luft τ_a in einem beliebigen Punkt P ist definiert als die durchschnittliche Zeit, die Luftmoleküle vom Eintritt in den Raum durch die Zuluftöffnung bis zum Erreichen dieses Punktes P benötigen. τ_a ist also durch den direkten Bezug auf Raumpunkte wesentlich besser als die allgemeine Luftwechselzahl dazu geeignet, die Effizienz der Auslüftung zu beurteilen.

Da die einzelnen Luftmoleküle aufgrund von Turbulenzen unterschiedliche Wege zurücklegen, wird der Durchschnitt der Zeiten aller Luftmoleküle angegeben, die den Punkt P durchqueren. Die Zeit $\tau_{r,Verw}$, die diese Luftmoleküle im Durchschnitt vom Punkt P bis zur Abluftöffnung brauchen, wird als verbleibende Verweilzeit bezeichnet. Demnach ist die Zeitspanne vom Eintritt in den Raum über den Punkt P bis zur Abluftöffnung die Summe von τ_a und $\tau_{r,Verw}$, die Verweilzeit τ_{Verw} (Abbildung 5.2).

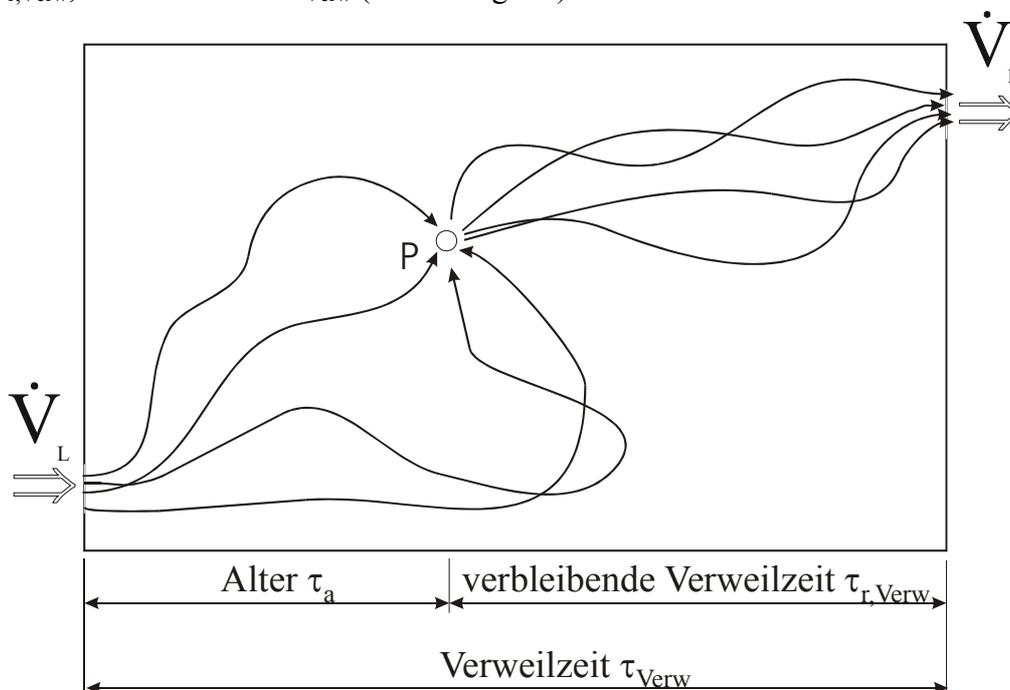


ABBILDUNG 5.2: ANSCHAULICHE DARSTELLUNG DES LUFTALTERS, DER VERBLEIBENDEN VERWEILZEIT UND DER GESAMTEN VERWEILZEIT. DIE ZU- UND ABLUFTVOLUMENSTRÖME SIND DURCH \dot{V}_L GEGEBEN. DER RAUMPUNKT P IST BELIEBIG GEWÄHLT [14].

Die kürzest mögliche durchschnittliche Verweilzeit ist gleich der nominellen Zeitkonstante. Diese errechnet sich aus dem Kehrwert der Luftwechselzahl des gesamten Raumvolumens:

$$\tau_{nom} = \frac{I}{n} \quad (5.4)$$

mit τ_{nom} : Nominelle Zeitkonstante in h.

Je nach Strömungsart ist die tatsächliche durchschnittliche Verweilzeit dann ein Vielfaches der nominellen Zeitkonstanten. Die Abbildungen 5.3 bis 5.5 stellen drei Sonderfälle von Luftströmungen dar:

- Verdrängungsströmung,
- Vollständige Vermischung,
- Kurzschlußströmung.

Die Verdrängungs- oder auch Kolbenströmung ist die „effektivste“ Strömungsart. Effektiv bedeutet hier eine vollständige und in möglichst kurzer Zeit erfolgende Auslüftung eines Raumes. Die tatsächliche durchschnittliche Verweilzeit ist in diesem Fall genau gleich der nominellen Zeitkonstanten. Die Herleitung dazu befindet sich in Anhang A3.

$$\tau_{Verw} = \tau_{nom} \quad (5.5)$$

mit τ_{Verw} : Verweilzeit in h.

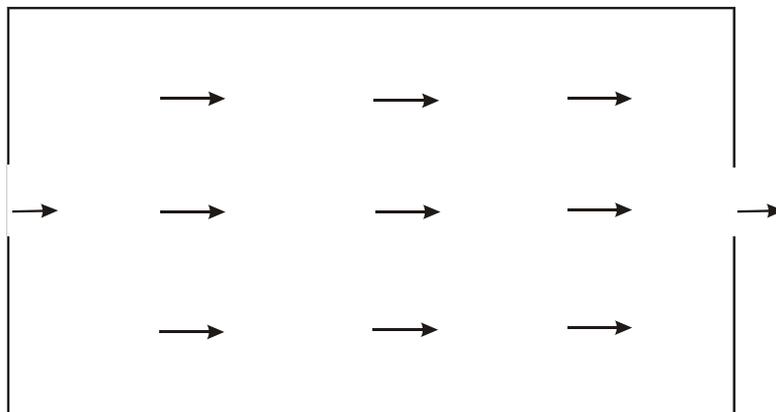


ABBILDUNG 5.3: VERDRÄNGUNGSSTRÖMUNG ODER AUCH KOLBENSTRÖMUNG. DIE DURCHSCHNITTLICHE VERWEILZEIT IST GLEICH DER NOMINELLEN ZEITKONSTANTEN.

Da bei einer Kolbenströmung alle Luftmoleküle eine identische Verweilzeit haben, muß das Durchschnittsalter $\bar{\tau}_a$ aller momentan im Raum befindlichen Luftmoleküle gleich der Hälfte der Verweilzeit sein. Dieses Ergebnis kann wegen der postulierten Unabhängigkeit des durchschnittlichen Alters der Raumluft von der Strömungsrichtung auf alle Strömungsarten angewendet werden und liefert die allgemeingültige Beziehung (s. Anhang A4):

$$\tau_{Verw} = 2 \cdot \bar{\tau}_a \quad (5.6)$$

mit $\bar{\tau}_a$: Durchschnittsalter aller Luftmoleküle im Raum in h.

Die vollständige Durchmischung oder auch Mischströmung ist durch eine im gesamten Raum homogene Luftzusammensetzung gekennzeichnet. Die nominelle Zeitkonstante muß mit dem Faktor zwei multipliziert werden, um die durchschnittliche Verweilzeit zu erhalten (s. Anhang A5):

$$\tau_{Verw} = 2 \cdot \tau_{nom} \quad (5.7)$$

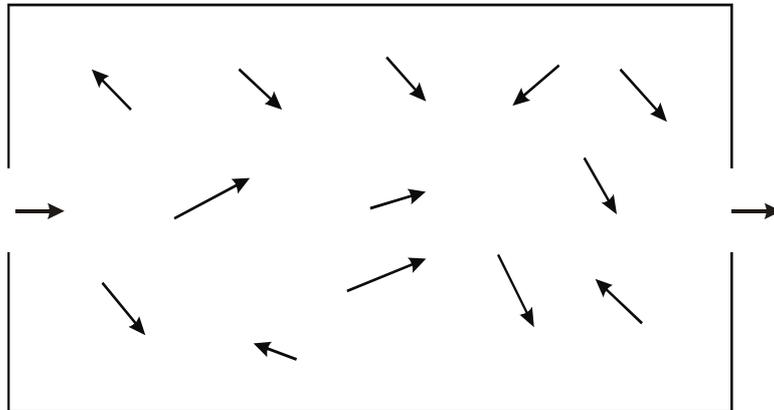


ABBILDUNG 5.4: BEI DER MISCHSTRÖMUNG ODER AUCH VOLLSTÄNDIGEN DURCHMISCHUNG IST DIE TATSÄCHLICHE DURCHSCHNITTLICHE VERWEILZEIT DOPPELT SO GROß WIE DIE NOMINELLE ZEITKONSTANTE.

Die Kurzschlußströmung ist bezüglich der Frischluftversorgung schlechter als die beiden bisher vorgestellten Strömungsarten, da ein gewisser Teil der Frischluft ohne Umweg direkt zur Abluftöffnung gelangt. In den restlichen Bereichen sammelt sich ältere Luft, die nur langsam gegen Frischluft ausgetauscht wird. Die durchschnittliche Verweilzeit ist höher als in den vorigen Fällen:

$$\tau_{Verw} = x \cdot \tau_{nom}, \quad x > 2 \quad (5.8)$$

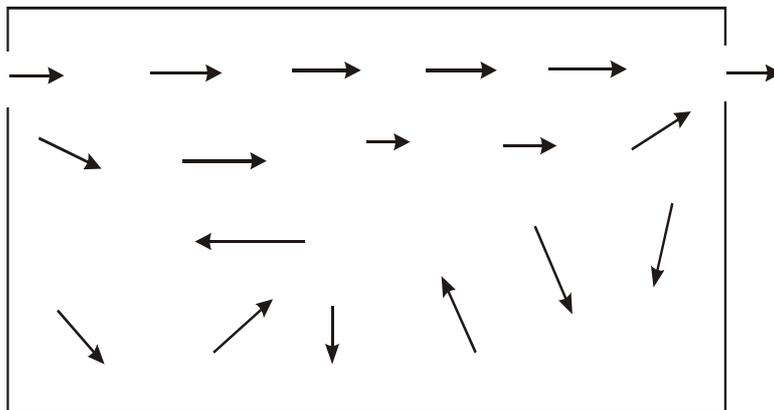


ABBILDUNG 5.5: DARSTELLUNG EINER KURZSCHLUßSTRÖMUNG. DIE FRISCHLUFT VERLÄßT DEN RAUM AUF KÜRZESTEM WEG DURCH DIE ABLUFTÖFFNUNG.

Die Gleichungen (5.4) bis (5.8) erlauben durch Messung des Durchschnittsalters und der nominellen Zeitkonstanten eine Klassifizierung des Lüftungssystems gemäß der jeweiligen Strömungsformen.

Die nominelle Zeitkonstante oder das Durchschnittsalter der Raumluft lassen aber immer noch keine Aussage zur Luftqualität in einem bestimmten Raumpunkt oder einer Zone zu. Dazu wird jetzt das lokale Alter der Raumluft betrachtet. Das lokale Alter wird mittels

Tracergasverfahren (Konzentrations-Abklingmethode) bestimmt. Die Methode wird in Kapitel 8 ausführlich beschrieben und soll hier nur kurz angeschnitten werden.

Bei der Bestimmung des lokalen Luftalters mit Hilfe der Konzentrations-Abklingmethode wird dem Raum eine homogene Tracergaskonzentration vorgegeben. Durch den vorhandenen Luftwechsel verringert sich die Konzentration im Raum. In Abbildung 5.6 sind exemplarische Konzentrationsabnahmen in einem frei gewählten Punkt im Raum für alle drei Strömungsformen gezeigt. Nur im Falle der Mischströmung (b) stellt sich eine exakte Exponentialfunktion ein.

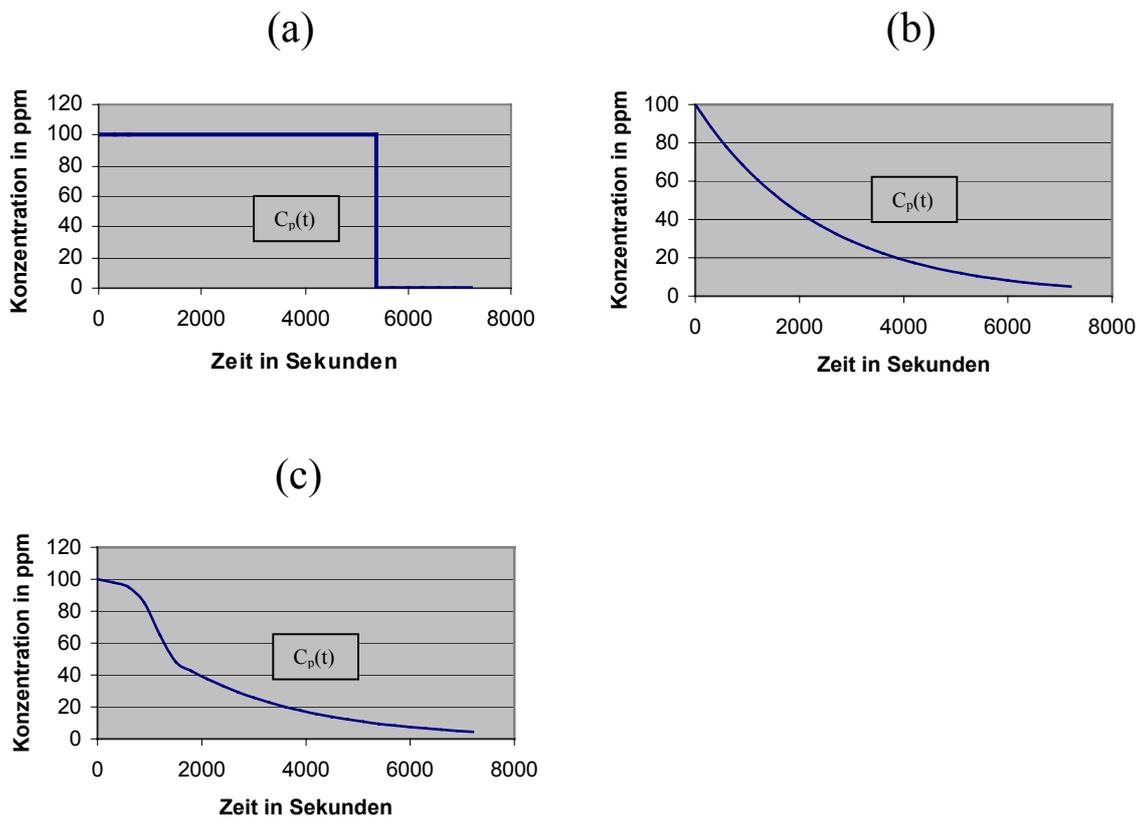


ABBILDUNG 5.6: MESSUNG DES LUFTALTERS NACH DER ABKLINGMETHODE IN EINEM BELIEBIGEN RAUMPUNKT, DER MIT P BEZEICHNET WIRD. DIE ANFANGSKONZENTRATION BETRÄGT IN ALLEN FÄLLEN 100 PPM. FÜR DIE VERDRÄNGUNGSSTRÖMUNG ERGIBT SICH EINE RECHTECKFÖRMIGE KONZENTRATIONSABNAHME (a), FÜR DIE MISCHSTRÖMUNG EIN EXPONENTIELLER ABFALL (b) UND FÜR DIE KURZSCHLUBSTRÖMUNG EINE MISCHFORM DER BEIDEN VORIGEN STRÖMUNGSFORMEN (c).

Der Teil $F(t)$ der Luft in diesem Punkt mit einem Alter kleiner als t ist gegeben durch:

$$F(t) = 1 - \frac{C_p(t)}{C_p^0} \quad (5.9)$$

mit $F(t)$: Verteilungsfunktion des Frischluftalters,
 $C_p(t)$: Tracergaskonzentration im Punkt P zur Zeit t in ppm,
 C_p^0 : Anfangskonzentration in ppm,
 t : Zeit in Sekunden.

$F(t)$ wird in Anlehnung an die Statistik als Verteilungsfunktion des Frischluftalters bezeichnet. Aus ihr läßt sich eine Verteilungsdichte $f(t)$ ableiten, die auch Wahrscheinlichkeitsdichte genannt wird:

$$f(t) = \frac{dF}{dt} \quad (5.10)$$

mit $f(t)$: Verteilungsdichte des Frischluftalters in 1/h,
 dt : Zeitintervall in Stunden.

Die Funktionen $F(t)$ und $f(t)$ sind für den Fall der Mischströmung (Abbildung 5.6 b) in den Abbildungen 5.7 und 5.8 dargestellt.

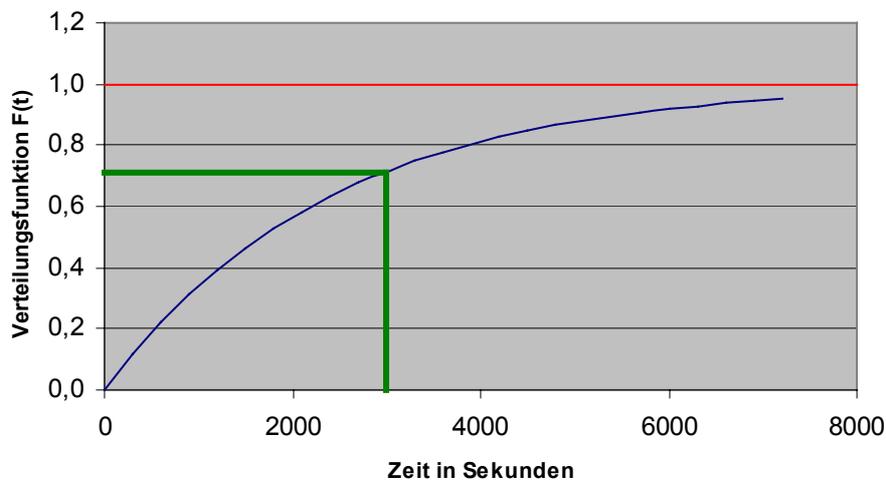


ABBILDUNG 5.7: VERTEILUNGSFUNKTION $F(t)$ DER FRISCHLUFT (BLAU). ANHAND DER GRÜNEN HILFSLINIE ERKENNT MAN, DAB BEI $t = 3000$ SEKUNDEN ETWA 70% FRISCHLUFT IM RAUM VORHANDEN SIND. DAS LUFTALTER ENTSPRICHT DER FLÄCHE ZWISCHEN DER FUNKTION $F(t)$ UND DEM ORDINATENWERT 1.

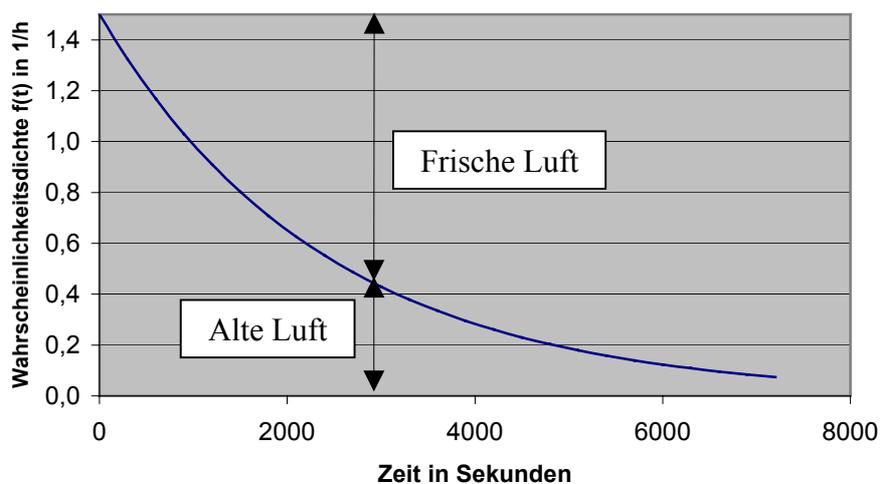


ABBILDUNG 5.8: WAHRSCHEINLICHKEITSDICHTE $f(t)$ DES FRISCHLUFTALTERS. DAS LUFTALTER BERECHNET SICH AUS DEM MOMENT ERSTER ORDNUNG DIESER DICHTEFUNKTION (S. GLEICHUNG 5.11).

Das durchschnittliche Alter der Luftmoleküle in dem Raumpunkt P berechnet sich zu:

$$\tau_p = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt \quad (5.11)$$

mit τ_p : lokales, durchschnittliches Luftalter im Punkt P in h.

Die Auswertung des Integrals erfolgt durch partielle Integration. Als Lösung erhält man den Ausdruck:

$$\tau_p = \int_0^{\infty} (1 - F(t)) dt = \int_0^{\infty} \frac{C_p(t)}{C_p^0} dt \quad (5.12)$$

Mit Hilfe des Konzentrationsverlaufs im Auslaßkanal wird das Durchschnittsalter $\bar{\tau}_a$ der gesamten Raumluft ermittelt. Eigentlich müßte man eine Mittelung des Luftalters über alle infinitesimal kleinen Volumenelemente vornehmen, wobei aber das Alter der Luft an sämtlichen Stellen bekannt sein müßte. In der Praxis trifft dies nie zu. Man muß also einen anderen Weg bestreiten, der ebenfalls zur Verteilungsfunktion $F(t)$ führt. Der Anteil $F(t)$ der gesamten Raumluft mit einem Alter kleiner als t kann auch über die Masse $M(t)$ des im Raum verbliebenen Tracergases angegeben werden:

$$F(t) = 1 - \frac{M(t)}{M^0} \quad (5.13)$$

mit $M(t)$: Tracergasmasse zur Zeit t in kg,
 M^0 : Anfangsmasse des Tracergases in kg.

Die Massenbilanz für das Tracergas im Raum ergibt sich aus der Differenz der Anfangsmasse M^0 und der durch den Abluftkanal nach außen gebrachten Masse $M_a(t)$:

$$M(t) = M^0 - M_a(t) \quad (5.14)$$

mit $M_a(t) = \rho_a \cdot \dot{V}_L \cdot \int_0^t C_a(t) dt$, (5.15)

$C_a(t)$: Tracergaskonzentration im Abluftkanal in ppm,
 ρ_a : Dichte der Raumluft in kg/m³,
 \dot{V}_L : Abluftvolumenstrom in m³/h.

M_a bezeichnet das durch die Abluftöffnung strömende Tracergas. M^0 ist die zur Zeit $t = 0$ im Raum vorhandene Tracergasmasse. Nach einer ausreichend großen Zeitspanne gelangt diese Menge durch den Abluftkanal nach außen, so daß gilt:

$$M^0 = \rho_a \cdot \dot{V}_L \cdot \int_0^{\infty} C_a(t) dt \quad (5.16)$$

Einsetzen der Gleichungen (5.16) und (5.14) in Gleichung (5.13) liefert einen Ausdruck für die Verteilungsfunktion $F(t)$, der dann zur Berechnung der Wahrscheinlichkeitsdichte $f(t)$ verwendet wird:

$$f(t) = \frac{C_a(t)}{\int_0^{\infty} C_a(t) dt} \quad (5.17)$$

Daraus läßt sich analog zu Gleichung (5.11) das durchschnittliche Luftalter ermitteln:

$$\bar{\tau}_a = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt = \frac{\int_0^{\infty} t \cdot C_a(t) dt}{\int_0^{\infty} C_a(t) dt} \quad (5.18)$$

Sämtliche Messungen zum Luftalter und zur Verweilzeit müssen numerisch ausgewertet werden, da die Konzentrationswerte immer in gewissen Zeitabständen und nicht kontinuierlich aufgenommen werden. Für eine numerische Auswertung müssen die Integrale also in Summen umgeschrieben werden.

5.3 Lüftungseffektivität

Die Lüftungseffektivität oder auch der äquivalent benannte Luftaustauschwirkungsgrad ist ein Maß für die Wirksamkeit des Lüftungssystems eines Raumes. Sie ist abhängig von der im Raum vorherrschenden Strömungsform und gibt an, wie gut sich die einströmende Frischluft mit der Raumluft vermischt. Je vollständiger und schneller die verbrauchte Raumluft ausgetauscht wird, desto effizienter ist die Strömungsart. Man unterscheidet zwischen dem Gesamt-Luftaustauschwirkungsgrad η_a und dem lokalen Luftaustauschwirkungsgrad ε_a . Der lokale Luftaustauschwirkungsgrad ε_a bezieht sich nur auf die Lüftungseffektivität an einem einzelnen Raumpunkt. Da die Verdrängungsströmung den Idealfall darstellt und die Lüftungseffektivität somit 100 % betragen sollte, definiert man den Gesamt-Luftaustauschwirkungsgrad als das Verhältnis aus nominaler Zeitkonstante τ_{nom} und Verweilzeit τ_{verw} :

$$\eta_a = \frac{\tau_{nom}}{\tau_{verw}} \cdot 100\% \quad (5.19)$$

mit η_a : Gesamt-Luftaustauschwirkungsgrad in %.

Mit Gleichung (5.6) wird daraus:

$$\eta_a = \frac{\tau_{nom}}{2 \cdot \bar{\tau}_a} \cdot 100\% \quad (5.20)$$

Der lokale Luftaustauschwirkungsgrad ε_a ist das Verhältnis aus durchschnittlichem Raumluftalter $\bar{\tau}_a$ und dem lokalen durchschnittlichen Raumluftalter τ_p an einem Punkt:

$$\varepsilon_a = \frac{\bar{\tau}_a}{\tau_p} \cdot 100\% \quad (5.21)$$

mit ε_a : lokaler Luftaustauschwirkungsgrad in %.

5.4 Geschwindigkeits- und Temperaturfelder

Da in dieser Diplomarbeit nur Fälle ohne treibende Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenluft untersucht werden, ist die Vermessung von Temperaturfeldern der Raumluft nicht sinnvoll. Die Temperatur wird nur zur Definition der Randbedingungen aufgezeichnet. Allerdings erlaubt die installierte Meßtechnik die Aufnahme von Temperaturprofilen. In Fällen mit Temperaturunterschieden wird auch die räumliche Temperaturschichtung von Interesse sein. Als Temperaturschichtung wird der vertikale Verlauf der Raumlufttemperatur bezeichnet. Der Temperaturanstieg soll zwischen einer Höhe zwischen 0,1 m und 1,1 m über dem Fußboden nicht größer als 2 °C sein, wobei die Raumlufttemperatur in 0,1 m Höhe 19 °C nicht unterschreiten und 21 °C nicht überschreiten sollte [8].

Die Messung von Geschwindigkeitsprofilen über das gesamte Raumvolumen ist notwendig, um Bereiche mit Zuglufterscheinungen bzw. thermischer Unbehaglichkeit zu ermitteln. Diese entstehen hauptsächlich an den Zuluft- und Abluftöffnungen der Lüftungsgeräte. Aber auch durch ungünstige Positionierung der Geräte in Aufenthaltsbereichen können erhöhte Raumluftgeschwindigkeiten auftreten. Als besonders unangenehm werden solche Luftbewegungen empfunden, wenn die Temperatur der Zugluft unterhalb der Raumlufttemperatur liegt.

Außer zur direkten Auswertung werden die Meßwerte auch zum Vergleich mit den durchgeführten Computersimulationen genutzt. So wird überprüft, inwieweit die Simulationen mit den realen Verhältnissen übereinstimmen, um dann bei entsprechender Übereinstimmung Fälle mit extremen Randbedingungen – wie z. B. größeren Temperaturunterschieden zwischen Innen- und Außenraum – nur mit Hilfe der Computersimulationen zu untersuchen.

6. Kenngrößen zur Gerätequalität

6.1 Leckageluftvolumenströme

Bei der energetischen und auch hygienischen Beurteilung von Raumlüftungsgeräten sind Leckagen von enormer Bedeutung. Sie sind der Grund für eine verminderte Frischluftzufuhr und eine dabei auftretende energetisch anscheinend günstigere, aber inkorrekte Beurteilung der Effizienz der Lüftungsanlage. Man unterscheidet zwei Leckagestromarten:

- externe Leckagen,
- interne Leckagen.

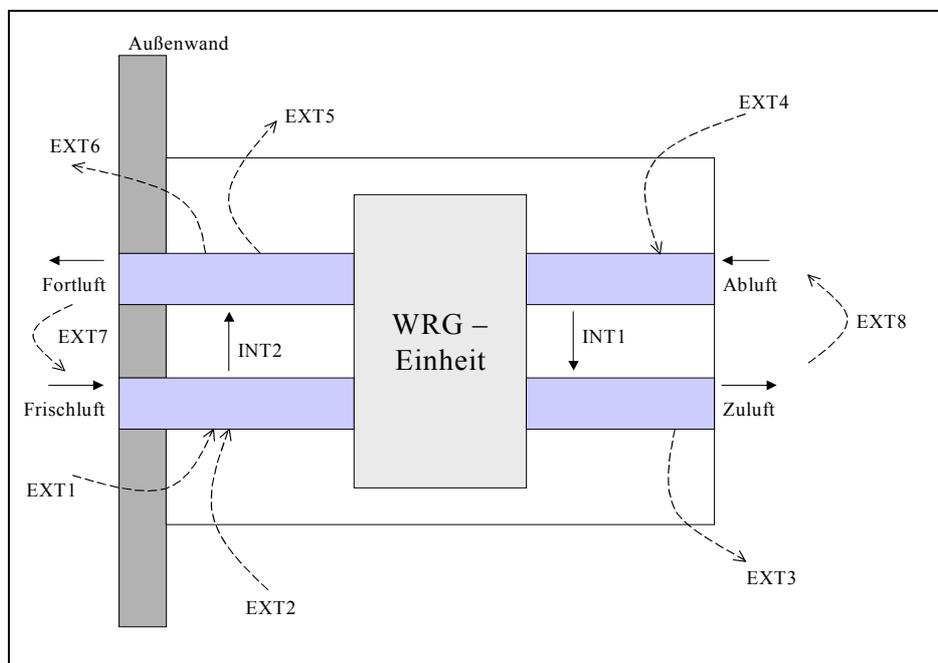


ABBILDUNG 6.1: DARSTELLUNG EINES LÜFTUNGSGERÄTS MIT WÄRMERÜCKGEWINNUNGSEINHEIT (HELLGRAU). DAS GERÄT IST AN DER AUßENWAND (GRAU) EINES RAUMS BEFESTIGT UND SAUGT ÜBER DEN FRISCHLUFT-ZULUFT-TRAKT AUßENLUFT AN UND ÜBER DEN ABLUFT-FORTLUFT-TRAKT VERBRAUCHTE LUFT AB (BLAU). DIE WRG-EINHEIT ÜBERTRÄGT DIE WÄRME DER ABLUFT IN DIE ZULUFT. ZWISCHEN DEN BEIDEN LUFTTRAKTEN SELBST UND DER UMGEBUNG SIND MÖGLICHE EXTERNE (EXT1 BIS EXT8) UND INTERNE (INT1 UND INT2) LECKAGEN EINGEZEICHNET.

Im Vorgriff auf die Kapitel 6.2 und 6.3 werden an hier die Formeln zur Berechnung des Frischluftgrads η_{Fisch} und der nominellen Rückwärmezahl ε_{WRG} aufgeführt, um die Auswirkungen der Leckagevolumenströme auf diese beiden Größen anschaulich zu machen.

$$\eta_{\text{Frisch}} = \frac{\dot{m}_{\text{au}}(1 - R_{\text{INT}2}) + \dot{m}_{\text{inf}}}{\dot{m}_{\text{e}} + \dot{m}_{\text{inf}}} \quad (6.1)$$

mit η_{Frisch} : Frischluftgrad – Anteil der Frischluft in der Zuluft,
 \dot{m}_{au} : Außenluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{inf} : Infiltrationsmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{e} : Zuluftmassenstrom in kg/h,
 $R_{\text{INT}2}$: Anteil des Leckagemassenstroms $\dot{m}_{\text{INT}2}$ am Frischluftmassenstrom \dot{m}_{Frisch} .

$$\varepsilon_{\text{WRG}} = \frac{H_{\text{a}} - H_{\text{f}}}{H_{\text{a}} - H_{\text{i}}} \cong \frac{T_{\text{a}} - T_{\text{f}}}{T_{\text{a}} - T_{\text{i}}} \quad (6.2)$$

mit ε_{WRG} : nominelle Rückwärmezahl,
 $H_{\text{a}} - H_{\text{f}} = c_{\text{p}} \cdot (\dot{m}_{\text{a}} T_{\text{a}} - \dot{m}_{\text{f}} T_{\text{f}})$: Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Fortluft in J,
 $H_{\text{a}} - H_{\text{i}} = c_{\text{p}} \cdot (\dot{m}_{\text{a}} T_{\text{a}} - \dot{m}_{\text{i}} T_{\text{i}})$: Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Frischluft in J,
 c_{p} : spezifische Wärmekapazität in J/(kgK),
 T_{a} : Temperatur der Abluft in K,
 T_{f} : Temperatur der Fortluft in K,
 T_{i} : Temperatur der Frischluft in K,
 \dot{m}_{f} : Fortluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{a} : Abluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{i} : Frischluftmassenstrom in kg/h.

Die Herleitungen dieser Größen befinden sich in ausführlicher Form in den Kapiteln 6.2 und 6.3.

Interne Leckagen entstehen an der Trennfläche zwischen Abluft- und Zulufttrakt. Die Druckdifferenz zwischen diesen Kanälen sorgt für Kurzschlußströme, deren Richtung durch die von den Ventilatoren vorgegebenen Druckverhältnisse bestimmt wird.

In Abbildung 6.1 sind mögliche Leckageluftvolumenströme bei saugender Anordnung der Ventilatoren im Zuluft- und Fortlufttrakt dargestellt.

Die Auswirkungen auf die Gerätegüte sind unterschiedlich. So würde ein positiver Leckagestrom INT2 – d.h. ein Volumenstrom vom Frischlufttrakt direkt zum Fortlufttrakt – zu einer niedrigeren gemessenen Fortlufttemperatur und damit zu einer höher bewerteten Effizienz der Wärmerückgewinnungseinheit (siehe Gleichung 6.2) führen. Entsprechendes gilt für einen negativen Leckagestrom INT1. Genauso würde ein negativer Leckagestrom INT2 – d.h. ein Übertreten von Abluft in den Frischlufttrakt – bzw. ein positiver Leckagestrom INT1 den Fortluftvolumenstrom verringern, also auch den Enthalpieterm H_{f} .

Damit würde eine zu hohe Bewertung der Effizienz der Wärmerückgewinnungseinheit bewirkt. Da die Berechnung der Rückwärmezahl nach Gleichung (6.2) aber auf die Messung von Temperaturen reduziert wird, wird ε_{WRG} durch diese Konstellation nicht verfälscht. Ein positiver Leckagestrom INT1 und ein negativer Leckagestrom INT2 verursachen zudem einen geringeren Frischluftanteil in der Zuluft und somit schlechtere Voraussetzungen für hygienische Bedingungen.

Externe Leckagen bewirken Luftvolumenströme durch die Gehäusehülle von oder nach außen. In Abbildung 6.1 sind sechs mögliche externe Leckageströme eingezeichnet.

Die Leckage EXT4 hat keinerlei Einfluß auf die energetische und hygienische Beurteilung des Gerätes, während EXT1, EXT2, EXT5 und EXT6 dazu führen, daß der gemessene Wert der Wärmerückgewinnung nicht mehr dem realen Wert entspricht. EXT1 und EXT2 verursachen einen zu niedrig gemessenen Wärmerückgewinnungsgrad, da der Frischluftvolumenstrom und damit der entsprechende Enthalpiestrom kleiner wird als im Fall ohne die beiden Leckagen. EXT5 und EXT6 sind der Grund für eine zu hoch bewertete Rückwärmezahl, da der Fortluftvolumenstrom kleiner wird. Die Leckage EXT3 bewirkt einen höheren berechneten Frischluftgrad, da der Zuluftmassenstrom \dot{m}_e kleiner wird.

Die Kurzschlußströme EXT7 und EXT8 bilden einen Sonderfall, da sie nicht aufgrund von Leckagen innerhalb eines Geräts zustande kommen. Einflußgrößen sind unter anderem die Innen- und Außenlufttemperaturen, die Position der Ein- und Auslaßöffnungen und speziell für EXT7 die Größe und Richtung des Windfelds an den Ein- und Auslaßöffnungen.

Der Kurzschlußstrom EXT7 bewirkt eine geringere Frischluftzufuhr, da verbrauchte Raumluft direkt wieder in den Frischlufttrakt des Lüftungsgeräts gelangt.

EXT8 wirkt sich ebenfalls nachteilig auf die Raumluftqualität aus, da die Zuluft ohne Umweg über das Raumvolumen in den Ablufttrakt strömt.

Während die externen Leckagen durch einen sorgfältigen Einbau der Lüftungsgeräte vermieden werden können, lassen sich die internen Leckagen in der Regel nicht beseitigen, da sie meist aufgrund konstruktiver Mängel seitens der Hersteller entstehen.

Die internen Leckageströme werden mit Hilfe des Tracergasverfahrens – näheres zu diesem Verfahren in Kapitel 8.1 – ermittelt. Dazu wird in den Einlaßbereich der Außenluft ein konstanter Tracergasvolumenstrom eingebracht. Nach einer gewissen Zeit stellen sich an den in Abbildung 6.2 dargestellten Meßpunkten konstante Gaskonzentrationen C_0 bis C_5 ein. Die Massenstrombilanzen der Luft und des Tracergases für die jeweiligen Strömungstrakte liefern vier lineare Gleichungen mit sechs unbekanntem Volumenströmen \dot{V}_i , \dot{V}_e , \dot{V}_a , \dot{V}_f , \dot{V}_{INT1} und \dot{V}_{INT2} . Daher müssen die restlichen Volumenströme durch Messung bestimmt werden.

Massenstrombilanz der Luft im Außenluft-/Zulufttrakt:

$$\dot{V}_e \cdot \rho_e = (\dot{V}_i - \dot{V}_{INT2}) \cdot \rho_i + \dot{V}_{INT1} \cdot \rho_a \quad (6.4)$$

mit \dot{V}_e : Zuluftvolumenstrom in m³/h,
 \dot{V}_i : Frischluftvolumenstrom in m³/h,
 ρ_e : Dichte der Zuluft in kg/m³.

Massenstrombilanz des Tracergases im Abluft-/Fortlufttrakt:

$$\dot{V}_f \cdot \rho_f \cdot C_4 = (\dot{V}_a - \dot{V}_{INT1}) \cdot \rho_a \cdot C_2 + \dot{V}_{INT2} \cdot \rho_i \cdot C_1 \quad (6.5)$$

mit C_1 : Tracergaskonzentration in der Frischluft in ppm,
 C_2 : Tracergaskonzentration in der Abluft in ppm,
 C_4 : Tracergaskonzentration in der Fortluft in ppm.

Massenstrombilanz des Tracergases im Außenluft-/Zulufttrakt:

$$\dot{V}_e \cdot \rho_e \cdot C_3 = (\dot{V}_i - \dot{V}_{INT2}) \cdot \rho_i \cdot C_1 + \dot{V}_{INT1} \cdot \rho_a \cdot C_2 \quad (6.6)$$

mit C_3 : Tracergaskonzentration in der Zuluft in ppm.

Die Dichte der Luft ist nach der allgemeinen idealen Gasgleichung umgekehrt proportional zur absoluten Temperatur T in Kelvin am Meßort:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (6.7)$$

mit p : Druck in Pa,
 ρ : Dichte in kg/m³,
 $R = 287 \text{ J}/(\text{kgK})$: Gaskonstante für Luft in J/(kgK),
 T : absolute Temperatur in K.

Dadurch können die jeweiligen Dichten als Funktion der entsprechenden Temperaturen angegeben werden.

Durch Messung der Frischluft- und Fortluftvolumenströme \dot{V}_i und \dot{V}_f können die internen Leckagevolumenströme bestimmt werden:

$$\dot{V}_{INT2} = \dot{V}_f \cdot \frac{(C_4 - C_2)}{(C_1 - C_2)} \cdot \frac{T_i}{T_f} \quad (6.8)$$

$$\dot{V}_{INT1} = (\dot{V}_i - \dot{V}_{INT2}) \cdot \frac{(C_1 - C_3)}{(C_3 - C_2)} \cdot \frac{T_a}{T_i} \quad (6.9)$$

Die restlichen Volumenströme \dot{V}_a und \dot{V}_e berechnen sich durch Auflösen der Gleichungen (6.3) und (6.4) nach den jeweiligen Größen:

$$\dot{V}_a = \dot{V}_{INT1} + \dot{V}_f \cdot \frac{T_a}{T_f} - \dot{V}_{INT2} \cdot \frac{T_a}{T_i} \quad (6.10)$$

$$\dot{V}_e = \dot{V}_{INT1} \cdot \frac{T_e}{T_a} + (\dot{V}_i - \dot{V}_{INT2}) \cdot \frac{T_e}{T_i} \quad (6.11)$$

Zur Herleitung der Kurzschlußvolumenströme \dot{V}_{EXT7} und \dot{V}_{EXT8} müssen ebenfalls Massenstrombilanzen für die Luft und das Tracergas aufgestellt werden. \dot{V}_{EXT7} ergibt sich aus der Massenstrombilanz der Luft, die in den Frischlufttrakt gelangt,

$$\dot{V}_i \cdot \rho_i = \dot{V}_{au} \cdot \rho_{au} + \dot{V}_{EXT7} \cdot \rho_f, \quad (6.12)$$

mit \dot{V}_{au} : Außenluftvolumenstrom in m^3/h ,
 ρ_{au} : Dichte der Außenluft in kg/m^3 ,
 \dot{V}_{EXT7} : Volumenstrom des externen Kurzschlusses EXT7 in m^3/h ,

sowie aus der Massenstrombilanz des Tracergases, das aus dem Fortlufttrakt und der Umgebung in den Frischlufttrakt gelangt:

$$\dot{V}_i \cdot \rho_i \cdot C_1 = \dot{V}_{au} \cdot \rho_{au} \cdot C_0 + \dot{V}_{EXT7} \cdot \rho_f \cdot C_4 \quad (6.13)$$

mit C_0 : Tracergaskonzentration in der Umgebungsluft in ppm.

Durch Einsetzen von \dot{V}_{au} aus Gleichung (6.12) in Gleichung (6.13) erhält man für den Kurzschlußvolumenstrom \dot{V}_{EXT7} :

$$\dot{V}_{EXT7} = \dot{V}_i \cdot \frac{(C_1 - C_0)}{(C_4 - C_0)} \cdot \frac{T_f}{T_i} \quad (6.14)$$

Analog dazu berechnet sich \dot{V}_{EXT8} zu:

$$\dot{V}_{EXT8} = \dot{V}_a \cdot \frac{(C_2 - C_5)}{(C_3 - C_5)} \cdot \frac{T_e}{T_a} \quad (6.15)$$

mit \dot{V}_{EXT8} : Volumenstrom des externen Kurzschlusses EXT8 in m^3/h ,
 C_5 : Tracergaskonzentration im zu belüftenden Raum in ppm.

Unter isothermen Bedingungen werden alle Temperaturquotienten in den Gleichungen zu eins und die Formeln vereinfachen sich dementsprechend.

6.2 Der Frischluftgrad

Der Frischluftgrad gibt an, wie hoch der Frischluftanteil in der Zuluft ist. Aufgrund des äußeren Kurzschlusses R_{EXT7} wird die Frischluft mit verbrauchter Raumluft vermischt. Um den Frischluftanteil berechnen zu können, der den belüfteten Raum erreicht, muß zunächst der Massenstrom \dot{m}_{re} ermittelt werden.

$$\dot{m}_{re} = (1 - R_{INT2}) \cdot \dot{m}_i = (1 - R_{INT2}) \cdot (\dot{m}_{au} + R_{EXT7} \cdot \dot{m}_f) \quad (6.16)$$

mit
$$R_{INT2} = 1 - \frac{\dot{m}_{re}}{\dot{m}_i} = 1 - \frac{\rho_{re} \cdot \dot{V}_{re}}{\rho_i \cdot \dot{V}_i} = \frac{\dot{V}_i \cdot (\rho_i - \rho_{re}) + \dot{V}_{INT2} \cdot \rho_{re}}{\rho_i \cdot \dot{V}_i}, \quad (6.17)$$

Anteil des Leckagemassenstroms \dot{m}_{INT2} am Frischluftmassenstrom,

$$R_{EXT7} = 1 - \frac{\dot{m}_u}{\dot{m}_f} = 1 - \frac{\rho_u \cdot \dot{V}_u}{\rho_f \cdot \dot{V}_f}, \quad (6.18)$$

Anteil des Leckagemassenstroms \dot{m}_{EXT7} am Fortluftmassenstrom,

\dot{m}_{re} : Massenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt in kg/h,

\dot{m}_u : Massenstrom aus dem Abluft-Fortluft-Trakt in die Umgebung in kg/h,

ρ_{re} : Dichte der Luft direkt nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt in kg/m³,

ρ_u : Dichte der Umgebungsluft in kg/m³,

\dot{V}_{re} : Volumenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt in m³/h,

\dot{V}_u : Volumenstrom aus dem Abluft-Fortluft-Trakt in die Umgebung in m³/h.

Da der Ausdruck $R_{EXT7} \cdot \dot{m}_f$ verbrauchte Luft kennzeichnet, gibt der Restterm den Frischluftmassenstrom an, der durch die Lüftungsanlage in den Raum gelangt. Zusätzlich strömt Frischluft noch über Leckagen mit dem Massenstrom \dot{m}_{inf} in den Raum. Als Frischluftmassenstrom ergibt sich also:

$$\dot{m}_{Frisch} = \dot{m}_{au} (1 - R_{INT2}) + \dot{m}_{inf} \quad (6.19)$$

mit \dot{m}_{Frisch} : Frischluftmassenstrom in kg/h.

Den Frischluftanteil der Luft, der in den Raum strömt, liefert folgende Gleichung:

$$\eta_{Frisch} = \frac{\dot{m}_{au} (1 - R_{INT2}) + \dot{m}_{inf}}{\dot{m}_e + \dot{m}_{inf}} \quad (6.20)$$

6.3 Die Rückwärmezahl

Häufig wird zur Berechnung der Energieeinsparung durch die Wärmerückgewinnung die nominelle Rückwärmezahl ε_{WRG} verwendet. Durch interne und externe Leckagen und Leckagen in der Gebäudehülle wird allerdings die gemessene, also nominelle Rückwärmezahl zum Teil deutlich verfälscht. Daher wird im folgenden eine reale Rückwärmezahl eingeführt, die die Wärmerückgewinnung des gesamten Gerätes unter Berücksichtigung der Leckagevolumenströme wiedergibt.

Die nominelle Rückwärmezahl ε_{WRG} errechnet sich zu:

$$\varepsilon_{WRG} = \frac{H_a - H_f}{H_a - H_i} \cong \frac{T_a - T_f}{T_a - T_i} \quad (6.21)$$

mit	ε_{WRG} :	nominelle Rückwärmezahl,
	$H_a - H_f = c_p \cdot (\dot{m}_a T_a - \dot{m}_f T_f)$:	Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Fortluft in J,
	$H_a - H_i = c_p \cdot (\dot{m}_a T_a - \dot{m}_i T_i)$:	Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Frischluft in J,
	c_p :	spezifische Wärmekapazität in J/(kgK),
	T_a :	Temperatur der Abluft in K,
	T_f :	Temperatur der Fortluft in K,
	T_i :	Temperatur der Frischluft in K,
	\dot{m}_a :	Abluftmassenstrom in kg/h,
	\dot{m}_f :	Fortluftmassenstrom in kg/h,
	\dot{m}_i :	Frischlufmassenstrom in kg/h.

Beim Schritt von den Enthalpiedifferenzen zu den Temperaturdifferenzen wird vorausgesetzt, daß die beiden Luftmassenströme durch den Wärmeaustauscher gleich groß sind. Das ist in der Regel nicht exakt der Fall. Daher werden die unterschiedlichen Massenströme in die Berechnung der realen oder auch globalen Rückwärmezahl η_G einbezogen.

Die globale Rückwärmezahl η_G ergibt sich aus dem Verhältnis der Wärmegewinne \dot{Q}_{WRG} aus der Wärmerückgewinnung und den Lüftungswärmeverlusten $\dot{Q}_{Lüft}$ durch Gebäudeleckagen und die Lüftungseinheit ohne Wärmerückgewinnung:

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{m}_{ra} \cdot (h_a - h_{ra}) = \dot{m}_{re} \cdot (h_{re} - h_i) \quad (6.22)$$

mit	\dot{Q}_{WRG} :	Wärmegewinne aus der Wärmerückgewinnung in W/h,
	\dot{m}_{ra} :	Massenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Abluft-Fortluft-Trakt in kg/h,
	\dot{m}_{re} :	Massenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt in kg/h,
	$h_a - h_{ra}$:	spezifische Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Luft direkt nach dem Wärmeaustauscher im Abluft-Fortluft-Trakt in J/kg,
	$h_{re} - h_i$:	spezifische Enthalpiedifferenz zwischen der Luft nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt und der Frischluft in J/kg.

$$\dot{Q}_{Lüft} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{exf}) \cdot (h_a - h_{au}) = (\dot{m}_e + \dot{m}_{inf}) \cdot (h_a - h_{au}) \quad (6.23)$$

- mit $\dot{Q}_{Lüft}$: Wärmeverluste durch Leckagen und des Lüftungssystems ohne Wärmerückgewinnung in W/h,
 \dot{m}_{exf} : Exfiltrationsmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{inf} : Infiltrationsmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_e : Zuluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_a : Abluftmassenstrom in kg/h,
 $h_a - h_{au}$: spezifische Enthalpiedifferenz zwischen der Abluft und der Außenluft in J/kg.

Mit diesen Größen berechnet sich η_G zu:

$$\eta_G = \frac{\dot{Q}_{WRG}}{\dot{Q}_{Lüft}} = \frac{\dot{m}_{ra} (h_a - h_{ra})}{(\dot{m}_a + \dot{m}_{exf}) \cdot (h_a - h_{au})} = \frac{\dot{m}_{ra}}{(\dot{m}_a + \dot{m}_{exf})} \cdot \varepsilon_{WRG} \quad (6.24)$$

- mit η_G : globale Rückwärmezahl.

Dies läßt sich vereinfachen zu:

$$\eta_G = \gamma_a \cdot \gamma_{ra} \cdot \varepsilon_{WRG} \quad (6.25)$$

mit $\gamma_a = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_{exf}}$, (6.26)

$$\gamma_{ra} = 1 - R_{INT1} = \frac{\dot{m}_{ra}}{\dot{m}_a}, \quad (6.27)$$

$$R_{INT1} = 1 - \frac{\dot{m}_{ra}}{\dot{m}_a} = 1 - \frac{\rho_{ra} \cdot \dot{V}_{ra}}{\rho_a \cdot \dot{V}_a} = \frac{\dot{V}_a \cdot (\rho_a - \rho_{ra}) + \dot{V}_{INT1} \cdot \rho_{ra}}{\rho_a \cdot \dot{V}_a} \quad (6.28)$$

Anteil des Leckagemassenstroms \dot{m}_{INT1} am Abluftmassenstrom,

ρ_{ra} : Dichte der Luft direkt nach dem Wärmeaustauscher im Abluft-Fortluft-Trakt in kg/m³,

\dot{V}_{ra} : Volumenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Abluft-Fortluft-Trakt in m³/h.

γ_a ist der Anteil des Luftmassenstroms, der den Raum durch die Lüftungsanlage verläßt und γ_{ra} ist der Teil davon, der dann die Wärmerückgewinnungseinheit passiert. Durch eine Umrechnung, die vollständig in Anhang A6 durchgeführt wird, läßt sich η_G in Abhängigkeit der Kurzschluß- und Leckagevolumenströme darstellen:

$$\eta_G = \frac{[\dot{m}_{in} (1 - R_{EXT7}) - (1 - R_{EXT8}) (\dot{m}_{Frisch} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf}) (1 - R_{INT2}) R_{EXT7} - \dot{m}_{inf})] \cdot (1 - R_{INT1})}{[\dot{m}_{in} (1 - R_{EXT7}) - (1 - R_{EXT8}) (\dot{m}_{Frisch} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf}) (1 - R_{INT2}) R_{EXT7} - \dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf} (1 - R_{EXT7}) R_{INT1})]} \cdot \varepsilon_{WRG} \quad (6.29)$$

$$\text{mit } R_{\text{EXT8}} = 1 - \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\dot{m}_{\text{e}}} = 1 - \frac{\rho_{\text{in}} \cdot \dot{V}_{\text{in}}}{\rho_{\text{e}} \cdot \dot{V}_{\text{e}}} : \quad (6.30)$$

Anteil des Kurzschlußmassenstroms \dot{m}_{EXT8} am Zuluftmassenstrom,
 \dot{m}_{in} : Massenstrom aus dem Frischluft-Zuluft-Trakt in den belüfteten Raum in kg/h.

Aus Gleichung (6.29) erkennt man, daß die globale Rückwärmezahl η_G nur dann gleich der nominellen Rückwärmezahl ε_{WRG} ist, wenn weder Gebäude- bzw. Raumundichtigkeiten noch geräte-interne Leckagevolumenströme oder externe Kurzschlußvolumenströme existieren.

6.4 Massenspezifische Netto-Energieeinsparung (SNES)

Die Abkürzung SNES steht für *Specific Net Energy Saving* und wird in Wh/m³ gemessen [13]. Diese Größe dient der Einschätzung der energetischen Effizienz einer Lüftungsanlage. Ob durch solche Geräte Primärenergie-Einsparungen erzielt werden, hängt einerseits davon ab, wie effektiv die Wärmerückgewinnungseinheit ist und andererseits, wieviel mechanische Energie für den Betrieb der Ventilatoren benötigt wird. So kann der primärenergetisch bewertete Energiebedarf der Ventilatoren höher sein als die thermische Energieeinsparung durch die Wärmerückgewinnung, was dem Konzept dieser Anlagen völlig widerspricht. Das SNES berücksichtigt sämtliche Energieverluste und -gewinne bezüglich der Lüftungsanlage:

$$SNES = \rho_{\text{au}} \cdot \frac{\eta_G \cdot \dot{Q}_{\text{Lüft}} + P_{\text{Vent}} (f_r - f_p)}{\dot{m}} \quad (6.31)$$

mit SNES: Specific Net Energy Saving in Wh/m³,
 $\dot{Q}_{\text{Lüft}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_a - \bar{T}_{\text{au}})$: Lüftungswärmeverluste durch das Lüftungsgerät ohne Wärmerückgewinnung in W,
 P_{Vent} : Leistungsaufnahme der Ventilatoren in W,
 c_p : spezifische Wärmekapazität in kJ/(kgK),
 f_r : Anteil der Ventilatorleistung, die als Wärme den Luftvolumenströmen zugute kommt; dieser Faktor ist nahezu 1 für Ventilatoren auf der Einlaßseite und etwa gleich 0 für Abluftventilatoren,
 f_p : Produktionsfaktor, der berücksichtigt, daß die Erzeugung von elektrischer Energie ein Vielfaches an Primärenergie erfordert.

Der Term $\eta_G \cdot \dot{q}_{\text{Lüft}}$ beinhaltet die Gewinne durch die Wärmerückgewinnung, der Term $\dot{q}_{\text{Vent}} \cdot f_r$ die Wärmegewinne durch die Abwärme der Ventilatormotoren. Für den Fall, daß sowohl im Zuluft- als auch im Abluftkanal jeweils ein Ventilator vorhanden ist, wird $f_r = 0,5$. Der Ausdruck $\dot{q}_{\text{Vent}} \cdot f_p$ geht als Verlust ein. Der Produktionsfaktor wird auf 2,8 gesetzt, was einem Gesamtwirkungsgrad von etwa 36% zur Erzeugung von elektrischem Strom entspricht. Dieser setzt sich zusammen aus einem Kraftwerkwirkungsgrad von 42% und Leitungsverlusten von 6%. Nur wenn die Größe SNES positiv ist, wird durch die Lüftungsanlage wirklich Primärenergie gespart.

7. Berechnung von Luftströmungen

Die Gestalt und der Verlauf von Strömungs- bzw. Geschwindigkeitsfeldern ergeben sich als Lösungen der Massen-, Energie- und Impulsbilanzgleichungen (Gleichungen aus [22]).

$$\text{Impulsbilanzglg.:} \quad \rho \cdot \left(\frac{\partial}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} \right) \vec{v} = \rho \cdot \vec{g} - \vec{\nabla} p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \frac{1}{3} \cdot \eta \cdot \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \quad (7.1)$$

$$\text{Energiebilanzglg.:} \quad \rho \cdot c \cdot \left(\frac{\partial}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} \right) T = \lambda \cdot \Delta T + \left(\frac{\partial}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} \right) p + \eta \cdot \Phi \quad (7.2)$$

$$\text{Massenbilanzglg.:} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (7.3)$$

mit ρ : Dichte in kg/m^3 ,
 $\vec{v} = \begin{pmatrix} v_x(\vec{r}, t) \\ v_y(\vec{r}, t) \\ v_z(\vec{r}, t) \end{pmatrix}$: Strömungsgeschwindigkeit in m/s ,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$: Beschleunigung des Erdfelds,
 p : Druck in Pa,
 η : dynamische Viskosität in kg/(ms) ,
 c : spezifische Wärmekapazität in J/(kgK) ,
 λ : Wärmeleitfähigkeit in W/(mK) ,
 Φ : Dissipationsfunktion in $\text{J/(kgm}^2\text{)}$,
 T : Temperatur in K,
 t : Zeit in s.

Eine Impulsänderung pro Volumenelement ist demnach abhängig von der Schwerkraft, von dem Druckgradienten und der Reibungskraft.

Für ideale Gase wird der Zusammenhang zwischen den thermodynamischen Zustandsgrößen Dichte ρ , Druck p und Temperatur T durch die thermodynamische Zustandsgleichung beschrieben:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (7.4)$$

mit $R = 8314 \text{ J/(kmol}\cdot\text{K)}$: allgemeine Gaskonstante,
 T : absolute Temperatur in K.

Für Luft mit etwa 29 kg/kmol ist $R = 287 \text{ J/(kgK)}$.

Das zu lösende Gleichungssystem besteht aus sechs Gleichungen für die sechs unbekanntenen Größen Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung $v_x(\vec{r}, t)$, in y-Richtung $v_y(\vec{r}, t)$ und in z-Richtung $v_z(\vec{r}, t)$, Druck p , Temperatur T und Dichte ρ .

Im Falle einer turbulenten Strömung erhalten die Navier-Stokes-Gleichungen Zusatzglieder, die dadurch entstehen, daß die Strömungsgeschwindigkeiten in einen zeitlichen Mittelwert und einem Schwankungswert aufgespalten werden, der die Turbulenz charakterisiert. Auf diesen Fall wird hier allerdings nicht näher eingegangen. Erläuterungen dazu befinden sich in

[16]. Aufgrund ihrer Nichtlinearität kann keine allgemeine Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen aufgestellt werden. Trotzdem lassen sich für einige Spezialfälle exakte Lösungen angeben. Eine davon wird im nächsten Abschnitt besprochen, die zur Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr benötigt wird (siehe Kapitel 8.2.3 und 8.2.4).

7.1 Hagen-Poiseuillesche-Rohrströmung

Gesucht sind die Bewegungsgleichungen für die laminare Strömung eines Fluids in einem Rohr mit kreisförmigem Querschnitt. Die Eintrittsgeschwindigkeit in das Rohr soll sowohl zeitlich als auch über den gesamten Rohrquerschnitt in der Eintrittsebene konstant sein.

Die Rohrachse definiert die z-Achse, die x-Achse entspricht dann der radialen Koordinate r, gemessen von der Rohrachse aus. Die Navier-Stokes-Gleichungen liefern die folgende Geschwindigkeitsverteilung [16]:

$$v_z(r) = -\frac{1}{4\eta} \cdot \frac{dp}{dz} (R^2 - r^2) \quad (7.5)$$

mit r: radiale Koordinate in m,
z: Koordinate in Richtung der Rohrachse in m,
R: Rohrradius in m.

Die Maximalgeschwindigkeit $v_{z,max}$ wird in der Rohrmitte erreicht:

$$v_{z,max} = -\frac{R^2}{4\eta} \cdot \frac{dp}{dz} \quad (7.6)$$

Die mittlere Geschwindigkeit über den Rohrquerschnitt beträgt genau die Hälfte der Maximalgeschwindigkeit:

$$\bar{v}_z = -\frac{R^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dz} \quad (7.7)$$

mit \bar{v}_z : mittlere Geschwindigkeit in m/s.

Das konstante Druckgefälle dp/dz läßt sich auch schreiben als:

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{16}{Re \cdot R} \cdot \rho \cdot \bar{v}_z^2 \quad (7.8)$$

mit $Re = \frac{\bar{v}_z \cdot 2 \cdot R}{\nu}$: Reynolds-Zahl,

$\nu = \frac{\eta}{\rho}$: kinematische Viskosität in m^2/s .

Bei bekannter mittlerer Geschwindigkeit \bar{v}_z kann die Geschwindigkeitsverteilung dann folgendermaßen angegeben werden:

$$v_z(r) = \frac{2}{R^2} \cdot \bar{v}_z \cdot (R^2 - r^2) \quad (7.9)$$

In Abbildung 7.1 wird eine solche Verteilung für eine mittlere Geschwindigkeit $\bar{v}_z = 10 \text{ cm/s}$ und für einen Radius $R = 4,6 \text{ cm}$ dargestellt.

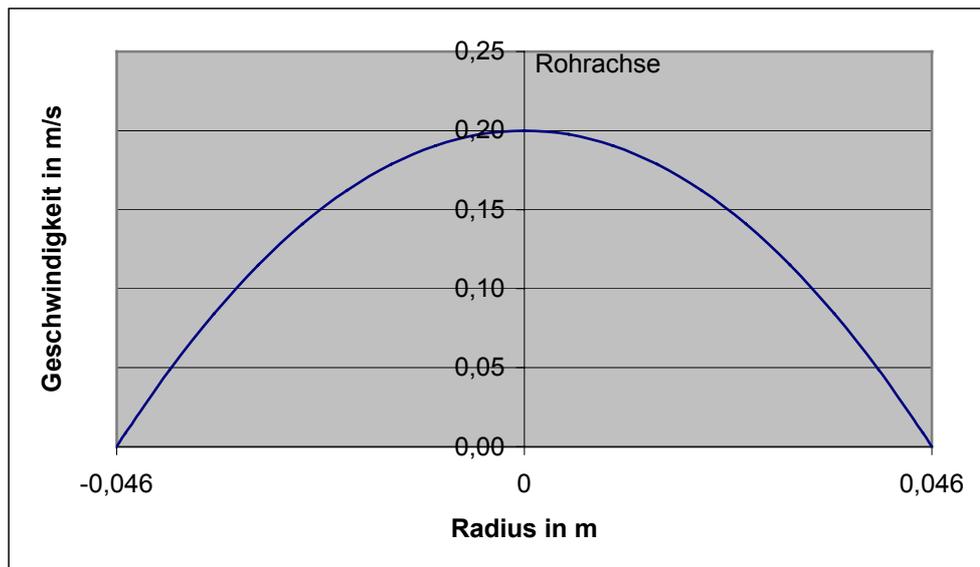


ABBILDUNG 7.1: GESCHWINDIGKEITSVERTEILUNG EINER ROHRSTRÖMUNG BEI EINER MITTLEREN GESCHWINDIGKEIT VON $\bar{v}_z = 10 \text{ cm/s}$. DIE ROHRACHSE FÄLLT MIT DER Z-ACHSE ZUSAMMEN; DER RADIUS DES ROHRES BETRÄGT $R = 4,6 \text{ cm}$.

Aus Gleichung (7.9) ist ersichtlich, daß die Geschwindigkeitsverteilung einem Rotationsparaboloid entspricht. Infolge der Wandreibung wird das wandnahe Fluid verzögert, wodurch sich das berechnete Parabelprofil einstellt.

Diese laminare Rohrströmung stellt sich in Wirklichkeit aber nur dann ein, wenn die Reynolds-Zahl den kritischen Wert von $Re_{\text{krit}} \approx 2300$ unterschreitet. Für größere Reynolds-Zahlen ergibt sich eine turbulente Strömung, die mit wachsender Reynolds-Zahl in ein immer stärker ausgeprägtes „Rechteckprofil“ übergeht.

7.2 Computational Fluid Dynamics (CFD)

Mit der Abkürzung CFD wird die numerische Simulation von Fluidströmungen und Wärmetransportvorgängen bezeichnet.

Die in Kapitel 7.1 angegebenen Bilanzgleichungen haben, wie schon erwähnt, keine allgemeine analytische Lösung, außer für einige einfache Spezialfälle. Für die restlichen Fälle muß daher zur Lösung dieser Bilanzgleichungen die Methode der numerischen Integration angewendet werden.

Dazu wird das untersuchte Volumen komplett in kleine, kubische, nicht überschneidende Volumenelemente unterteilt. Für jedes dieser Elemente müssen die Erhaltungssätze erfüllt

werden. Dabei dient die Lösung für ein Volumenelement zugleich als Randbedingung für die Nachbarzellen.

Das für die Simulationsrechnungen verwendete Programm *Flovent* liefert die Lösung der Variablen v_x , v_y , v_z , p , T und die Konzentration c eines zweiten Fluids für Fluidströmungen und Wärmetransportvorgänge durch Wärmeleitung, Konvektion und Temperaturstrahlung. Das Programm ist zur Simulation folgender Problemstellungen geeignet:

- Zwei- und dreidimensionale Probleme,
- Laminare und turbulente Strömungen,
- Freie und erzwungene Konvektion,
- Stationäre und zeitabhängige Vorgänge.

Die räumliche Darstellung der Versuchskonfigurationen und der Ergebnisse erfolgt sowohl grafisch als auch tabellarisch. Abbildung 7.2 zeigt als Beispiel den vereinfachten Aufbau der Klimakammer in drei Dimensionen. Wände, Decken und Türen sind in roter Farbe, Ausstattungsgegenstände in blau und Luftein- und auslässe in orange eingezeichnet.

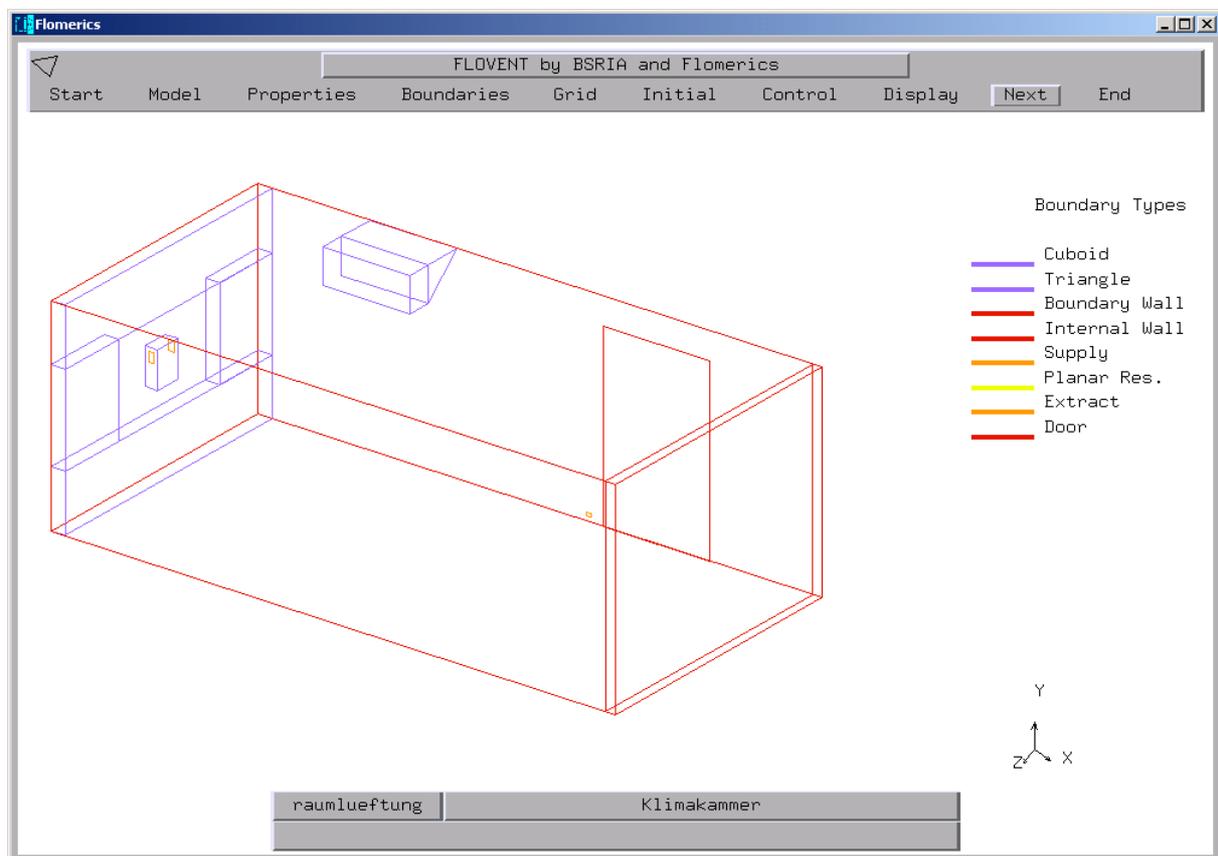


ABBILDUNG 7.2: RÄUMLICHE DARSTELLUNG DER KLIMAKAMMER IN *FLOVENT*. IM OBEREN BILDDRAND SIND DIE MENÜPUNKTE AUFGEListET, RECHTS BEFINDET SICH DIE LEGENDE ZUR GRAFIK UND UNTEN SIND DER DATEINAME, ERLÄUTERUNGEN ZUR DATEI UND DAS KOORDINATENSYSTEM ABGEBILDET. IN DER MITTE DER LINKEN STIRNWAND IST EIN LÜFTUNGSGERÄT EINGEBAUT. DIE AB-LUFTÖFFNUNG IST LINKS UNTEN NEBEN DER TÜR ALS KLEINES QUADRAT ZU ERKENNEN. DIE ZWISCHENWAND IST RECHTS VOR DER HINTEREN STIRNWAND EINGEZEICHNET.

Die graphische Darstellung der Ergebnisse erfolgt für die Geschwindigkeiten in Vollfarben, als Kontur oder vektoriell, für die übrigen Variablen nur in Vollfarben oder als Kontur möglich. In Abbildung 7.3 a) bis c) ist ein Beispielfall zur Verdeutlichung der drei Darstellungsvarianten aufgezeigt. In einem auf 20 °C geheizten Raum mit den Abmessungen

4 m x 2,5 m x 3 m wird das über die gesamte Breite der Front angebrachte Fenster (1,4 m Höhe) geöffnet, so daß die 0 °C kalte Außenluft ein und die warme Raumluft ausströmt. Die Bilder sind eine Momentaufnahme der Strömungsgeschwindigkeit v_x in x-Richtung 300 Sekunden nach Öffnen des Fensters (siehe auch Kapitel 7.3 und 7.4). Die Farbskalen ordnen den Farben die entsprechenden Geschwindigkeiten zu.

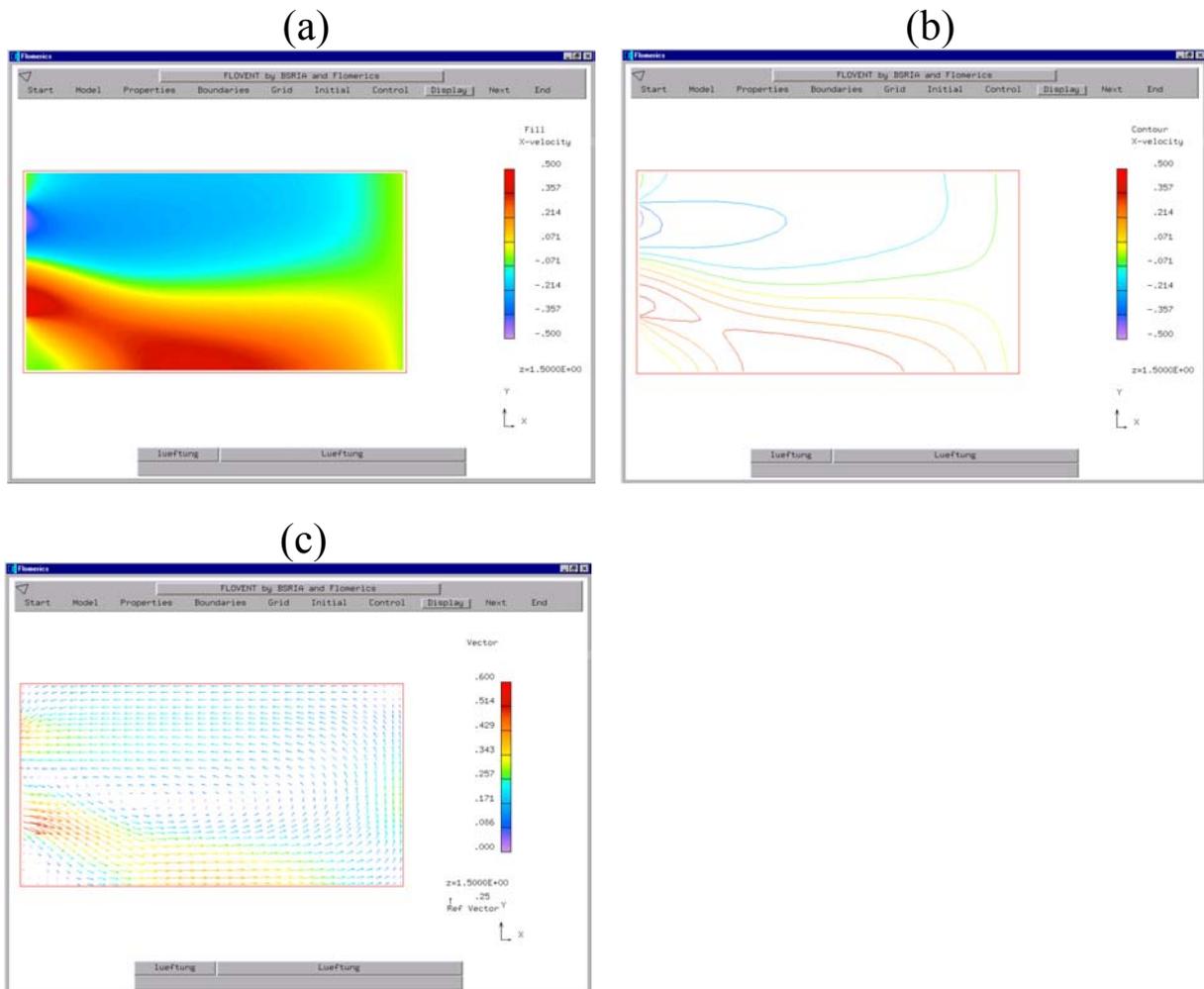


ABBILDUNG 7.3: DIE GESCHWINDIGKEIT v_x IST IN VOLLFARBEN (a), ALS KONTUR (b) UND VEKTORIELL (c) DARGESTELLT. IN DER VEKTORDARSTELLUNG (c) ERKENNT MAN, DAB FÜR JEDES VOLUMENELEMENT EINE LÖSUNG BERECHNET UND ANGEZEIGT WIRD.

Die unterschiedlichen Möglichkeiten lassen sich auch kombinieren, so daß man beispielsweise die Temperatur in Vollfarben und die Strömungsgeschwindigkeit vektoriell darstellen kann.

7.3 Ein einfaches Modell für den Luftaustausch durch ein geöffnetes Fenster

In diesem Kapitel soll ein einfaches Modell zur freien Lüftung vorgestellt und die damit ermittelbaren Größen hergeleitet werden. Die Berechnungen beziehen sich auf einen Raum ohne Einrichtungsgegenstände mit einem Volumen V_R . Der Raum soll über ein Fenster belüftet werden, welches die gesamte Breite der Fassade einnimmt, nicht aber deren gesamte Höhe. Unter der Annahme, daß die Innenlufttemperatur höher ist als die Außenlufttemperatur, stellt sich das schon in Abbildung 4.1 gezeigte Druckprofil ein. In Abbildung 7.4 sind die resultierenden Geschwindigkeitsprofile dargestellt. Die Luft strömt mit der Geschwindigkeit $v_i(z)$ aus und gelangt von außen mit der Geschwindigkeit $v_a(z)$ in den Raum.

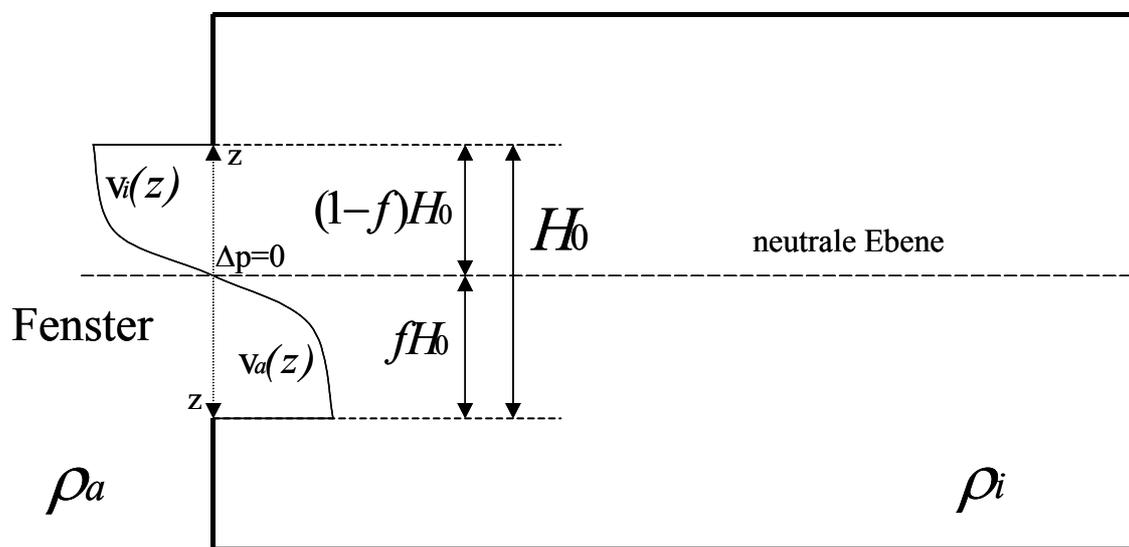


ABBILDUNG 7.4: DARSTELLUNG DES MODELLRAUMS MIT DEN IN DEN RECHNUNGEN VERWENDETEN GRÖßEN.

Wie in Kapitel 4.1 bereits erwähnt wurde, liegt die neutrale Ebene nicht exakt in der Mitte der Fensterhöhe, da ansonsten ein Widerspruch zwischen der Kräftebilanz und der Massenbilanz auftritt. Die Zusammenhänge werden im Folgenden erläutert.

Als Anfangsbedingung soll gelten, daß zur Zeit $t = 0$ sowohl innen als auch außen homogene Zustände herrschen, d.h., die Temperaturen und Dichten der Luft in dem jeweiligen Bereich sind zeitlich und auch räumlich konstant. Die Druckdifferenz zwischen Raum und Umgebung entsteht durch die Dichteunterschiede der beiden Luftmassen. Wenn davon ausgegangen wird, daß die neutrale Ebene in der Mitte des Fensters bei $(H_0/2)$ liegt, dann müssen die beiden Druckdifferenzen gleich groß sein:

$$|\Delta p| = \frac{H_0}{2} \cdot g(\rho_a - \rho_i) = \frac{\rho_i}{2} \cdot v_{i,\max}^2 \quad \text{für } |z| = \frac{H_0}{2} \quad (7.10)$$

Kräftebilanzen:

$$|\Delta p| = \frac{H_0}{2} \cdot g(\rho_a - \rho_i) = \frac{\rho_a}{2} \cdot v_{a,\max}^2 \quad \text{für } |z| = \frac{H_0}{2} \quad (7.11)$$

mit H_0 : Fensterhöhe in m,
 ρ_a : Dichte der Außenluft in kg/m^3 ,
 ρ_i : Dichte der Raumluft in kg/m^3 ,
 $v_{i,\max}$: Maximalgeschwindigkeit des nach außen gerichteten Luftstroms in m/s,
 $v_{a,\max}$: Maximalgeschwindigkeit des nach innen gerichteten Luftstroms in m/s,
 $v_{i,a,\max} \propto \sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho_{i,a}} \cdot g \cdot \frac{H_0}{2}}$: maximale Geschwindigkeit der aus- bzw. einströmenden Luft in m/s.

Durch Gleichsetzen von (7.10) und (7.11) folgt:

$$\rho_i \cdot v_{i,\max}^2 = \rho_a \cdot v_{a,\max}^2 \quad (7.12)$$

Auch die Massenbilanz der ein- und ausströmenden Luftmassen wird zunächst unter der Annahme aufgestellt, daß die neutrale Ebene in der Mitte des Fensters liegt:

Massenbilanz:
$$\rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot \frac{H_0}{2} = \rho_i \cdot \bar{v}_i \cdot \frac{H_0}{2} \quad (7.13)$$

mit
$$\bar{v}_{i,a} = \frac{1}{\frac{H_0}{2}} \int_0^{\frac{H_0}{2}} v_{i,a}(z) dz \propto \sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho_{i,a}} \cdot g \cdot H_0} \propto v_{i,a,\max}$$

\bar{v}_a : mittlere Geschwindigkeit der einströmenden Luft in m/s,

\bar{v}_i : mittlere Geschwindigkeit der ausströmenden Luft in m/s.

Daraus folgt:

$$\rho_a \cdot \bar{v}_a = \rho_i \cdot \bar{v}_i \quad (7.14)$$

Da $\bar{v}_{i,a}$ proportional zu $v_{i,a,\max}$ ist, können die Gleichungen (7.12) und (7.14) nicht gleichzeitig gelten. Der Widerspruch kann vermieden werden, indem die neutrale Ebene nicht von vornherein auf die Mitte festgelegt wird, sondern als variable Größe in die Rechnungen eingeht. Die Höhe der neutralen Ebene über der Fensterunterkante wird mit $f \cdot H_0$ bezeichnet mit f als noch unbestimmtem Faktor. Die Entfernung bis zur Fensteroberkante ist dann durch $(1-f) \cdot H_0$ gegeben. Durch eine Rechnung, die in Anhang A7 aufgeführt ist, läßt sich zeigen, daß der Faktor f nur von dem Dichteverhältnis zwischen der Umgebung und dem Innenraum abhängt:

$$f = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_a}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (7.15)$$

mit f : Anteil der Höhe von der Fensterunterkante bis zur neutralen Ebene an der Gesamtfensterhöhe.

Ein Beispiel verdeutlicht die Größenordnung des Faktors f . Die Außentemperatur soll 0 °C , die Raumtemperatur 20 °C betragen. Über die allgemeine Gasgleichung läßt sich das benötigte Dichteverhältnis ermitteln:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (7.16)$$

$$\Rightarrow \rho_a = \frac{p}{R \cdot 273\text{ K}}, \quad \rho_i = \frac{p}{R \cdot 293\text{ K}}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\rho_a}{\rho_i} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,0238$$

$$\Rightarrow f = 0,494$$

Die Abweichung der neutralen Ebene von $H_0/2$ ist demnach sehr gering. Für Überschlagsrechnungen kann daher von der Annahme ausgegangen werden, daß die neutrale Ebene auf der Höhe $H_0/2$ liegt.

Als weitere Größen sind die Auffüllzeit $T_{\text{Füll}}$, der Austauschmassenstrom $\dot{M}_{\text{Austausch}}$ pro Fensterbreite und der Austauschvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Austausch}}$ pro Fensterbreite interessant.

Die Auffüllzeit $T_{\text{Füll}}$ gibt die Zeitdauer an, die benötigt wird, um das Volumen unterhalb des Fensters mit kalter Außenluft zu füllen. Diese berechnet sich zu:

$$T_{\text{Füll}} = \frac{d \cdot L}{\bar{v}_a \cdot f \cdot H_0} \quad (7.17)$$

mit $T_{\text{Füll}}$: Auffüllzeit für das unterhalb der Fensterunterkante befindliche Volumen in s,

d : Höhe der Fensterunterkante über dem Boden in m,

L : Länge des Raumes in m

$$\bar{v}_a = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot f \cdot H_0} : \text{ mittlere Geschwindigkeit der einströmenden Luft}$$

in m/s (s. Anhang A7).

Solange das Volumen unterhalb der Fensterunterkante noch nicht komplett mit Kaltluft aufgefüllt ist, bleiben die Größen $\dot{M}_{\text{Austausch}}$ und $\dot{V}_{\text{Austausch}}$ konstant, da sich die aktive – am Luftaustausch beteiligte – Fensterfläche nicht ändert. Dies ist nicht mehr der Fall, wenn das Volumen unterhalb der Fensterunterkante nur noch kalte Außenluft enthält und die einströmende Kaltluft nun das Volumen bis zur Fensteroberkante ausfüllt. Ab diesem Zeitpunkt verringern sich die oben genannten Größen, bis auch das Volumen von der Fensterunter- bis zur Fensteroberkante nur noch Kaltluft beinhaltet. Danach findet kein Austausch mehr statt, weil keine treibenden Kräfte mehr vorhanden sind.

Die Berechnung sowohl des Austauschmassenstroms als auch des Austauschvolumenstroms muß also in zwei Zeitbereiche unterteilt werden. Der erste Zeitbereich, der durch konstante Ströme gekennzeichnet ist, beginnt bei $t = 0$ und endet bei $t = T_{\text{Füll}}$. Folgende Gleichung läßt sich aufstellen:

$$\dot{M}_{Austausch} = B \cdot \rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H_0 \quad (7.18)$$

mit $\dot{M}_{Austausch}$: Austauschmassenstrom in kg/s,
 B: Fensterbreite in m.

Dividiert man diese Gleichung durch B, so erhält man den gesuchten Massenstrom pro Fensterbreite:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{M}_{Austausch}}{B} &= \rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H_0 = \rho_a \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot f \cdot H_0} \cdot f \cdot H_0 = \\ &= \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_a \cdot (\rho_a - \rho_i) \cdot g} \cdot (f \cdot H_0)^{\frac{3}{2}} \end{aligned} \quad (7.19)$$

Der Austauschvolumenstrom pro Fensterbreite ergibt sich aus dem Austauschmassenstrom pro Fensterbreite dividiert durch die Dichte der Außenluft:

$$\frac{\dot{V}_{Austausch}}{B} = \frac{1}{\rho_a} \cdot \frac{\dot{M}_{Austausch}}{B} \quad (7.20)$$

mit $\dot{V}_{Austausch}$: Austauschvolumenstrom in m³/s.

Der zweite Zeitbereich, der durch die Variable t' gekennzeichnet wird, und in dem sich die aktive Fensterfläche mit dem Eindringen der Kaltluft verringert, beginnt bei $t = T_{\text{Füll}} \hat{=} t' = 0$ und endet, wenn das Volumen bis zur Fensteroberkante mit Kaltluft aufgefüllt ist. Der Austauschmassenstrom und auch der Austauschvolumenstrom sind wie im Falle des ersten Zeitbereichs zu berechnen, allerdings mit der zeitabhängigen Größe $H(t')$:

$$\frac{\dot{M}_{Austausch}}{B} = \rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H(t') \quad (7.21)$$

mit $H(t') = \frac{H_0}{\left(1 + \sqrt{\frac{H_0}{4} \cdot k \cdot t'}\right)^2}$: Fensterhöhe zur Zeit t' in m. (7.22)

Für $t > T_{\text{Füll}}$ bzw. $t' > 0$ wird der Gesamtmassenstrom bzw. Gesamtvolumenstrom aus der Summe der Massenströme bzw. Volumenströme der einzelnen Zeitbereiche gebildet.

Um die Auffüllzeit, das Austauschvolumen und den Austauschvolumenstrom ohne großen Rechenaufwand ermitteln zu können, wurde ein Programm geschrieben, das die Eingabe der benötigten Parameter erlaubt und als Ausgabe die gesuchten Werte in Form von Tabellen und Diagrammen liefert.

In Abweichung von den bisherigen Herleitungen wurde die Abhängigkeit der Dichte von der relativen Luftfeuchtigkeit im Programm berücksichtigt. Die Gleichung für die Dichte lautet in diesem Fall:

$$\rho = \frac{p - 0,37802 \cdot \Phi \cdot p_s}{R \cdot T} \tag{7.23}$$

mit Φ : relative Luftfeuchtigkeit in %,

$$p_s = \exp\left(59,484085 - \frac{6790,4985}{T} - 5,02802 \cdot \ln T\right).$$

p_s ist eine empirische Gleichung für den Sättigungsdampfdruck von Wasser in Luft mit der Temperatur T in Kelvin [17].

Außentemperatur T _a :	<input type="text" value="273"/>	K
Innentemperatur T _i :	<input type="text" value="293"/>	K
Außendruck p:	<input type="text" value="1013"/>	mbar
rel. Luftfeuchte im Raum:	<input type="text" value="40"/>	%
außen:	<input type="text" value="55"/>	%
Fensterhöhe h:	<input type="text" value="1,5"/>	m
Einbauhöhe des Fensters d:	<input type="text" value="1"/>	m
Tiefe des Raumes L:	<input type="text" value="5"/>	m
<input type="button" value="Eingabe löschen"/>		<input type="button" value="Berechnen"/>

ABBILDUNG 7.5: EINGABEMASKE DES PROGRAMMS ZUR ANGABE DER RANDBEDINGUNGEN. HIER SIND BEISPIELWERTE EINGETRAGEN WORDEN, AUS DENEN DIE IN ABBILDUNG 7.6 DARGESTELLTEN GRÖßEN BERECHNET WERDEN.

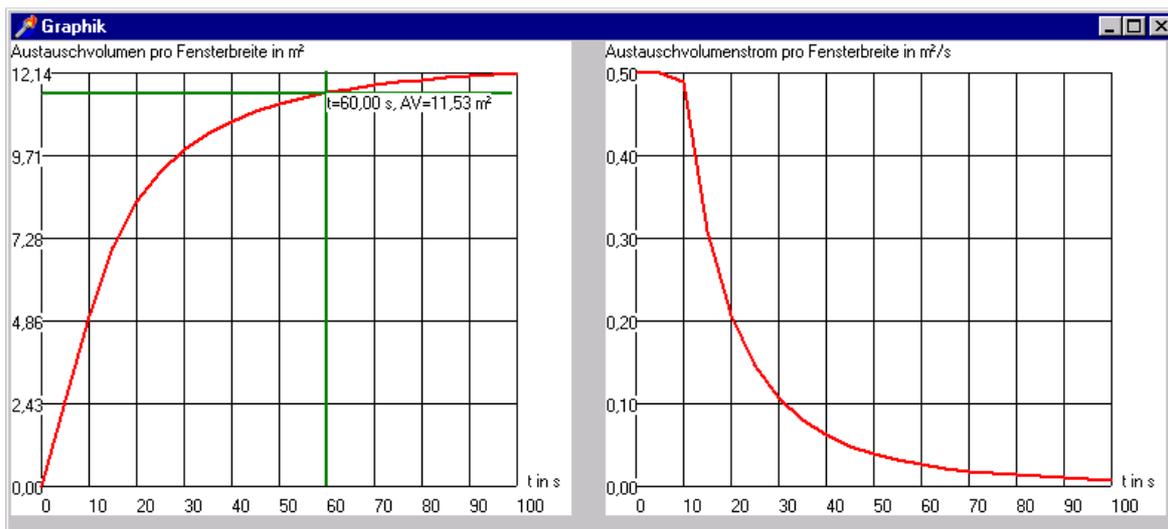


ABBILDUNG 7.6: ZEITLICHER VERLAUF DES GESAMTAUSTAUSCHVOLUMENS UND DES AUSTAUSCHVOLUMENSTROMS PRO METER FENSTERBREITE FÜR EINEN ZEITRAUM VON 100 SEKUNDEN. IN DER LINKEN DARSTELLUNG KANN DURCH EINEN MAUSKLIK AUF DIE FUNKTION DIE ENTSPRECHENDEN PARAMETER (ZEIT UND AUSTAUSCHVOLUMEN PRO FENSTERBREITE) ANGEZEIGT WERDEN. DER ZEITPARAMETER GEHT IN DIE BERECHNUNG DER WÄRMEVERLUSTE (S.U.) EIN.

Abbildung 7.6 zeigt im linken Diagramm den typischen zeitlichen Verlauf des Gesamtaustauschvolumens. Der zunächst annähernd konstante Anstieg kennzeichnet den Auffüllvorgang des Grundvolumens. Danach flacht die Kurve zusehends ab, da die effektive Austauschhöhe immer geringer wird.

Der Austauschvolumenstrom im rechten Diagramm ist als momentaner Volumenstrom zum jeweiligen Zeitpunkt zu verstehen.

Anhand der Diagramme lassen sich für die jeweiligen Räume sinnvolle Fensteröffnungsdauern angeben. Eine sinnvolle Fensteröffnungsdauer ist dann erreicht, wenn die beiden Kurven in Abbildung 7.6 in einen Verlauf nahezu parallel zur x-Achse übergehen.

Zusätzlich zur Bestimmung der sinnvollen Fensteröffnungsdauer ermöglicht das Programm die Berechnung der Wärmemenge, die innerhalb einer durch den Benutzer gewählten Lüftungszeit durch Auskühlen der umgebenden Wände und durch den Abtransport der warmen Raumluft in die Umgebung abgegeben wird. Man erhält somit einen Einblick in die Größenordnung der durch freie Lüftung entstandenen Wärmeverluste und den dadurch erhöhten Wärmebedarf. So können die Öffnungszeiten zugleich bezüglich des ausgetauschten Luftvolumens und der Wärmeverluste optimiert werden.

Die Höhe der langfristigen Wärmeverluste wird durch die Materialeigenschaften Dicke und Wärmeleitfähigkeit vorgegeben. Für kurzzeitige Wärmespeichervorgänge benötigt man die Eindringtiefe $\delta(t)$, die ein Maß für das Eindringvermögen einer an der Oberfläche bestehenden Temperaturdifferenz ist. Der Wärmeverlust durch das Auskühlen der Wände ist wiederum proportional zu dieser Eindringtiefe. Folgender Zusammenhang stellt sich dar [22]:

$$Q_{Wand}(t) = \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot c \cdot A \cdot \delta(t) \cdot \Delta T \quad (7.24)$$

mit $Q_{Wand}(t)$: Wärmeverlust durch die Wände in W,

$$\delta(t) = \sqrt{12 \cdot a \cdot t} = \sqrt{\frac{12 \cdot \lambda \cdot t}{\rho \cdot c}} : \text{Eindringtiefe in m,}$$

a: Temperaturleitfähigkeit in m^2/s ,
 c: spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kgK})$,
 A: Fläche der am Auskühlvorgang beteiligten Wände in m^2 ,
 ΔT : Temperaturdifferenz in K.

Die Zeitdauer, die zur Berechnung der Eindringtiefe benötigt wird, kann durch den Benutzer durch einen Mausklick auf die Funktion des Austauschvolumens oder des Austauschvolumenstroms an der gewünschten Stelle vorgegeben werden.

Die Wärmeverluste, die durch den Austausch der warmen Raumluft mit kalter Außenluft zustande kommen, sind gegeben durch:

$$Q_{Luft} = \rho \cdot c \cdot V \cdot \Delta T \quad (7.25)$$

The screenshot shows a software window titled "Wärmemengenverluste" with the following content:

Berechnung der Wärmemengenverluste durch Fensterlüftung:

Geben Sie die Breite des Raumes an:
 m

Geben Sie die Wandparameter ein:
 Dichte: kg/m³
 Wärmekapazität: J/(kgK)
 Wärmeleitfähigkeit: W/(mK)

Ergebnis:

Wärmeverluste durch die Wand:
 J = kWh

Wärmeverluste durch das Luftvolumen:
 J = kWh

Buttons:

ABBILDUNG 7.7: LÜFTUNGSWÄRMEVERLUSTE DURCH LUFTAUSTAUSCH ÜBER DAS FENSTER UND AUSKÜHLEN DER WÄNDE FÜR EINE ZEITDAUER VON 60 SEKUNDEN.

Abbildung 7.7 zeigt das Programmfenster mit den Eingabefeldern der Materialeigenschaften und der Ausgabe der berechneten Lüftungswärmeverluste. Im vorliegenden Beispiel wurden die Parameter aus Abbildung 7.5 verwendet. Die umgebenden Wände sollen der Einfachheit halber vollständig aus Beton gefertigt sein. Die Wandparameter sind dem Bedienungshandbuch von *Flovent* [9] entnommen worden. Die Fensteröffnungsdauer wurde, wie in Abbildung 7.5 erkennbar ist, durch einen Mausklick auf das Diagramm des Austauschvolumens pro Fensterbreite auf 60 Sekunden gesetzt.

Die Wärmeverluste durch Auskühlen der Wände sind nach diesem Modell um einen Faktor 15 höher als die Verluste durch das Abkühlen der Raumluft auf Außentemperatur. Dieses Ergebnis zeigt auf, daß durch eine unnötig lange Lüftungsdauer in Kippstellung der Fenster wesentlich höhere Wärmeverluste entstehen als bei kurzem, aber intensiven Lüften (Stoßlüftung).

Im folgenden soll auf die Einschränkungen des einfachen Modells eingegangen werden. Sämtliche Formeln wurden unter der Annahme hergeleitet, daß sich das Fenster über die gesamte Breite der Fassade erstreckt. Daher können die Ergebnisse nicht auf einen Fall übertragen werden, für den diese Bedingung nicht erfüllt ist.

Des weiteren bleiben die Wände bei der Berechnung der Auffüllzeit und des Austauschvolumens als Wärmespeicher unberücksichtigt, wodurch sich bei realen Vorgängen längere Auffüllzeiten ergeben, da die einströmende kalte Luft durch die umgebenden Wände und den Boden aufgeheizt wird.

Hinzu kommt, daß Turbulenzen nicht einbezogen werden. Nach dem Modell strömt die Kaltluft in den Raum ohne sich in den Randzonen mit der warmen Raumluft zu vermischen.

Das Öffnen des Fenster erfolgt im Modell instantan – ein Vorgang, der in der Realität nicht erreicht wird. Außerdem entstehen beim Öffnen eines Fensters zusätzliche Störungen, die sich mit der durch Dichteunterschiede verursachten Strömung überlagern.

Im folgenden Abschnitt wird abschließend ein Beispielfall zum Vergleich zwischen den Ergebnissen des einfachen Modells und den CFD-Berechnungen mit *Flovent* betrachtet.

7.4 Vergleich zwischen Modell- und CFD-Berechnungen

Die Größen, die als Randbedingung für dieses Beispiel festgelegt sind, sind in Abbildung 7.8 gezeigt. In einem Raum mit den Abmessungen (L x B x H) 4 m x 3 m x 2,5 m ist fassadenseitig über die gesamte Raumbreite ein Fenster mit der Höhe $h = 1,6$ m in einem Abstand von 0,8 m über dem Boden eingebaut. Bei einer Außenlufttemperatur von 15 °C und einer anfangs gleichmäßigen Raumlufthtemperatur von 20 °C wird sich am geöffneten Fenster eine abwärtsgerichtete "Kaltluft" -Strömung ergeben, wenn das Fenster zur Zeit $t = 0$ s geöffnet wird. Um eine größere Übereinstimmung zu erhalten, wurden die umgebenden Wände wie im Modell als adiabat angenommen.

Da mit Hilfe des Simulationsprogramms instationäre Berechnungen der Luftgeschwindigkeiten und Lufttemperaturen durchgeführt und diese somit nach vorgegebenen Zeitintervallen bestimmt werden können, stehen die maximalen Geschwindigkeiten $v_{i,max}$ und $v_{a,max}$ in der Fensterebene und die Auffüllzeit $T_{Füll}$ dem direkten Vergleich zur Verfügung, wobei die Auffüllzeit anhand der Temperaturverteilung im Raum abgeschätzt werden muß.

Außentemperatur T_a :	<input type="text" value="288"/>	K
Innentemperatur T_i :	<input type="text" value="293"/>	K
Außendruck p :	<input type="text" value="1013"/>	mbar
rel. Luftfeuchte im Raum:	<input type="text" value="50"/>	%
außen:	<input type="text" value="75"/>	%
Fensterhöhe h :	<input type="text" value="1,6"/>	m
Einbauhöhe des Fensters d :	<input type="text" value="0,8"/>	m
Tiefe des Raumes L :	<input type="text" value="4"/>	m
<input type="button" value="Eingabe löschen"/> <input type="button" value="Berechnen"/>		

mittleres $v_{außen}$:	<input type="text" value="0,3445"/>	m/s
mittleres v_{innen} :	<input type="text" value="0,3485"/>	m/s
Auffüllzeit T für Volumen unterhalb des Fensters:	<input type="text" value="11,576"/>	s

ABBILDUNG 7.8: RANDBEDINGUNGEN WIE TEMPERATUREN, DRUCKE UND RAUMGEOMETRIE SIND IN DEM LINKEN FENSTER, DIE ERGEBNISSE FÜR DIE GESCHWINDIGKEITEN UND AUFFÜLLZEITEN IN DEM RECHTEN FENSTER DARGESTELLT. DIE GRÖÖE „MITTLERES VAUßEN“ BEDEUTET \bar{v}_a , „MITTLERES VINNEN“ ENTSpricht DER GRÖÖE \bar{v}_i .

Nach dem einfachen Modell errechnen sich die mittleren Geschwindigkeiten \bar{v}_a und \bar{v}_i zu 0,34 m/s bzw. 0,35 m/s und die Auffüllzeit $T_{Füll}$ zu 11,6 s (Abbildung 7.8, rechtes Fenster). In Abbildung 7.9 ist die von Flovent berechnete Strömungssituation und Temperaturverteilung im Raum zur Zeit $t = T_{Füll}$ gezeigt.

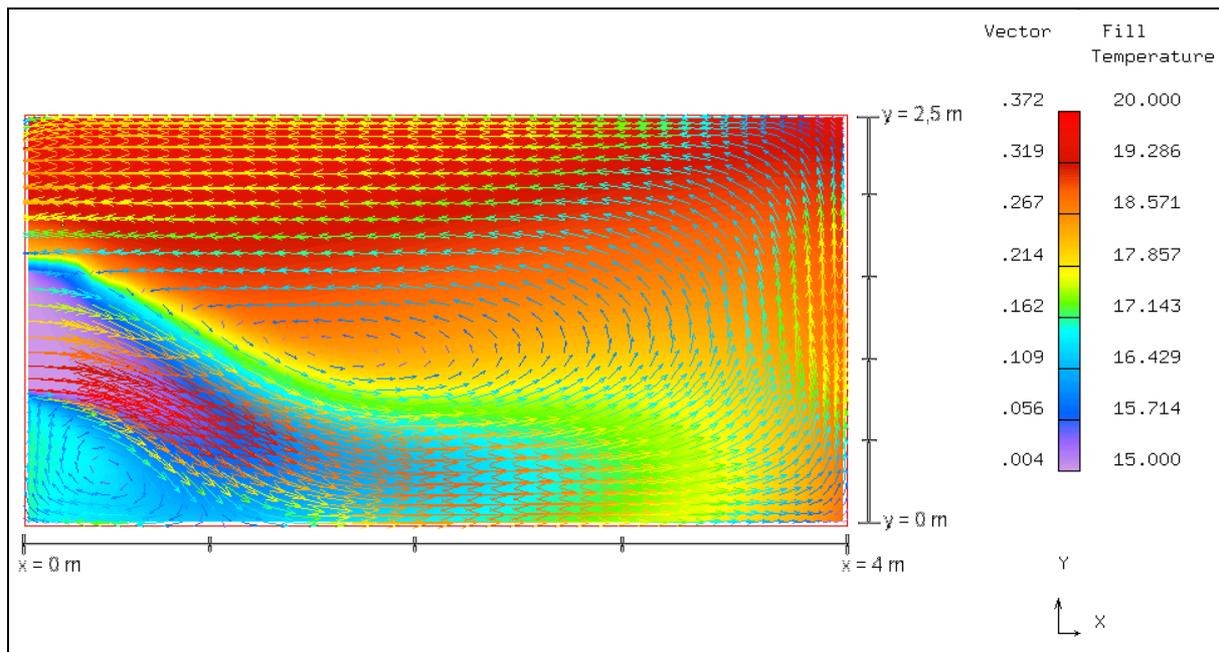


ABBILDUNG 7.9: RAUMLUFTGESCHWINDIGKEITEN UND -TEMPERATUREN ZUR ZEIT $t = T_{\text{FÜLL}}$ IN EINER EBENE SENKRECHT ZUM FENSTER.

Durch die einströmende Kaltluft entsteht im hinteren Teil des Raums eine dominierende linksdrehende Strömungswalze mit der Drehachse in der Raummitte und eine kleine rechtsdrehende Strömungswalze direkt unter dem Fenster. Deutlich erkennbar ist, daß sich an der Front der Kaltluft keine scharfe Temperaturabgrenzung zwischen der Außen- und der Raumluft ergibt, sondern daß der Übergang kontinuierlich ist. Um die Ein- und Ausströmgeschwindigkeiten von *Flovent* mit denen des Modells vergleichen zu können, müssen zunächst die von *Flovent* ermittelten Geschwindigkeiten mit Hilfe der Gleichungen (A7.11) bzw. (A7.12) auf die Mittelwerte umgerechnet werden. Für $v_{a,\max}$ und $v_{i,\max}$ findet sich nach Auswerten der Bilder:

$$v_{a,\max} = 0,372 \text{ m/s} \quad \Rightarrow \quad \bar{v}_a = 0,248 \text{ m/s},$$

$$v_{i,\max} = 0,358 \text{ m/s} \quad \Rightarrow \quad \bar{v}_i = 0,239 \text{ m/s}.$$

Die Geschwindigkeiten, die mit *Flovent* errechnet wurden, sind demnach um über 30 % niedriger als die mit Hilfe des einfachen Modell ermittelten Größen. Auch die Temperaturverteilung in Abbildung 7.9 zur Zeit $t = T_{\text{Füll}}$ zeigt, daß die Kaltluft das Grundvolumen noch nicht vollständig aufgefüllt hat. Daher ist die Auffüllzeit, die das Modell angibt, zu niedrig.

Das einfache Modell läßt sich also nicht für genaue Analysen von Auffüllvorgängen einsetzen. Es eignet sich aber, um Abschätzungen vorzunehmen.

8. Meßmethodik und experimenteller Aufbau

8.1 Tracergasverfahren

8.1.1 Grundlagen

Das Tracergasverfahren eignet sich besonders zur Messung der Luftwechselzahl ohne störenden Eingriff in den Raum. Je nach Methode wird der Raumluft oder der Zuluft eine geringe Menge eines Tracergases, auch Indikatorgas genannt, beigemischt. Die Verringerung der Gaskonzentration durch einströmende Frischluft läßt Rückschlüsse auf die Luftwechselzahl zu. In der Tracergasmeßtechnik sind drei unterschiedliche Verfahren bekannt:

- Konzentrations-Abklingmethode,
- Methode konstanter Injektion,
- Methode konstanter Konzentration.

Zunächst wird die mathematische Grundgleichung hergeleitet, die dann für die entsprechenden Randbedingungen der einzelnen Methoden gelöst wird.

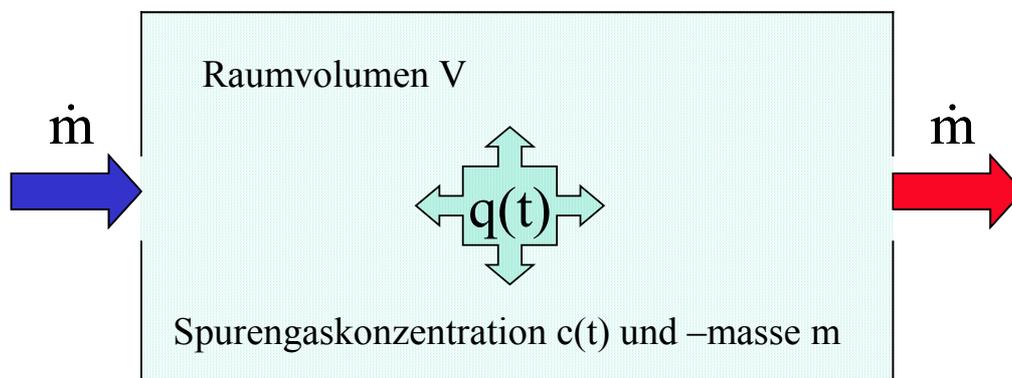


ABBILDUNG 8.1: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES MEßVOLUMENS V . DER ZU- UND ABLUFTMASSENSTROM DES TRACERGASES WIRD MIT \dot{m} BEZEICHNET. DIE IM RAUM VORHANDENE SPURENGASMENGE WIRD DURCH DIE KONZENTRATION $c(t)$ UND DIE MASSE m ANGEZEIGT. ÜBER DEN QUELLTERM $q(t)$ WIRD DER DIREKT IN DEN RAUM INJIZIERTE TRACERGASVOLUMENSTROM BERÜCKSICHTIGT.

Abbildung 8.1 zeigt die für die Aufstellung einer Spurengasmassenstrombilanz relevanten Größen in einem Raum mit dem Volumen V . In dem Raum befindet sich eine Injektionsquelle, die Tracergas mit einem Massenstrom $q(t)$ abgibt. Die gleichmäßige Durchmischung mit der Raumluft führt zu einer homogenen Spurengaskonzentration $c(t)$. Die Massenstrombilanz kann nun aufgestellt werden:

$$m \cdot \dot{c}(t) = -\dot{m} \cdot c(t) + \rho \cdot q(t) \quad (8.1)$$

mit m : Spurengasmasse in kg,
 $c(t)$: Spurengaskonzentration in ppm,
 $q(t)$: Spurengasinjektion in m³/s,
 ρ : Dichte des Tracergases in kg/m³,
 t : Zeit in s.

Die zeitliche Änderung der Gaskonzentration $m \cdot \dot{c}(t)$ ist gleich dem Zufluß $\rho \cdot q(t)$ des Tracergases durch die Injektion abzüglich des Abflusses von Tracergases $\dot{m} \cdot c(t)$. Division durch m liefert:

$$\dot{c}(t) = -\frac{\dot{m}}{m} \cdot c(t) + \frac{1}{m} \cdot \rho \cdot q(t) = -\frac{\dot{V}}{V} \cdot c(t) + \frac{1}{V} \cdot q(t) \quad (8.2)$$

mit V : Raumvolumen in m³,
 \dot{V} : Zuluft- bzw. Abluftvolumenstrom in m³/h.

Das zweite Gleichheitszeichen gilt nur für den isothermen Fall, d. h. die Temperaturen in der Zu- und Abluft sind gleich. Durch Einsetzen von $m = \rho \cdot V$ geht Gleichung 8.1 in eine Volumenstrombilanz über:

$$\dot{c}(t) = -n \cdot c(t) + \frac{1}{V} \cdot q(t) \quad (8.3)$$

mit $n = \frac{\dot{V}}{V}$: Luftwechselzahl in 1/h.

Diese Gleichung ist die Grundgleichung für die drei erwähnten meßtechnischen Varianten. Je nach Verfahren variieren die Anfangsbedingungen und der zeitliche Verlauf des Volumenstroms $q(t)$ des Spurengases.

8.1.2 Konzentrations-Abklingmethode

Diese Methode ist das am häufigsten eingesetzte Meßverfahren zur Luftwechselzahlbestimmung. Die Raumluft wird vor der Messung mit Tracergas angereichert. Hat sich das Gas homogen im Raum verteilt, wird beginnend mit der Zeit $t = 0$ der Konzentrationsabfall gemessen. Während der Messung wird kein zusätzliches Tracergas injiziert. Der Term $q(t)$ ist also gleich Null und die Grundgleichung somit homogen.

$$\dot{c}(t) + n \cdot c(t) = 0 \quad (8.4)$$

Die Anfangskonzentration beträgt $c(t=0) = c(0)$. Als Lösung erhält man einen exponentiell abfallenden Konzentrationsverlauf:

$$c(t) = c(0) \cdot \exp(-n \cdot t) \quad (8.5)$$

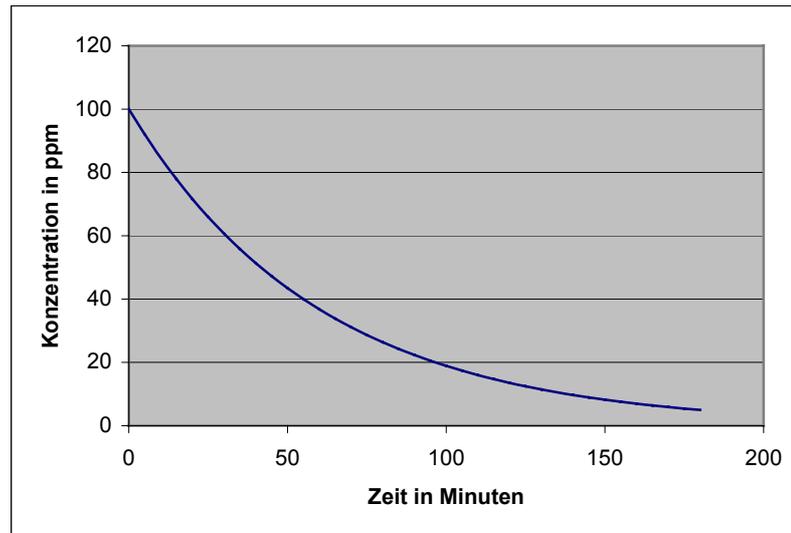


ABBILDUNG 8.2: KONZENTRATIONSVERLAUF FÜR DIE KONZENTRATIONS-ABKLINGMETHODE BEI EINER LUFT-WECHSELZAHL VON $n = 1\text{h}^{-1}$ UND EINER ANFANGSKONZENTRATION VON 100 PPM.

Die Messung der Konzentration im Raum sollte den Verlauf in Abbildung 8.2 ergeben. Die Funktion $c(t)$ wird aus den Meßwerten $c_i(t_i)$ und t_i mit $i = 1..N$ mittels linearer Regression bestimmt. Dieses Verfahren wird im folgenden erläutert. Ausgangspunkt ist die Logarithmierung der Meßwertgleichung:

$$\ln c_i(t_i) = \ln c(0) - n \cdot t_i \tag{8.6}$$

bzw.

$$y_i = A + B \cdot x_i \tag{8.7}$$

mit $y_i = \ln c_i(t_i)$,
 $A = \ln c(0)$,
 $B = -n$,
 $x_i = t_i$.

Gesucht ist ein mathematisches Modell $Y = Y(\vec{X}, \vec{a})$ mit dem Parametersatz $\vec{a} = (A, B)$ und dem Variablensatz $\vec{X} = (1, x_i)$, welches die Werte für den Datensatz (y_i, x_i) erzeugen soll:

$$Y(\vec{X}, \vec{a}) = \sum_{m=1}^2 a_m \cdot X_m(x_i) \tag{8.8}$$

mit $Y(\vec{X}, \vec{a})$: „Wahre“ Werte des mathematischen Modells,
 $\vec{a} = \begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}$: Parametersatz des mathematischen Modells,
 $\vec{X} = \begin{pmatrix} 1 \\ x_i \end{pmatrix}$: Variablensatz des mathematischen Modells,
 m: Summationsindex.

Angenommen wird nun, daß sich die Meßwerte y_i aus den wahren Werten $Y = Y(\bar{X}, \bar{a})$ des mathematischen Modells und aus einem Fehler ε_i ergeben. Dabei können die ε_i für jeden Meßwert unterschiedlich sein. Der Fehler soll normalverteilt sein mit dem Mittelwert $\mu = 0$:

$$y_i = Y(\bar{X}, \bar{a}) \pm \varepsilon_i \quad (8.9)$$

mit ε_i : Fehler, der dem mathematischen Modell hinzugefügt wird, um den Meßwert y_i zu erhalten.

Aufgrund dieser Tatsache wird allerdings kein exakter Parametersatz \bar{a} gefunden, sondern nur ein bestmöglicher Schätzwert. Dessen Bestimmung wird in Anhang A8 beschrieben. Den Schätzwert für \bar{a} erhält man über die sogenannte Kovarianzmatrix C:

$$C = \frac{1}{\Delta} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \cdot \begin{pmatrix} x_i^2 & -x_i \\ -x_i & 1 \end{pmatrix} \quad (8.10)$$

$$\text{mit } \Delta = \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \right) \cdot \left(\sum_{i=1}^N \frac{x_i^2}{\sigma_i^2} \right) - \left(\sum_{i=1}^N \frac{x_i}{\sigma_i^2} \right)^2, \quad (8.11)$$

$$\sigma_i^2 = \frac{1}{N-2} \cdot \sum_{j=1}^N (y_j - A - B \cdot x_j)^2 : \quad \text{Streubreiteparameter der Meßwerte } y_i,$$

N: Anzahl der Meßwerte,
i, j: Summationsindizes.

Die Komponenten des Parametersatzes \bar{a} berechnen sich zu [23]:

$$A = \frac{(\sum x_i^2) \cdot (\sum y_i) - (\sum x_i) \cdot (\sum x_i \cdot y_i)}{N \cdot (\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (8.12)$$

$$B = \frac{N(\sum x_i \cdot y_i) - (\sum x_i) \cdot (\sum y_i)}{N \cdot (\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (8.13)$$

Daraus kann schließlich die Luftwechselzahl mit Hilfe der Beziehung $B = -n$ bestimmt werden. Die Fehler der Schätzparameter sind durch die Hauptdiagonalelemente der Kovarianzmatrix gegeben (siehe Anhang A8):

$$\sigma_A^2 = \frac{\sigma_i^2 \cdot \sum x_i^2}{N \cdot (\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (8.14)$$

$$\sigma_B^2 = \frac{N \cdot \sigma_i^2}{N \cdot (\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (8.15)$$

mit σ_A : Streubreiteparameter der Größe A,
 σ_B : Streubreiteparameter der Größe B.

Die Anwendung der linearen Regression erfolgt mit der Annahme, daß die Fehler der Größen $\ln c_i(t_i)$ normalverteilt sind mit der Streuung σ_i . Da man eigentlich von einer Normalverteilung der $c_i(t_i)$ ausgehen muß, trifft diese Annahme wegen der Logarithmierung allerdings nicht mehr zu. Die Abweichungen sind jedoch so gering, daß sie vernachlässigt werden können. Die Genauigkeit der Schätzwerte für A und B hängt ab von

- der Größe des Meßfehlers ε_i ,
- der Gesamtmeßdauer,
- der Anzahl der Meßwerte.

Der Meßfehler ergibt sich aus der Ungenauigkeit des Tracergasanalysators. Eine Verfälschung der Meßwerte kann außerdem durch ungenügende Vermischung des Tracergases mit der Raumluft zustande kommen. Daher muß stets dafür gesorgt werden, daß vor der Messung eine ausreichende Durchmischung erfolgt. Im Allgemeinen wird dies durch einen kleinen Ventilator erreicht, der während der Einbringung des Tracergases angeschaltet wird.

Die Gesamtmeßdauer sollte so gewählt werden, daß der Konzentrationsabfall voll erfaßt wird. Sie sollte aber nicht zu lang sein, da sich gegen Ende der Messung die Konzentrationswerte nur noch unwesentlich ändern. Eine optimale Meßdauer mit größtmöglicher Genauigkeit ist durch folgende Beziehung gegeben [18]:

$$t \approx \frac{2}{n} \quad (8.16)$$

Die Anzahl der Meßwerte sollte natürlich möglichst hoch sein, ist aber nach oben durch die Dauer der Meßwertbestimmung mit dem Tracergasanalysator beschränkt.

Die Konzentrations-Abklingmethode kann bis zu Luftwechselzahlen von etwa $n = 10 \text{ h}^{-1}$ bei Raumvolumina unter 500 m^3 problemlos eingesetzt werden. Für größere Räume oder höhere Luftwechselzahlen empfiehlt sich die Methode konstanter Injektion.

8.1.3 Methode konstanter Injektion

Bei diesem Verfahren wird dem Raum während der gesamten Messung ein konstanter Tracergasvolumenstrom zugeführt. Dabei kann zu Beginn schon eine Anfangskonzentration $c(0)$ vorhanden sein. Der Term $q(t) = q_0$ ist zeitunabhängig, und die Grundgleichung für dieses Verfahren lautet:

$$\dot{c}(t) = -n \cdot c(t) + \frac{1}{V} \cdot q_0 \quad (8.17)$$

mit q_0 : Tracergasvolumenstrom in m^3/s .

Als Konzentrationsverlauf $c(t)$ stellt sich ein (Abbildung 8.3):

$$c(t) = \left(c(0) - \frac{q_0}{n \cdot V} \right) \cdot \exp(-nt) + \frac{q_0}{n \cdot V} \quad (8.18)$$

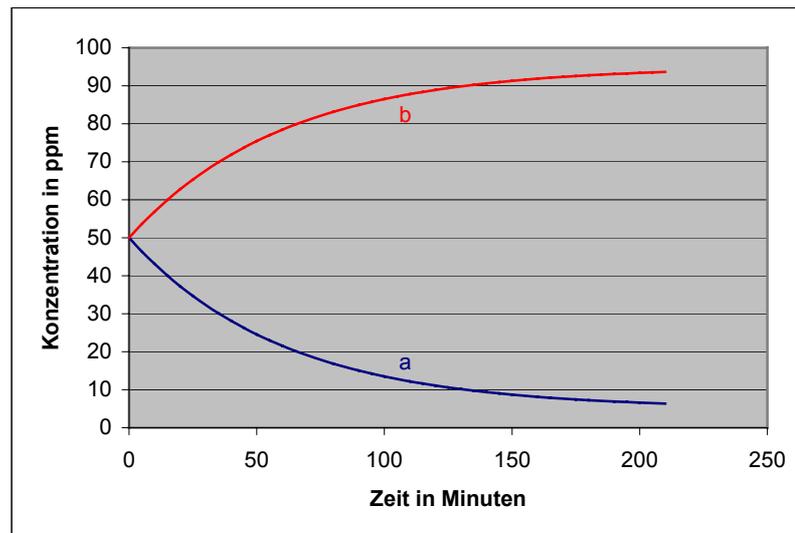


ABBILDUNG 8.3: KONZENTRATIONSVERLAUF FÜR DIE METHODE KONSTANTER INJEKTION BEI EINEM RAUMVOLUMEN VON 500 M³, EINER LUFTWECHSELZAHL VON 1 H⁻¹ UND EINER ANFANGSKONZENTRATION VON 50 PPM. NACH AUSREICHEND LANGER ZEIT ERREICHT DIE KONZENTRATION IM STATIONÄREN ZUSTAND DEN WERT $Q_0/(n \cdot V)$. BEI KURVE A) ENTSpricht DIESER WERT 5 PPM, BEI KURVE B) ERREICHT ER 95 PPM.

Zur Auswertung der Meßdaten stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Die Luftwechselzahl läßt sich aus dem stationären oder aus dem dynamischen Zustand berechnen. Der stationäre Zustand stellt sich nach einer längeren Meßdauer ein. Der asymptotische

Konzentrationswert entspricht dann dem Term $\frac{q_0}{n \cdot V}$. Aus

$$c_\infty = \frac{q_0}{n \cdot V} \quad (8.19)$$

mit c_∞ : Konzentrationswert in ppm im stationären Zustand zur Zeit $t \rightarrow \infty$

folgt die Gleichung für die Luftwechselzahl n :

$$n = n_{stat} = \frac{q_0}{c_\infty \cdot V} \quad (8.20)$$

mit n_{stat} : Luftwechselzahl für den stationären Zustand in 1/h.

Die Auswertung des dynamischen Verlaufs erfordert wie bei der Konzentrations-Abklingmethode eine Parameterschätzung. Allerdings kann die Gleichung (8.18) in diesem Fall durch Logarithmierung nicht linearisiert werden. Daher müßte eine nichtlineare Parameterschätzung vorgenommen werden. Dieser Weg wird allerdings hier nicht besprochen. Statt dessen erfolgt die Bestimmung von n aus dem asymptotischen Wert:

$$n_{stat} = \frac{q_0}{c_\infty \cdot V} \quad (8.21)$$

Soll mit dieser Methode die Luftwechselzahl des gesamten Raumes bestimmt werden, muß wiederum dafür gesorgt werden, daß das injizierte Tracergas möglichst von Anfang an vollständig mit der Raumluft durchmischt worden ist. Wird allerdings das Luftalter an verschiedenen Stellen des Raumes untersucht, beispielsweise in Verbindung mit einer Lüftungsanlage, so sollte der Einsatz zusätzlicher Ventilatoren vermieden werden, da ansonsten die Ergebnisse verfälscht würden. Die Methode konstanter Injektion eignet sich – wie schon erwähnt – besonders für hohe Luftwechselzahlen (ab etwa 5 h^{-1}) und für große Räume. Des weiteren wird diese Methode zur Ermittlung von Leckagevolumenströmen in Raumlüftungsgeräten eingesetzt (siehe Kapitel 6).

8.1.4 Methode konstanter Konzentration

Dieses Verfahren wird im Rahmen der Diplomarbeit nicht angewendet, soll hier aber kurz erläutert werden. Bei diesem Verfahren wird versucht, die Tracergaskonzentration im Raum konstant zu halten. Dazu muß der Zuflußvolumenstrom des Tracergases variabel sein:

$$q(t) = f(c(t)), \quad (8.22)$$

mit $f(c(t))$: Quelltermfunktion, abhängig von der Tracergaskonzentration im Raum in m^3/s .

Dabei gelten folgende Bedingungen:

$$c(t) = c_T = \text{const}, \quad \dot{c}(t) = 0 \quad (8.23)$$

mit c_T : konstante Tracergaskonzentration im Raum in ppm.

Unter diesen Voraussetzungen wird aus der Grundgleichung (8.3):

$$n \cdot c_T = \frac{1}{V} \cdot q(t) \quad (8.24)$$

Nach n aufgelöst ergibt sich:

$$n = n(t) = \frac{1}{V \cdot c(t)} \cdot q(t) \quad (8.25)$$

Diese Gleichung macht deutlich, daß die Luftwechselzahl $n(t)$ nicht wie in den beiden vorangegangenen Fällen konstant sein muß, sondern sich durchaus ändern kann. Das allerdings nur unter der Bedingung, daß die Konzentration im Raum gleich bleibt. Der Zuflußvolumenstrom muß sich also immer den sich ändernden Gegebenheiten anpassen.

Die Methode konstanter Konzentration ist mit einem hohen technischen Aufwand verbunden, da der Konzentrationsgehalt im Raum ständig überprüft und der Tracergaszufuß geregelt werden muß. Daher wird sie eher selten zur Messung der Luftwechselzahl eingesetzt. Der Vorteil dieser Methode liegt in der Möglichkeit zur Durchführung von Langzeitmessungen, da die Veränderung der Luftwechselzahl über längere Zeiträume relativ einfach über die Zuflußrate erfaßt werden kann.

8.1.5 Wahl des Tracergases

Die Auswahl eines geeigneten Tracergases ist mit ausschlaggebend für die Durchführbarkeit und den Erfolg der Messung. Das Gas sollte daher folgende Eigenschaften besitzen:

- ungiftig bzw. im verwendeten Konzentrationsbereich nicht gesundheitsgefährdend,
- nicht brennbar und nicht explosiv,
- gute Umweltverträglichkeit,
- geruch – und geschmacklos,
- chemisch stabil und inert,
- von Einrichtungsgegenständen und Wänden nicht adsorbierbar,
- vergleichbare Dichte mit Luft (Vermischbarkeit),
- kein Bestandteil der Außen- und Raumluft,
- mit existierender und bewährter Meßtechnik, die keine Querempfindlichkeit aufweist, nachweisbar,
- transportabel,
- preisgünstig und verfügbar.

Da kein Gas alle Eigenschaften erfüllt, müssen Kompromisse eingegangen werden. Die am häufigsten verwendeten Tracergase sind Schwefelhexafluorid (SF_6) und Distickstoffmonoxid (N_2O). Der Nachteil von Schwefelhexafluorid ist seine hohe Dichte. Das Gas ist etwa fünfmal schwerer als Luft. Der Einsatz erfordert somit eine sehr sorgfältige Durchmischung mit der Raumluft. Gesundheitliche Beeinträchtigungen sind bisher nicht nachgewiesen worden.

Distickstoffmonoxid – auch als Lachgas bezeichnet – eignet sich in Hinsicht auf die Meßergebnisse hervorragend als Tracergas. Die gemessenen und die tatsächlichen Luftwechselzahlen stimmen sehr gut überein. Bei Schwefelhexafluorid ergeben sich dagegen Abweichungen von bis zu 10 %. Allerdings ist die Verwendung von Distickstoffmonoxid aus medizinischer und ökologischer Sicht bedenklich. Das Gas wird u.a. auch als Narkosemittel eingesetzt. Die MAK-Grenzwerte (Maximale Arbeitsplatz-Konzentration) für Deutschland sind in Tabelle 8.1 aufgelistet. Zudem ist Distickstoffmonoxid ein Fluorchlorkohlenwasserstoff und gehört somit ebenso wie SF_6 zu den sogenannten Treibhausgasen. Daher sollten hohe Konzentrationen und ein zu häufiger Gebrauch vermieden werden.

Zusätzlich zu den oben genannten Gasen wird seltener auch Kohlendioxid als Tracergas benutzt. Dabei muß beachtet werden, daß die Hintergrundkonzentration recht hoch ist und natürlichen Schwankungen unterliegt und von den Meßwerten abgezogen werden muß.

Tracergas	Hintergrundanteile in ppm	MAK-Grenzwerte in ppm	Kurzzeitwert Höhe/Dauer	Häufigkeit pro Arbeitsschicht
SF_6	$0,85-1,5 \cdot 10^{-6}$	1000	2·MAK/60min	3
N_2O	0,315	100	2·MAK/30min	4
CO_2	360	5000	2·MAK/60min	3

TABELLE 8.1: HINTERGRUNDVOLUMENANTEILE UND MAK-GRENZWerte FÜR DIE WICHTIGSTEN TRACERGASE. DIE WERTE IN DER LETZTEN SPALTE GEBEN AN, WIE HÄUFIG PERSONEN DEN KURZZEITWERTEN PRO ARBEITSSCHICHT AUSGESETZT WERDEN DÜRFEN.

8.1.6 Beeinflussung des Luftwechsels durch die Tracergasanalyse

Unter gewissen Bedingungen ergibt sich durch die Probenahme aus dem zu untersuchenden Raum oder Gebäude ein zusätzlicher Fehler in den Meßergebnissen. Die Verfälschung tritt dann auf, wenn sich der Gasanalysator außerhalb des Raums befindet und die analysierte Luft dem Meßraum nicht wieder zugeführt wird oder wenn Gasanalysen aus mehreren Räumen entnommen werden und die Entnahme der Raumluft somit einen größeren Luftwechsel als den tatsächlich vorhandenen hervorruft.

Der entstandene Meßfehler wird abhängig sein vom Raumvolumen, von der natürlichen Luftwechselzahl und von der Größe des Entnahmestroms. Der gesamte Luftvolumenstrom \dot{V}_{ges} ist gegeben durch den zusätzlichen Entnahmestrom \dot{V}_{zus} und

den durch den natürlichen Luftwechsel mit der Luftwechselzahl $n = \frac{\dot{V}_n}{V_{Raum}}$ bedingten

Luftvolumenstrom \dot{V}_n :

$$\dot{V}_{ges} = \dot{V}_n + \dot{V}_{zus} \quad (8.26)$$

mit \dot{V}_{zus} : Entnahmestrom in m^3/h ,

\dot{V}_n : durch den natürlichen Luftwechsel n bedingter Luftvolumenstrom in m^3/h ,

\dot{V}_{ges} : gesamter Luftvolumenstrom in m^3/h .

Die gemessene Luftwechselzahl ist also größer als die natürliche Luftwechselzahl:

$$n_{gem} = \frac{\dot{V}_{ges}}{V_{Raum}} > n \quad (8.27)$$

mit V_{Raum} : Raumvolumen in m^3 ,

n_{gem} : gemessene Luftwechselzahl in $1/h$,

n : natürliche Luftwechselzahl in $1/h$.

Für den durch diesen Effekt hervorgerufenen relativen Fehler findet sich demnach:

$$\varepsilon = \frac{n_{gem} - n}{n} = \frac{\dot{V}_{zus}}{\dot{V}_n} = \frac{\dot{V}_{zus}}{n \cdot V_{Raum}} \quad (8.28)$$

mit ε : relativer Fehler der gemessenen Luftwechselzahl.

Der Fehler ist proportional zum Entnahmestrom \dot{V}_{zus} , der beim verwendeten Gasanalysator UNOR 6N etwa $100 l/h$ beträgt. In Abbildung 8.4 ist der Fehler in Abhängigkeit des Raumvolumens und der Luftwechselzahl dargestellt. Danach ist der Meßfehler für hohe tatsächliche Luftwechselzahlen n und für große Raumvolumina gering, während er bei niedrigen Luftwechselzahlen oder kleinen Räumen erheblich ansteigen kann.

Bei den Testreihen in der Klimakammer, die ein Volumen von $23,3 m^3$ hat, lagen sämtliche Luftwechselzahlen über $1 h^{-1}$. Der daraus resultierende Fehler ist also kleiner als 1% und somit vernachlässigbar.

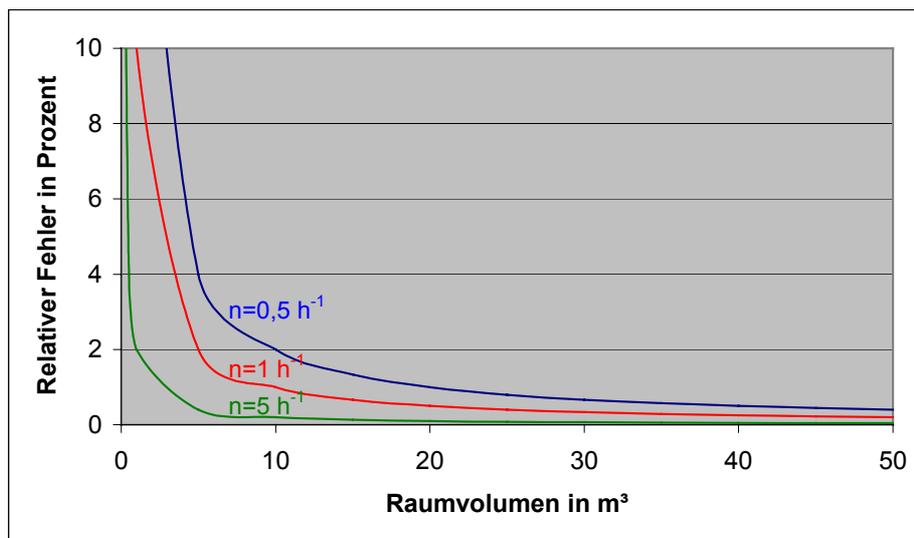


ABBILDUNG 8.4: RELATIVER FEHLER DURCH DIE ZUSÄTZLICHE ENTNAHME DER RAUMLUFT ÜBER DEN GAS-ANALYSATOR BEI VERSCHIEDENEN LUFTWECHSELZAHLEN n UND RAUMLUFTVOLUMINA.

8.2 Strömungsmeßtechnik

8.2.1 Hitzdrahtanemometrie

Dieses Meßprinzip beruht auf dem Wärmetransport zwischen einem elektrisch beheizten Körper an das umgebende Medium, welcher abhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen diesen beiden Stoffen ist. Dazu werden meist 0,5 mm bis 2 mm lange Platin- oder Wolframdrähte mit einem Durchmesser von 1 μm bis 10 μm benutzt oder auch etwa 0,1 μm dünne Platin- oder Nickelfilme, die auf einem wärmeisolierenden Material wie z.B. Quarz oder Glas aufgebracht sind. Die von der Strömung durch Konvektion pro Zeiteinheit abgeführte Wärmemenge \dot{Q} wird dem Sensor als elektrische Leistung zugeführt:

$$N = I_s^2 \cdot R_s \quad (8.29)$$

mit N : elektrische Leistung in W,
 I_s : Versorgungsstrom des Sensors in A,
 R_s : Sensorwiderstand in Ω .

Die abgegebene Wärmemenge ist eine Funktion der Dichte, der Geschwindigkeit und der Temperaturdifferenz zwischen dem Sensor und dem Fluid (= Luft).

Bei den verwendeten Sensoren wird die Temperaturdifferenz zwischen Sensor und Fluid konstant auf 40 °C gehalten. Somit ist die abgegebene Wärmemenge bei gleichbleibender Dichte nur noch eine Funktion der Geschwindigkeit.

8.2.2 Strömungssensoren

Zur Aufnahme der Raumlufthgeschwindigkeit wurden Strömungssensoren der Firma SCHMIDT Feintechnik, St. Georgen, vom Typ SS20.01 mit den Seriennummern 912 und 006 verwendet, die im weiteren Verlauf mit Sensor 912 und Sensor 006 bezeichnet werden.



ABBILDUNG 8.5: STRÖMUNGSSENSOREN DER FIRMA SCHMIDT FEINTECHNIK, ST. GEORGEN. ZEHN DIESER SENSOREN WERDEN IN DER KLIMAKAMMER ZUR VERMESSUNG DER RAUMLUFTSTRÖMUNG EINGESETZT.

Sie besitzen eine hohe Auflösung im niedrigen Geschwindigkeitsbereich (unter 0,5 m/s), der für die Messungen in der Klimakammer von besonderem Interesse ist. Die Sensoren liefern als Ausgangssignal einen Spannungswert U (in Volt), der über eine Zahlenwertgleichung in die entsprechende Luftgeschwindigkeit v (in m/s) umgerechnet wird. Die beiden Sensortypen haben unterschiedliche Zahlenwertgleichungen, die in Abbildung 8.6 dargestellt sind.

Gleichung für den Sensor 006:

$$v \text{ (in m/s)} = 1,856 \cdot 10^{-1} \cdot U - 3,644 \cdot 10^{-2} \cdot U^2 + 1,316 \cdot 10^{-2} \cdot U^3 + 8,411 \cdot 10^{-4} \cdot U^4 + 2,383 \cdot 10^{-6} \cdot U^5 \quad (8.30)$$

Gleichung für den Sensor 912:

$$v \text{ (in m/s)} = 1,552 \cdot 10^{-1} \cdot U - 1,714 \cdot 10^{-2} \cdot U^2 + 1,837 \cdot 10^{-2} \cdot U^3 - 7,526 \cdot 10^{-4} \cdot U^4 + 9,396 \cdot 10^{-5} \cdot U^5 \quad (8.31)$$

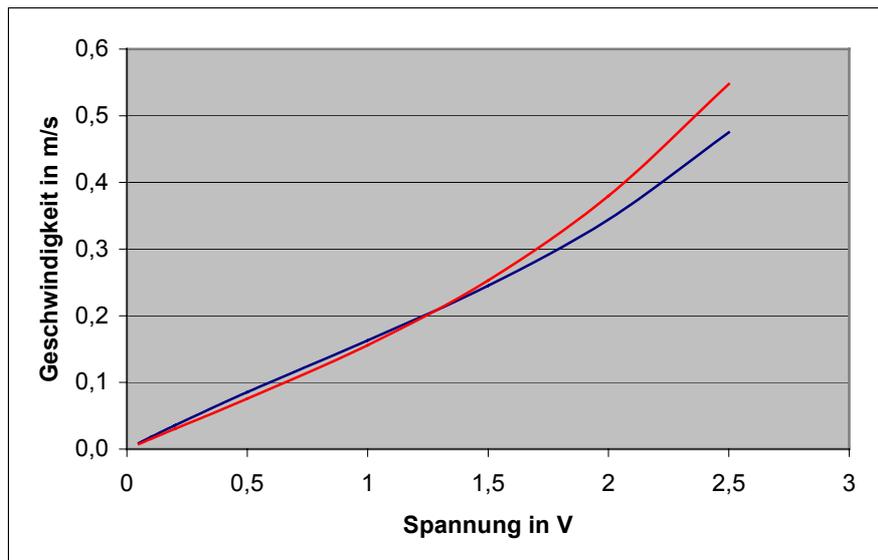


ABBILDUNG 8.6: DARSTELLUNG DER ZAHLENWERTGLEICHUNGEN ANHAND DES MITGELIEFERTEN DATENBLATTS. DIE BLAUE KURVE GEHÖRT ZUM TYP 006, DIE ROTE ZUM TYP 912. BEIDE KURVEN UNTERSCHIEDEN IM INTERESSANTEN GESCHWINDIGKEITSBEREICH NUR UNWESENTLICH.

Der Anströmwinkel zur Geschwindigkeitserfassung wird von -45° bis $+45^\circ$ angegeben, gemessen von der senkrecht zur Sensorachse gelegenen x-y-Ebene.

Erste Vergleichsmessungen ergaben eine Abweichung der Meßwerte zu entsprechenden Simulationen mit *Flovent* von bis zu 100 %. Daher erschien es zunächst ratsam, die Zahlenwertgleichungen zu überprüfen und falls nötig, eine eigene Kalibrierung der Strömungssensoren vorzunehmen. Dazu wurden zwei Meßverfahren angewendet, die in den Abschnitten 8.2.3 und 8.2.4 besprochen werden.

Zusätzlich zur Luftgeschwindigkeitserfassung ermöglichen die Sensoren auch die Messung der Lufttemperatur (siehe Kapitel 8.4.2).

8.2.3 Laser-Doppler-Anemometrie

Die Laser-Doppler-Anemometrie ist ein seit etwa 25 Jahren erprobtes Verfahren zur Geschwindigkeitsmessung [24]. Wie der Name aussagt, macht man sich dabei den Doppler-Effekt zunutze. Der Doppler-Effekt beschreibt die Frequenzverschiebung einer Welle aufgrund der Relativbewegung zwischen Quelle und Empfänger. Die Frequenzverschiebung im Falle einer elektromagnetischen Welle läßt sich berechnen zu:

$$f' = f \cdot \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{v}{c}\right)}{\left(1 - \frac{v}{c}\right)}} \quad (8.32)$$

mit

- f: Frequenz in 1/s,
- f': Frequenzverschiebung in 1/s,
- v: Relativgeschwindigkeit in m/s,
- c: Lichtgeschwindigkeit in m/s.

Ist die Relativgeschwindigkeit sehr klein gegenüber der Lichtgeschwindigkeit, was bei diesen Messungen der Fall ist, kann die Gleichung vereinfacht werden:

$$f' = \frac{f}{1 - \frac{v}{c}} \quad (8.33)$$

Beim Laser-Doppler-Anemometer (im weiteren Verlauf kurz LDA genannt) dienen Teilchen eines Wasserdampf-Glycerin-Gemischs, die von einem Ultraschallvernebler erzeugt werden, als bewegte Empfänger. Ihr Streulicht wird vermessen.

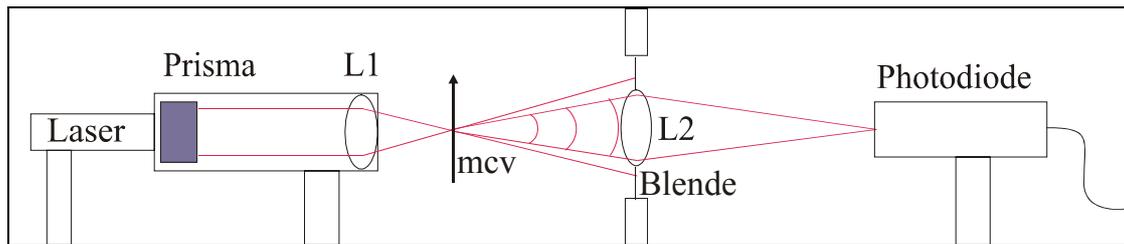


ABBILDUNG 8.7: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES LDA MIT BLENDE UND PHOTODIODE. MCV BEZEICHNET DAS GEBIET, IN DEM DIE STREUTEILCHEN DIE LASERSTRAHLEN KREUZEN.

Der Aufbau des LDA (Abbildung 8.7) besteht unter anderem aus einem He-Ne-Laser, der Laserlicht mit einer Wellenlänge von $0,6328 \mu\text{m}$ aussendet. Der einzelne Laserstrahl wird direkt nach dem Laser durch eine Prismenanordnung in zwei Laserstrahlen aufgeteilt. Die Linse L1 fokussiert diese beiden Strahlen in einem rautenförmigen Kreuzungsgebiet, dem sogenannten *measuring control volume* (mCV). Wenn ein Teilchen – ein bewegter Empfänger – dieses Schnittgebiet durchquert, wird das Licht der beiden Laserstrahlen gestreut. Das gestreute Licht wird durch den Doppler-Effekt verschobenen Frequenzen f_1 und f_2 haben:

$$f_1 = f_L \cdot \left(\frac{c - \vec{v} \cdot \vec{e}_1}{c - \vec{v} \cdot \vec{k}} \right) \quad (8.34)$$

$$f_2 = f_L \cdot \left(\frac{c - \vec{v} \cdot \vec{e}_2}{c - \vec{v} \cdot \vec{k}} \right) \quad (8.35)$$

mit f_1, f_2 : Frequenz der beiden gestreuten Laserstrahlen in 1/s,
 f_L : Frequenz des Laserlichts in 1/s,
 $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{k}$: Einheitsvektoren.

Die Vektoren \vec{e}_1 und \vec{e}_2 sind Einheitsvektoren in Richtung der beiden Laserstrahlen und \vec{k} ist der Einheitsvektor des Teilchens in Richtung der Empfangseinheit. \vec{v} ist der Geschwindigkeitsvektor der zu untersuchenden Strömung und f_L ist die Frequenz des Laserstrahls:

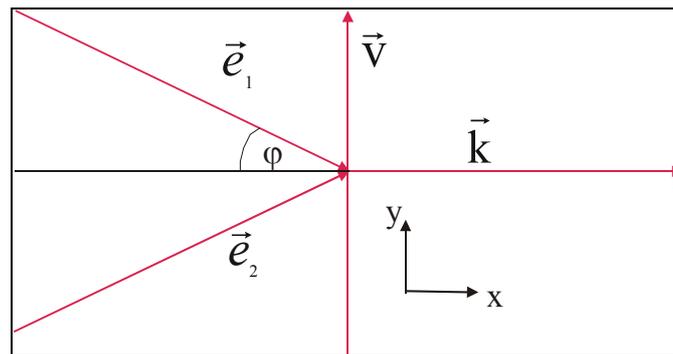


ABBILDUNG 8.8: DARSTELLUNG DER ZUR BERECHNUNG DER GESCHWINDIGKEIT BENÖTIGTEN VEKTOREN. DAS *MCV* BEFINDET SICH IM SCHNITTPUNKT DER VEKTOREN \vec{e}_1 UND \vec{e}_2 .

$$\vec{e}_1 = \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ -\sin \varphi \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_2 = \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix}, \quad \vec{k} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{v} = \begin{pmatrix} 0 \\ v_y \end{pmatrix}, \quad f_L = \frac{c}{\lambda_L} = 4,7376 \cdot 10^{14} \frac{1}{s} \quad (8.36)$$

mit λ_L : Wellenlänge des Laserlichts in m,
 φ : Winkel in Grad.

Die ungestreuten Laserstrahlen werden durch eine Blende an der Linse L2 abgeschirmt, um die Fotodiode vor Überspannung zu schützen. Von Interesse sind also nur die gestreuten Strahlen mit ihren Frequenzverschiebungen. Um diese Verschiebungen erfassen zu können, müssen die Streustrahlen miteinander interferieren. Die Linse L2 fokussiert deshalb die Streustrahlen auf einen Spalt, der direkt vor der Fotodiode angebracht ist. Als Ergebnis erhält man aufgrund der geringen Frequenzunterschiede der Streustrahlen ein Schwebungssignal mit der Schwebungsfrequenz:

$$f_s = f_1 - f_2 \quad (8.37)$$

mit f_s : Schwebungsfrequenz in 1/s.

Durch Messung dieser Frequenz läßt sich die gesuchte Strömungsgeschwindigkeit berechnen. Mit Gleichung (8.34) bis (8.37) gilt:

$$f_s = f_1 - f_2 = f_L \cdot \frac{2 \cdot v_y \cdot \sin \varphi}{c} \quad (8.38)$$

$$\text{oder } v_y = \frac{f_s \cdot \lambda_L}{2 \cdot \sin \varphi} \quad (8.39)$$

mit v_y : Geschwindigkeit in Richtung der y-Achse in m/s.

Bei den Versuchsdurchführungen wird allerdings nicht die Frequenz f_s , sondern die zugehörige Periode T_s bestimmt, wodurch sich für die Geschwindigkeit ergibt:

$$v_y = \frac{\lambda_L}{2 \cdot T_s \cdot \sin \varphi} \quad (8.40)$$

mit T_s : Periode der Schwebung in s.

Der Winkel φ ist gegeben durch (siehe Abbildung 8.9):

$$\varphi = \arctan\left(\frac{D}{2 \cdot L}\right) \quad (8.41)$$

mit D : Abstand der beiden Laserstrahlen auf dem Schirm in m,
 L : Abstand zwischen mcv und Schirm in m.

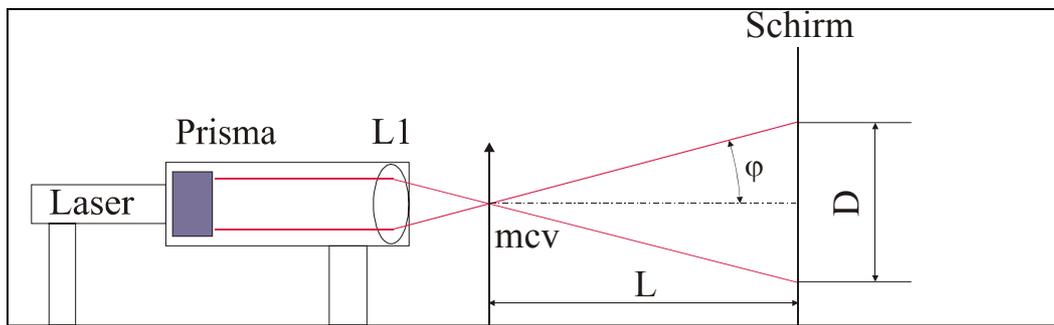


ABBILDUNG 8.9: ANORDNUNG DES VERSUCHSAUFBAUS ZUR MESSUNG DER GRÖßEN D UND L , DIE ZUR BERECHNUNG DES WINKELS φ BENÖTIGT WERDEN. WICHTIG IST, DAB FÜR DIESEN AUFBAU KEINE BLENDE UND AUCH KEINE LINSE $L2$ BENÖTIGT WIRD.

Der Fehler von φ wird mittels Fehlerfortpflanzung ermittelt:

$$\Delta \varphi = \sqrt{\left(\frac{1}{2 \cdot L \left(1 + \left(\frac{D}{2 \cdot L} \right)^2 \right)} \cdot \Delta D \right)^2 + \left(\frac{-D}{2 \cdot L^2 \left(1 + \left(\frac{D}{2 \cdot L} \right)^2 \right)} \cdot \Delta L \right)^2} \quad (8.42)$$

Der Fehler der Periode T_s wird aus der Standardabweichung von 15 aufgenommenen Meßwerten berechnet. Damit erhält man für den Fehler der Geschwindigkeit folgenden Zusammenhang:

$$\Delta v_y = \sqrt{\left(\frac{-\lambda_L}{2 \cdot T_s^2 \cdot \sin \varphi} \cdot \Delta T_s \right)^2 + \left(\frac{-\lambda_L \cdot \cos \varphi}{2 \cdot T_s \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \Delta \varphi \right)^2} \quad (8.43)$$

Die zu untersuchende Strömung wird in Plexiglasrohren durch das *mcv* geführt. Dabei befindet sich das *mcv* in der Rohrmitte. Zur Erzeugung der Strömung ist ein Ventilator am vorderen Ende des Rohrs angebracht. Zwei Rohre mit einem Durchmesser von $d_1 = 0,052$ m (klein) und $d_2 = 0,092$ m (groß) stehen für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten zur Verfügung. Damit die Laser- und Streustrahlen ungehindert die Plexiglasrohre durchdringen können, wurden entsprechende Schlitze gesägt. Die Rohre sind so dimensioniert, daß für das große Rohr bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 0,37 m/s und für das kleine Rohr bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 0,66 m/s eine laminare Strömung gewährleistet ist. Dazu muß die Reynolds-Zahl kleiner als die kritische Reynolds-Zahl sein:

$$\text{Re} = \frac{\bar{v} \cdot d}{\nu} \leq \text{Re}_{\text{krit}} = 2300 \quad (8.44)$$

mit \bar{v} : mittlere Geschwindigkeit im Rohr in m/s,
 d : Durchmesser des Rohrs in m,
 ν : kinematische Viskosität in m^2/s .

Daraus folgt für die mittlere Geschwindigkeit:

$$\bar{v} \leq \frac{2300 \cdot \nu}{d} \quad (8.45)$$

Der Wert der kinematischen Viskosität ν für Luft bei 20 °C beträgt $14,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Für die beiden unterschiedlichen Rohre ergeben sich demnach folgende Höchstwerte der Geschwindigkeiten:

$$\bar{v}_1 \leq 0,373 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{bei } d = 0,092 \text{ m (großes Rohr),}$$

$$\bar{v}_2 \leq 0,659 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{bei } d = 0,052 \text{ m (kleines Rohr).}$$

Die Drehzahl des Ventilators zur Erzeugung der Strömung wird über ein regelbares Netzteil gesteuert. Bei konstanter Drehzahl können gleichbleibende Strömungsgeschwindigkeiten vorausgesetzt werden.

Der Gesamtaufbau mit den Meß- und Steuergeräten ist in Abbildung 8.10 dargestellt.

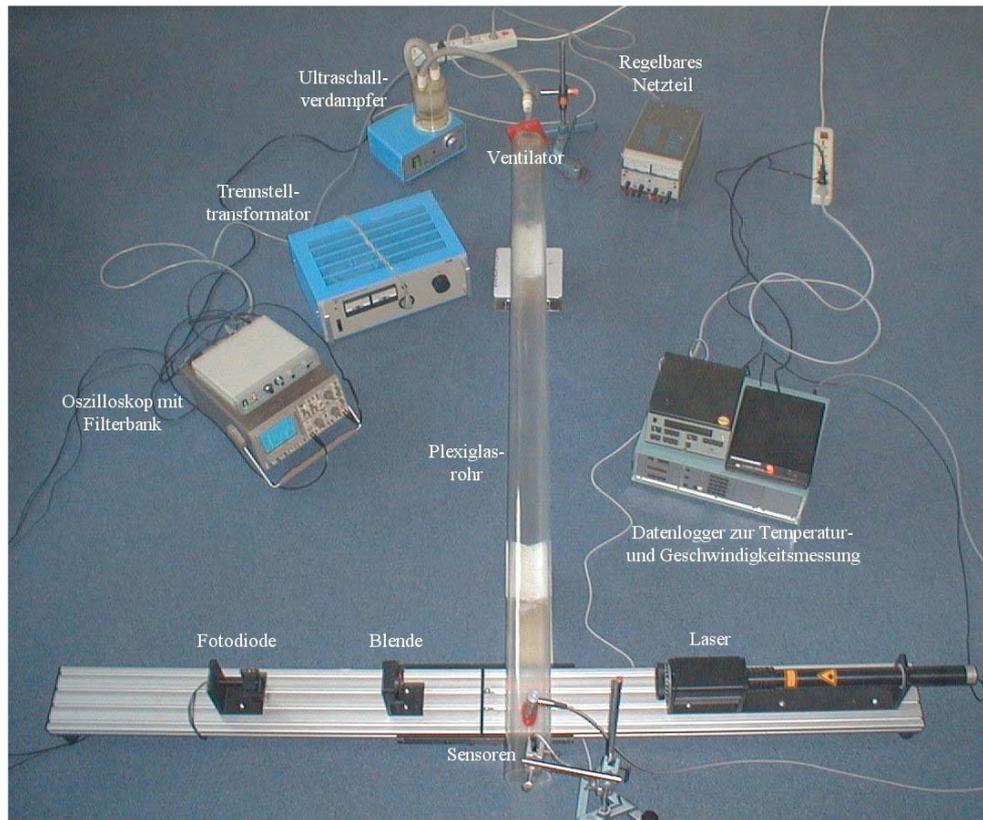


ABBILDUNG 8.10: AUFBAU ZUR MESSUNG DER STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT IN EINEM ROHR MIT DEM LDA. IM VORDERGRUND IST DIE OPTISCHE BANK MIT DEM LASER, DER BLENDE UND DER FOTODIODE ZU SEHEN. DER ULTRASCHALLVERDAMPFER IM HINTERGRUND WIRD FÜR DAS NEBELVERFAHREN (KAPITEL 8.2.4) BENÖTIGT.

Vorteile der Laser-Doppler-Anemometrie:

- Die Messung der Geschwindigkeit erfolgt ohne Störung des Fluids.
- Die Messung ist unabhängig von der Temperatur oder der Zusammensetzung des Fluids.
- Die Messungen lassen sich auch in für andere Meßtechniken (Flügelradanemometer, Druckmeßsonden) ungeeigneten Bereichen durchführen, wie z.B. in Flammen.
- Die Messung kann ohne vorherige Kalibrierung erfolgen.

Nachteile der Laser-Doppler-Anemometrie:

- Man mißt nicht direkt die Geschwindigkeit des Fluids, sondern die der streuenden Teilchen. Der Einfluß des Schlupfs ist allerdings bei den hier verwendeten Streuteilchen vernachlässigbar (s.u.).
- Messungen in undurchsichtigen Fluiden sind nicht möglich.

Im Folgenden wird der Einfluß des Teilchenschlupfs auf die Messungen abgeschätzt. Für die Bewegung kugelförmiger Teilchen mit einem Durchmesser d_T in einem Fluid läßt sich eine Bewegungsgleichung angeben, unter den Voraussetzungen, daß die Konzentration im Fluid so gering ist, daß die Wechselwirkungen der Teilchen untereinander vernachlässigt werden können, und daß für die Teilchen- und Fluidichten folgendes gilt:

$$\frac{\rho_T}{\rho_F} \geq 1000 \quad (8.46)$$

mit ρ_T : Teilchendichte in kg/m^3 ,
 ρ_F : Fluiddichte in kg/m^3 .

Dieser Fall liegt bei Wassertröpfchen als Streuteilchen in einer Luftströmung vor. Die Bewegungsgleichung lautet dann [19]:

$$\frac{dv_T}{dt} = -\frac{\rho_T}{\rho_F} \cdot \frac{18 \cdot \nu}{d_T^2} \cdot (v_T - v_F) = k \cdot (v_T - v_F) \quad (8.47)$$

mit v_T : Teilchengeschwindigkeit in m/s ,
 v_F : Fluidgeschwindigkeit in m/s ,
 d_T : Durchmesser der Teilchen in m ,
 ν : kinematische Viskosität in m^2/s ,

$$k = -\frac{\rho_T}{\rho_F} \cdot \frac{18 \cdot \nu}{d_T^2} \quad (8.48)$$

Mit der Abkürzung $v = v_F - v_T$, dem Geschwindigkeitsschlupf, ergibt sich:

$$\frac{dv_T}{dt} = \frac{d(v_F - v)}{dt} \stackrel{v \ll v_F}{=} v_F \cdot \frac{dv_F}{dx} - v_F \cdot \frac{dv}{dx} \stackrel{!}{=} k \cdot v \quad (8.49)$$

mit v : Geschwindigkeitsschlupf in m/s .

Nimmt man an, daß die Geschwindigkeit des Fluids auf der Rohrachse durch den Ventilator auf einer Länge x linear anwächst, so gilt:

$$v_F = \alpha \cdot x \quad (8.50)$$

mit $\alpha = \frac{v_F}{x}$: Beschleunigung in Richtung der Rohrachse in m/s^2 ,
 x : Koordinate in Richtung der Rohrachse in m .

Setzt man Gleichung (8.50) in Gleichung (8.49) ein, so folgt:

$$\alpha^2 \cdot x - \alpha \cdot x \cdot \frac{dv}{dx} = k \cdot v \quad (8.51)$$

Als Lösung für den Geschwindigkeitsschlupf findet sich:

$$v = \frac{\alpha}{\alpha + k} \cdot v_F \quad (8.52)$$

Ein bei den Messungen typischer Fall soll hier als Beispiel angegeben werden, um die Größe des Schlupfes abzuschätzen. Die Geschwindigkeit des Fluids wächst auf einer Länge von

0,1 m auf den Wert von 0,2 m/s an, so daß $\alpha = 2 \frac{1}{s}$ ist. Für Streuteilchen von $d_T = 10^{-6}$ m Durchmesser und einem Dichteverhältnis $\frac{\rho_F}{\rho_T} = 10^{-3}$ wird nach Gleichung (8.48)

$$k = 2,68 \cdot 10^5 \frac{1}{s} \text{ und damit der Geschwindigkeitsschlupf zu:}$$

$$v = \frac{\alpha}{\alpha + k} \cdot v_F = 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{m}{s} \quad (8.53)$$

Diese Rechnung verdeutlicht, daß durch die Vernachlässigung des Schlupfs kein meßbarer Fehler gemacht wird und sie somit zulässig ist.

8.2.4 Nebel-Verfahren

Das Nebel-Verfahren bedient sich der einfachen Möglichkeit, Geschwindigkeiten aus dem Verhältnis von zurückgelegtem Weg zur benötigten Laufzeit zu messen. Man beobachtet dazu Teilchen, die von der zu untersuchenden Strömung mitgeführt. Zur Darstellung der Strömung wurden Räucherstäbchen verwendet, deren Rauchteilchen weder großen Schlupf noch eine Veränderung der ursprünglichen Strömungsform verursachen. In Abbildung 8.11 ist der Meßaufbau mit dem zwei Meter langen Plexiglasrohr skizziert. Am vorderen Ende befindet sich der Ventilator und zusätzlich ein Loch zum Einbringen des Rauchs.

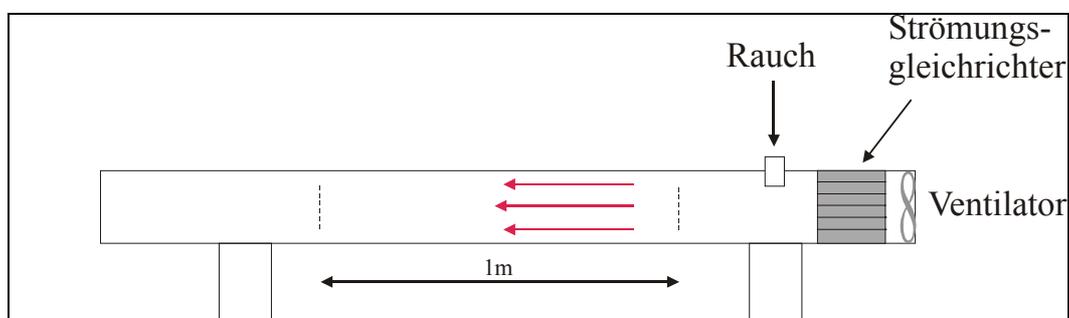


ABBILDUNG 8.11: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES MEßAUFBAUS ZUR GESCHWINDIGKEITSMESSUNG NACH DEM NEBEL-VERFAHREN.

Zur Durchführung der Messung sind an beiden Rohren zwei Markierungen im Abstand von einem Meter auf dem Rohr angebracht. Sie definieren die Meßstrecke. Dabei ist die vordere Markierung in einer Entfernung von 0,6 m hinter der Einlaßöffnung angebracht. Der Grund hierfür ist einerseits, daß sich die laminare Strömung erst nach einer gewissen Strecke, der sogenannten hydrodynamischen Einlauflänge, ausgebildet hat. Die hydrodynamische Einlauflänge ist gegeben durch [21]:

$$x_{ein} \approx 0,056 \cdot Re \cdot d \quad (8.54)$$

mit x_{ein} : hydrodynamische Einlauflänge in m.

Für das große Rohr erhält man für x_{ein} bei einer Reynolds-Zahl von 2300 einen Wert von 0,119 m. Für das kleine Rohr wird die Einlauflänge geringer. Sie beträgt nur noch 0,067 m.

Andererseits ergibt sich durch Einbringen des Rauchs eine Störung des Meßsystems, die sich allerdings nach einer kurzen Strecke wieder abgebaut hat. Um die Luftverwirbelungen an der Einlaßöffnung für den Rauch in das Rohr auf ein Minimum zu reduzieren, wurde direkt hinter dem Ventilator ein Strömungsgleichrichter angebracht.

Aufgrund der in Kapitel 7.1 hergeleiteten Geschwindigkeitsverteilung für ein gerades Rohr existiert in radialer Richtung nicht überall die gleiche Geschwindigkeit. Vielmehr erhält man in der Mitte des Rohrs die Maximalgeschwindigkeit. Bei der Messung muß daher darauf geachtet werden, daß die Rauchteilchen möglichst immer in Rohrmitte gemessen werden, um die vorhandenen lokalen Geschwindigkeitsunterschiede zu minimieren. Für die Geschwindigkeit der Rauchteilchen findet sich:

$$v = \frac{b}{t} \quad (8.55)$$

mit b : Meßstrecke in m,
 t : Laufzeit in s.

Pro Messung werden jeweils 15 Meßwerte aufgenommen, aus denen die Geschwindigkeiten berechnet werden. Die Fehler der Geschwindigkeit werden mittels der Standardabweichung der Meßwerte angegeben:

$$\Delta v = \sqrt{\left(\frac{\Delta b}{t}\right)^2 + \left(\frac{b \cdot \Delta t}{t^2}\right)^2} \quad (8.56)$$

8.3 Kalibrierung der Strömungssensoren

Die Integration der Strömungssensoren in die bestehende Meßtechnik wurde durch die Notwendigkeit einer Neukalibrierung verzögert. Bevor aber die eigentliche Neukalibrierung der Sensoren durchgeführt werden konnte, wurden Vergleichsmessungen zwischen dem LDA-Verfahren und dem Nebelverfahren mit beiden Plexiglasrohren vorgenommen. Damit sollte zunächst überprüft werden, ob erhebliche Abweichungen bei der Messung der Strömungsgeschwindigkeit auftreten, bzw. ob Vor- oder Nachteile bei der Durchführung der Messung mit einem der Verfahren erkennbar sind und welches für die Kalibrierung der Sensoren geeigneter ist.

Mit Hilfe der beiden Rohre konnte ein Geschwindigkeitsbereich von 0,07 m/s bis 0,6 m/s abgedeckt werden, wobei mit dem großen Rohr ($d = 0,092$ m) der Meßbereich von 0,07 m/s bis 0,45 m/s und mit dem kleinen Rohr ($d = 0,052$ m) der Meßbereich von 0,14 m/s bis 1 m/s erfaßt wurden. Die Messungen der Geschwindigkeiten überschneiden sich also in einem großen Bereich. Die Meßwerte der beiden Verfahren wurden in unmittelbarer aufeinander folgenden Messungen aufgenommen und gegeneinander aufgetragen. Bei völliger Übereinstimmung müßten die Meßwerte auf der Winkelhalbierenden liegen. Ein systematischer Fehler bei einem der Meßverfahren sollte erkennbar sein, indem alle Meßwerte oberhalb bzw. unterhalb der Winkelhalbierenden liegen. Mit beiden Verfahren wurden jeweils 15 Meßwerte aufgenommen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8.12 für das große Rohr und in Abbildung 8.13 für das kleine Rohr dargestellt.

Beim großen Rohr stimmen die Werte beider Verfahren für niedrige Geschwindigkeiten bis etwa 0,25 m/s sehr gut überein. Allerdings erfolgten in diesem Bereich auch weniger Messungen. Im oberen Geschwindigkeitsbereich sind größere Abweichungen zur

Winkelhalbierenden zu erkennen, die bei einem LDA-Wert von 0,30 m/s bis zu 0,05 m/s betragen (Pfeil). Abgesehen von diesen relativ großen Einzelabweichungen lassen sich keine Auffälligkeiten erkennen. Da ab einer Geschwindigkeit von 0,37 m/s nach theoretischer Betrachtung der turbulente Bereich beginnt, wurden die Messungen bis auf eine Ausnahme auch nur bis zu dieser Geschwindigkeit vorgenommen. Ein Meßpunkt liegt noch oberhalb dieser Grenze. Der für Raumlufströmungen bei thermischem Komfort relevante Geschwindigkeitsbereich liegt ohnehin unterhalb von 0,25 m/s.

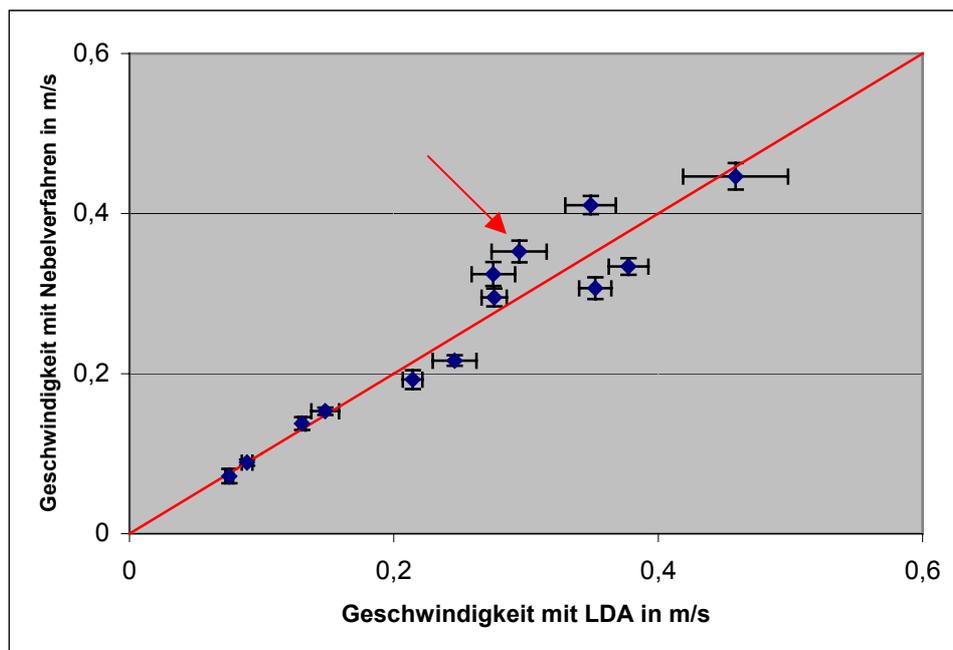


ABBILDUNG 8.12: VERGLEICH DER BEIDEN MEßVERFAHREN MIT DEM GROßEN ROHR. AUF DER X-ACHSE SIND DIE ERGEBNISSE DES LDA'S UND AUF DER Y-ACHSE DIE ERGEBNISSE DES NEBELVERFAHRENS AUFGETRAGEN. DER MIT DEM PFEIL MARKIERTE PUNKT HAT DIE GRÖßTE PROZENTUALE ABWEICHUNG ZUR WINKELHALBIERENDEN.

In Abbildung 8.13 erkennt man, daß ein Großteil der Meßwerte unterhalb der Winkelhalbierenden liegt. Die Vermutung liegt nahe, daß mit Hilfe des Nebel-Verfahrens zu niedrige Werte für die Strömungsgeschwindigkeit gemessen werden, da die Verfolgung der Rauchteilchen mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit immer unsicherer wurde. Die größte Abweichung vom Meßwert (Pfeil) entspricht bei einem LDA-Wert von 0,20 m/s einer absoluten Differenz von ca. 0,06 m/s.

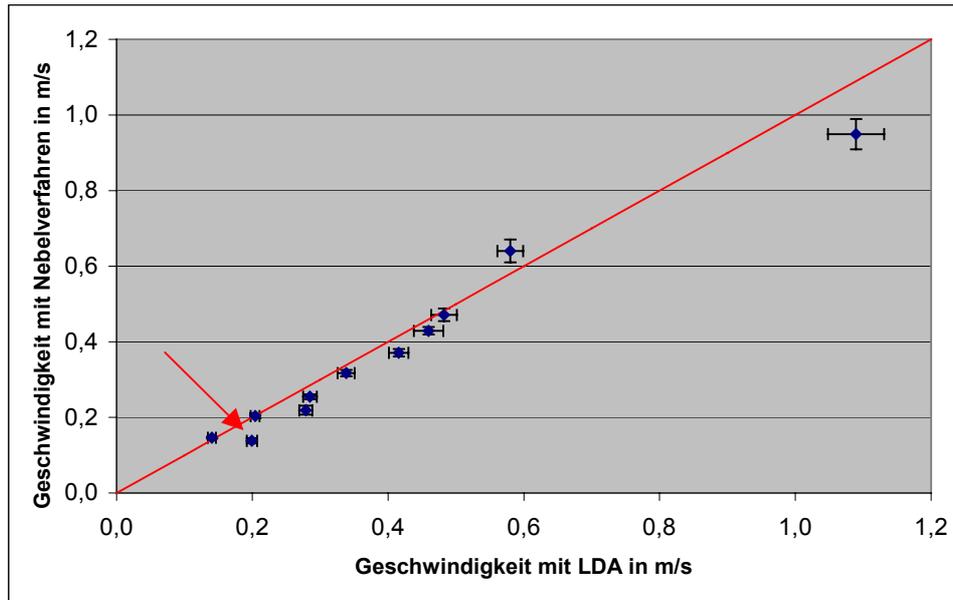


ABBILDUNG 8.13: VERGLEICH DER BEIDEN MEßVERFAHREN MIT DEM KLEINEN ROHR. DIE AXSENBSCHRIFTUNG ENTSPRICHT DER IN ABBILDUNG 8.12.

Die Fehler der Meßwerte ergeben sich aus der Standardabweichung von den Mittelwerten, die aus den jeweils 15 Meßwerten pro Meßvorgang ermittelt werden. Da beim LDA einzelne Streuteilchen vermessen werden, ist hier die Standardabweichung größer als beim Nebel-Verfahren, wo "Nebelfronten" in ihrer mittleren Gesamtheit verfolgt werden.

Die großen Einzelabweichungen resultieren vermutlich aus dem parabelförmigen Geschwindigkeitsprofil, welches sich in dem Rohr ausbildet. Denn beim Nebel-Verfahren konnte nicht immer sichergestellt werden, daß sich die betrachtete Nebelfront auf der zentralen Längsachse des Rohrs befand.

Für die Verwendung des LDA spricht daher die sichere Erfassung der Meßwerte auch bei höheren Geschwindigkeiten. Weitere Vorteile der LDA sind schon in Kapitel 8.2.3 aufgelistet worden. Die Kalibrierung der Strömungssensoren wurde daher vollständig mit Hilfe der LDA durchgeführt. Die Versuche mit dem Nebel-Verfahren zeigten, daß die Strömung bis auf den Einlaufbereich hinter dem Ventilator und die Störung durch Einbringen der Rauchteilchen laminar ist. Die Versuchsanordnung mit dem LDA und dem Plexiglasrohr wurde so modifiziert, daß der zu vermessende Strömungssensor am Ende des Plexiglasrohrs kurz hinter der Meßstelle des LDA angebracht ist. Ziel der Messung war die Bestimmung einer Kennlinie, die die gemessene Geschwindigkeit als Funktion der an die Sensoren angelegte Spannung darstellt. Die Meßwerte setzen sich dann aus der Strömungsgeschwindigkeit – mittels LDA gemessen – und dem Spannungswert des Sensoren zusammen. Die Funktion ist für den Sensor 912 in Abbildung 8.14 als grün eingezeichnete Linie zu sehen. In dieser Abbildung sind die Einzelmessungen für beide Rohre bereits zu einer Gesamtkalibrierkurve kombiniert worden. Der Übergang zwischen den beiden Rohren erfolgt zwischen den Spannungswerten 1,5 V und 2 V, d.h., in diesem Intervall liegen Meßwerte aus der Kalibrierung beider Rohre. Man erkennt, daß in diesem Bereich nahezu kein Versatz entsteht. Die orangefarben eingezeichnete Funktion gibt die von der Firma SCHMIDT vorgegebene Zahlenwertgleichung wieder. Sie zeigt im niedrigen Geschwindigkeitsbereich Abweichungen von über 100 % gegenüber der neu gemessenen Zahlenwertgleichung. Die Neukalibrierung wurde für den Geschwindigkeitsbereich von 0,03 m/s bis 0,66 m/s vorgenommen. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten sind für die Betrachtung von Raumluftströmungen uninteressant. Die neue Zahlenwertgleichung ergibt sich zu:

$$v(U) = 1,191 \cdot 10^{-2} + 0,343 \cdot 10^{-2} \cdot U + 6,547 \cdot 10^{-2} \cdot U^2$$

mit U: Sensorspannung in V,
v(U): Strömungsgeschwindigkeit in m/s als Funktion der Sensorspannung.

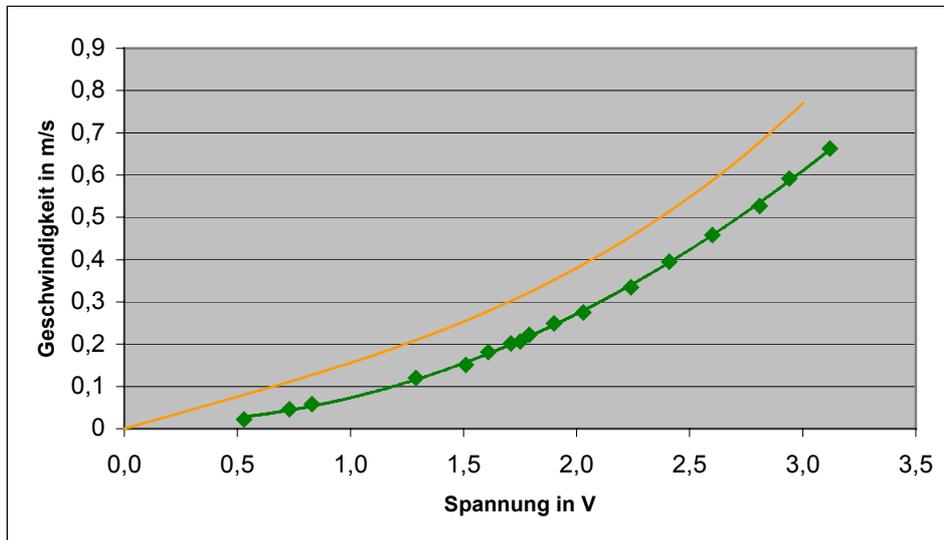


ABBILDUNG 8.14: ZAHLENWERTGLEICHUNG (GRÜN) NACH NEUKALIBRIERUNG DES SENSORS 912. DIE ORANGE EINGEZEICHNETE FUNKTION STELLT DIE VORHERIGE ZAHLENWERTGLEICHUNG DAR.

Die Strömungssensoren 006 wurden entsprechend der oben geschilderten Vorgehensweise für den Geschwindigkeitsbereich von 0,05 m/s bis 0,57 m/s kalibriert. Der Übergang zwischen den beiden Rohren findet hier zwischen den Spannungswerten 1 V und 1,9 V statt, wobei keine Lücke zwischen den Meßergebnissen der beiden Rohre auftritt. Dagegen existieren auch hier Abweichungen von über 100 % im unteren Geschwindigkeitsbereich zwischen der selbst durchgeführten Kalibrierung und der vom Hersteller vorgegebenen Kalibrierkurve (Abbildung 8.15). Die ermittelte Zahlenwertgleichung für die Sensoren 006 lautet:

$$v(U) = 1,485 \cdot 10^{-2} - 1,155 \cdot 10^{-2} \cdot U + 6,999 \cdot 10^{-2} \cdot U^2$$

mit U: Sensorspannung in V,
v(U): Strömungsgeschwindigkeit in m/s als Funktion der Sensorspannung.

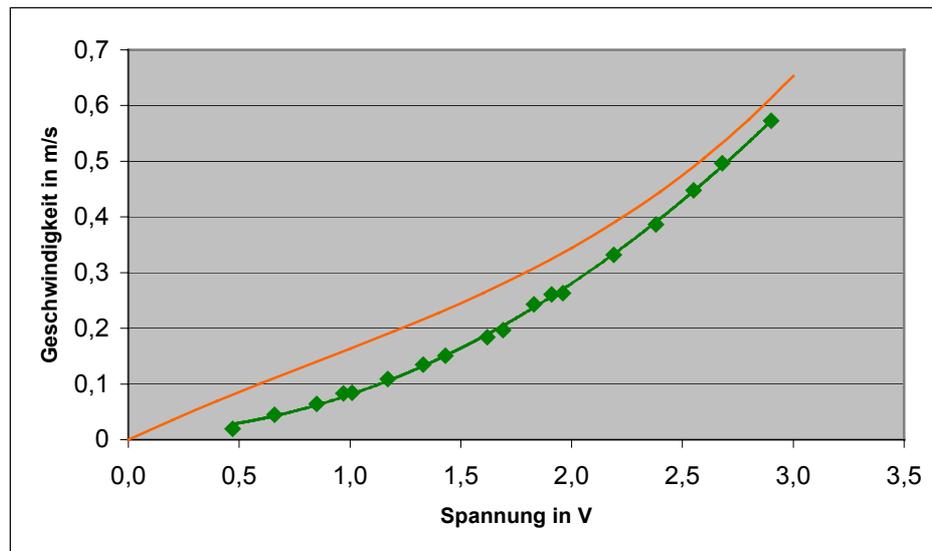


ABBILDUNG 8.15: ZAHLENWERTGLEICHUNG (GRÜN) NACH NEUKALIBRIERUNG DES SENSORS 006. DIE ORANGE EINGEZEICHNETE FUNKTION STELLT DIE VORHERIGE ZAHLENWERTGLEICHUNG DAR.

Trotz der hohen Meßgenauigkeit der LDA wird die Kalibrierung der Strömungssensoren aufgrund folgender Faktoren nicht korrekt sein:

- Der Sensor mißt einen Mittelwert aus den drei Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung, wobei die letzte Komponente winkelabhängig eingeht. Im Gegensatz dazu kann das LDA nur eine Geschwindigkeitskomponente messen. Bei der vorliegenden laminaren Rohrströmung führt das aber zu keinen großen Abweichungen der Meßwerte.
- Das LDA benötigt zur Geschwindigkeitsmessung einen wesentlich kleineres Meßvolumen als der Sensor. Beim LDA ist das Volumen nahezu punktförmig, während der Sensor ein zylindrisches Meßvolumen mit einem Durchmesser von 15 mm hat. Mit Hilfe der Gleichung (7.9) erhält man für dieses Meßvolumen einen Geschwindigkeitsunterschied zwischen der Mitte und den Enden von 0,53 cm/s, bzw. 0,0053 m/s.

Die Strömungsgeschwindigkeiten können nach der Neukalibrierung mit einer Genauigkeit von $\pm 0,01$ m/s angegeben werden. Diese Genauigkeit wurde mit Hilfe der Regressionsanalyse ermittelt. Man muß aber beachten, daß bei einer Geschwindigkeit unter etwa 0,05 m/s die Eigenkonvektion der Geschwindigkeitssensoren nicht mehr vernachlässigt werden darf und erst bei höheren Geschwindigkeiten aussagekräftige Messungen mit den Sensoren vorgenommen werden können.

Der Ultraschallvernebler mußte in der niedrigsten Stufe betrieben werden, um den Effekt zu vermeiden, daß sich bei einem zu großen Durchsatz an Streuteilchen (Wasserdampf-Glycerin-Gemisch) viele dieser Teilchen auf dem Heißfilm des Strömungssensors ablagern, was eine Verfälschung der Meßergebnisse zur Folge hätte.

Im Anschluß an die Neukalibrierung wurden einige Messungen zur Verifizierung der neuen Zahlenwertgleichung mit folgenden Variationen der Randbedingungen durchgeführt:

- Vergleichsmessungen der Sensoren bei verschiedenen Temperaturen,
- Geschwindigkeitsmessungen in turbulenter Strömung,
- Vergleich mehrerer Sensoren eines Typs.

Die Spannungswerte der Sensoren werden über die neu gewonnenen Zahlenwertgleichungen direkt in Strömungsgeschwindigkeiten umgerechnet. Die Geschwindigkeitswerte des LDA und der Sensoren werden dann gegeneinander aufgetragen. Im Idealfall müssen die Meßwerte wieder auf der Winkelhalbierenden liegen.

Zunächst wird die Temperaturabhängigkeit der Sensoren untersucht. Dazu wurde die Temperatur des Strömungsmediums (Luft) variiert. In Abbildung 8.16 ist das Ergebnis für einen Sensor des Typs 912 dargestellt. Die Abweichungen sind im Geschwindigkeitsbereich um 0,10 m/s sehr klein. Die Winkelhalbierende liegt bei allen Werten innerhalb der Fehlergrenzen der individuellen Meßwerte. Daher kann man durchaus annehmen, daß eine Temperaturabhängigkeit für den untersuchten Bereich nicht besteht, bzw. vernachlässigbar ist.

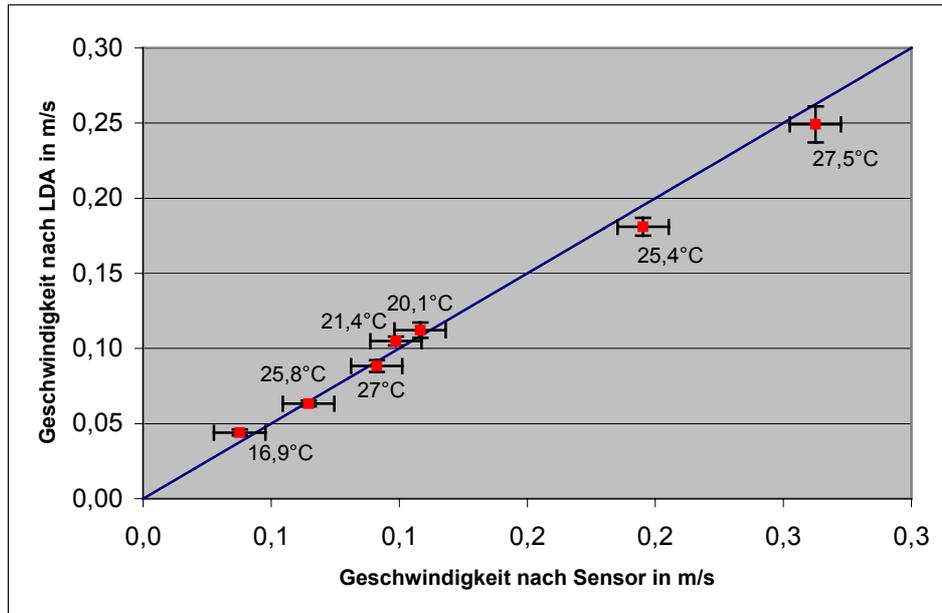


ABBILDUNG 8.16: TEMPERATURABHÄNGIGKEIT EINES SENSORS DES TYPs 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN. NEBEN DEN MEBWERTEN SIND DIE ENTSPRECHENDEN TEMPERATUREN AUFGETRAGEN.

Wie oben schon erwähnt, wurde im Anschluß an die Neukalibrierung auch eine Messung zur Turbulenzabhängigkeit durchgeführt. Für diese Untersuchung wurde im Rohr ein Hindernis in die vorhandene Strömung eingebracht – ein kreisrundes Metallgitter, auf das ein mit unregelmäßig angebrachten Löchern versehenes Stück Papier aufgeklebt ist. Direkt hinter diesem Gitter entstehen Turbulenzen, die von der Rohrströmungsgeschwindigkeit abhängig sind. Die Turbulenzgrade konnten allerdings mit der bestehenden Konfiguration nicht gemessen werden. Die Ergebnisse für einen Sensor 912 (Abbildung 8.17) zeigen auf, daß sämtliche Werte oberhalb der Winkelhalbierenden liegen, was darauf schließen läßt, daß der Strömungssensor eine zu niedrige Geschwindigkeit mißt. Die größte Abweichung zur Winkelhalbierenden beträgt bei einem LDA-Wert von 0,130 m/s bis zu 0,024 m/s (Pfeil). Die Abweichung entsteht wahrscheinlich durch den größeren Einfluß der verschiedenen Meßpositionen auf das Ergebnis im Vergleich zur laminaren Strömung. Die Distanz zwischen den beiden Meßstellen des Sensors und des LDA beträgt 5 cm. Auch die Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten vom laminaren zum turbulenten Strömungsfall ist zu berücksichtigen.

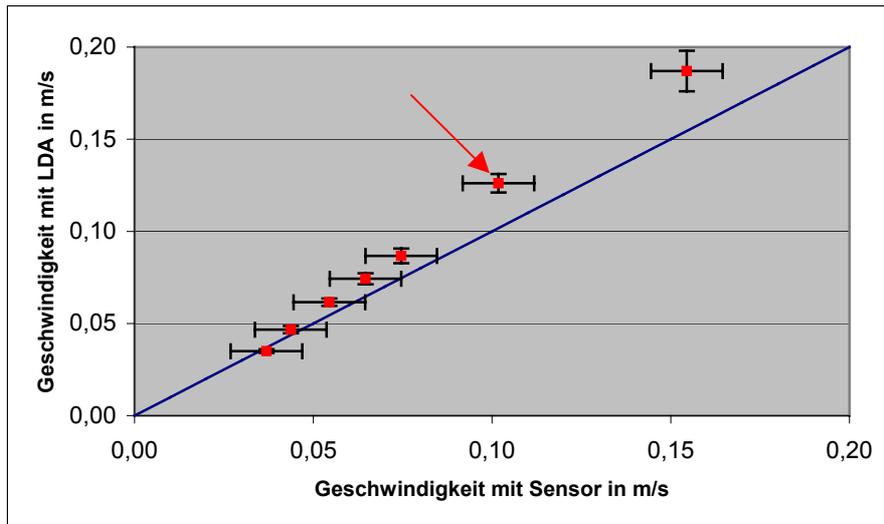


ABBILDUNG 8.17: TURBULENZABHÄNGIGKEIT DES SENSORS 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN. DER MIT DEM PFEIL MARKIERTE MEßWERT BESITZT BEI EINEM LDA-WERT VON 0,130 M/S EINE ABWEICHUNG ZUR WINKELHALBIERENDEN VON 0,024 M/S.

Um die Zahlenwertgleichungen auch auf die restlichen Sensoren der gleichen Serie anwenden zu können, wurde zunächst die Serienstreuung untersucht. Die Übereinstimmung innerhalb einer Serie wurde jeweils mittels eines weiteren Sensors gemessen. Dabei sind die Geschwindigkeiten des LDA und des Sensors auf der y- bzw. x-Achse aufgetragen. Das Ergebnis für einen Sensor der Reihe 912 ist in Abbildung 8.18 zu sehen. Die größte Abweichung (Pfeil) ist bei einem LDA-Wert von 0,047 m/s mit 0,003 m/s relativ gering. Da das Ergebnis bei einem Sensor der Reihe 006 (s. Abbildung A9.2) entsprechend ausfiel, wurde, ohne weitere Messungen vorzunehmen, davon ausgegangen, daß alle übrigen verwendeten Sensoren ebenfalls nur geringe Abweichungen aufzeigen. Die Meßgenauigkeit der Sensoren ist für den vorliegenden Verwendungszweck ausreichend, sofern eine entsprechende Kalibrierung vorgenommen wird. Außerdem werden die übrigen Einflußgrößen größere Auswirkungen haben als die Serienstreuung.

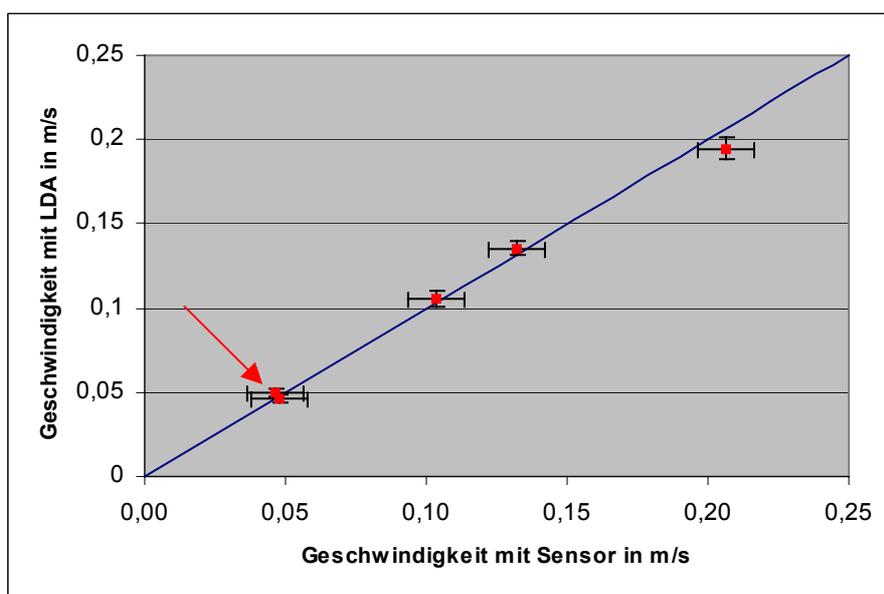


ABBILDUNG 8.18: ÜBERPRÜFUNG DER SERIENSTREUUNG AN EINEM WEITEREN SENSOR DER REIHE 912 BEI UNTERSCHIEDLICHEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN.

Im Zuge der Neukalibrierung der Strömungssensoren wurden zusätzliche Sensoren (im weiteren Verlauf Typ D1301, D1308, D1310, D1311 genannt) eines anderen Herstellers überprüft, die besonders für sehr niedrige Strömungsgeschwindigkeiten konzipiert worden sind. Wie die bisherigen Strömungssensoren funktionieren sie nach dem Prinzip der Hitzdrahtanemometrie, nehmen aber die Geschwindigkeit richtungsunabhängig auf. Das ist nur mit Hilfe kugelförmiger Sensorköpfe möglich. Vier Sensoren dieses Typs wurden zu Vergleichsmessungen mit dem LDA herangezogen. In Abbildung 8.19 sind die Meßwerte für einen dieser vier Sensoren (D 1308) dargestellt. Der Meßfehler der Strömungssensoren setzt sich im Geschwindigkeitsbereich von 0,05 m/s bis 1 m/s wie folgt zusammen:

$$\pm 0,01 \text{ m/s} \pm 3,5 \% \text{ vom Meßwert, zusätzliche Temperaturabhängigkeit mit} \\ \pm 0,2 \% \text{ pro } ^\circ\text{C (Differenz zu } 22 ^\circ\text{C) vom Meßwert.}$$

Die Geschwindigkeiten, die mit dem Strömungssensor aufgenommen werden, liegen unter Berücksichtigung der Meßfehler alle im Bereich der Winkelhalbierenden. Der Sensor ist demnach korrekt kalibriert und muß nicht neu vermessen werden. Dieses Ergebnis wurde auch für den Sensor D1301 festgestellt, während die Sensoren D1310 und D1311 etwas größere Abweichungen aufweisen und daher für sie eine Nachkalibrierung angebracht erscheint. Die Abbildungen dazu finden sich in Anhang A9.

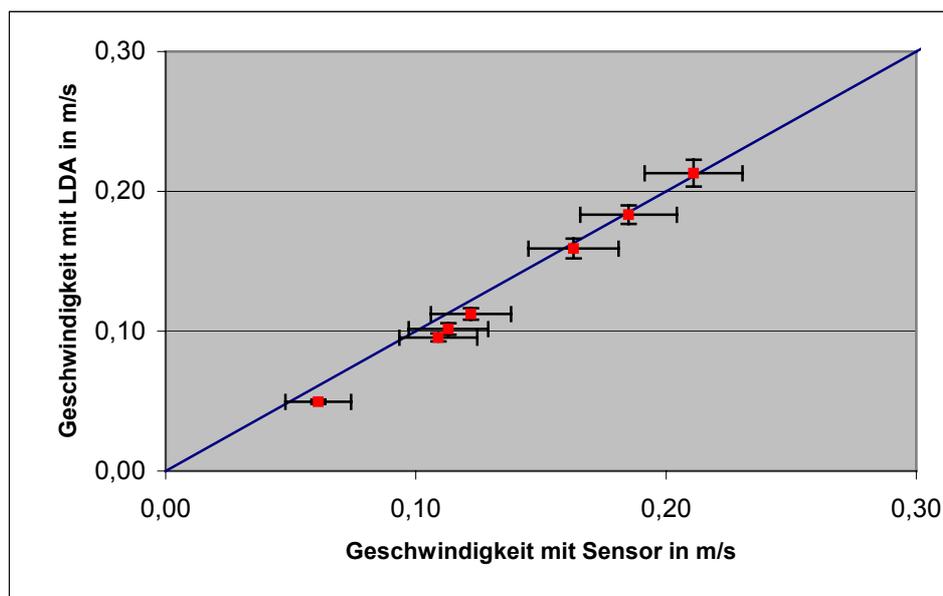


ABBILDUNG 8.19: ÜBERPRÜFUNG DES STRÖMUNGSSENSORS VOM TYP D 1308 MITTELS LDA. DIE WINKELHALBIERENDE LIEGT BEI SÄMTLICHEN MEßWERTEN INNERHALB DER FEHLERGRENZEN.

8.4 Temperaturmeßtechnik

8.4.1 Widerstandsthermometer

Bei Widerstandsthermometern benutzt man den Effekt, daß sich der elektrische Widerstand gewisser Materialien mit zunehmender Temperatur verändert. Bei den meisten Metallen nimmt der Widerstand mit der Temperatur zu, jedoch nicht streng linear. Dieser Zusammenhang wird durch entsprechende Polynome beschrieben. Die eingesetzten Widerstände werden als Pt 100 bezeichnet, da sie aus Platin (Pt) bestehen und bei 0 °C einen Nennwiderstand von 100 Ω haben. Die Zahlenwert-gleichung zur Berechnung des Widerstands in Abhängigkeit der Temperatur für den Temperaturbereich oberhalb 0 °C lautet nach DIN EN 60751:

$$R_{Pt} = 100 \, \Omega \cdot \left(1 + 3,90802 \cdot 10^{-3} \, ^\circ\text{C}^{-1} \cdot T - 5,802 \cdot 10^{-7} \, ^\circ\text{C}^{-2} \cdot T^2 \right) \quad (8.57)$$

mit R_{Pt} : Widerstand des Pt 100 in Ω,
T: Temperatur in °C.

Da der Widerstand gemessen wird und die Temperatur die gesuchte Größe ist, muß die Gleichung nach T umgestellt werden:

$$T \text{ (in } ^\circ\text{C)} = 0,00101 \cdot R_{Pt}^2 + 2,35699 \cdot R_{Pt} - 245,76911 \quad (8.58)$$

Die Messung des Widerstands erfolgt mit einer Konstantstromquelle in Vierleiterschaltung. Durch ein zweites Zuleitungspaar wird neben dem Versorgungskreis mit der Konstantstromquelle ein Meßkreis aufgebaut. Da der Innenwiderstand des Voltmeters nahezu unendlich hoch ist, fallen über den Leitungswiderständen des Meßkreises praktisch keine Spannungen ab. Dadurch wird ausschließlich der Spannungsabfall über dem Pt 100 gemessen. Die Konstantstromquelle und das Voltmeter sind in einem Gerät zusammengefaßt, dem Keithley 196 System DMM.

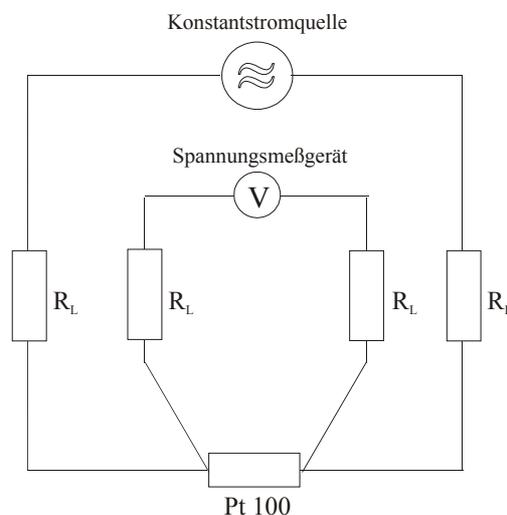


ABBILDUNG 8.20: VIERLEITERMEßSCHALTUNG ZUR MESSUNG DES PT 100-WIDERSTANDS. DIE LEITUNGSWIDERSTÄNDE SIND MIT R_L BEZEICHNET.

8.4.2 Temperaturmessung über die Strömungssensoren

Zusätzlich zu dem Spannungswert, der zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit verwendet wird, liefern die Strömungssensoren eine zweite Ausgangsspannung, die der Messung der Temperatur T (in $^{\circ}\text{C}$) dient. Die entsprechende Zahlenwertgleichung lautet in diesem Fall für beide Sensortypen:

$$T \text{ (in } ^{\circ}\text{C)} = -66,67 + 16,67 \cdot U \quad (8.59)$$

mit U : Sensorspannung in V.

8.5 Klimakammer

Die Klimakammer wurde nach Plänen des Fachgebiets Bauphysik und Solarenergie von der Firma Weber Haus GmbH gefertigt und an der Universität Siegen in den dort verfügbaren Räumlichkeiten aufgebaut. Die Innenmaße betragen (L x B x H) 4,56 m x 2,26 m x 2,26 m. Die Klimakammer ist aus einzelnen Wandsegmenten aufgebaut, die aus einer Rahmenkonstruktion mit beidseitig verschraubten 19 mm dicken Spanplatten bestehen. Die 80 mm breiten Zwischenräume sind zur Isolation mit Dämmwolle ausgefüllt. Das in der Abbildung 8.21 rechts oben eingezeichnete Kühlgerät wird in naher Zukunft installiert und soll für weitere Messungen eine Vorkonditionierung der Frischluft bezüglich der Lufttemperatur ermöglichen. In dieser Arbeit ist allerdings die Wechselwirkung eines Lüftungssystems mit einer i. a. immer vorhandenen Heizung/Wärmequelle nicht berücksichtigt. Die Messungen des Luftalters und der Raumluftgeschwindigkeit wurden nur unter isothermen Bedingungen durchgeführt. Um aber die Gerätekennzahlen bestimmen zu können, wurde ein Kühlgerät innerhalb der Klimakammer eingebaut. Demnach müssen die Lüftungsgeräte für entsprechende Messungen entgegen der normalen Einbaurichtung außen am Meßraum angebracht werden, da ansonsten keine Möglichkeit zur Regelung der Frischlufttemperatur besteht. Somit wird in diesen Fällen die Frischluft aus der Klimakammer angesaugt. Die Großbuchstaben A, B und C in der Abbildung 8.21 bezeichnen die drei Einbaumöglichkeiten für Lüftungsgeräte. Davon befinden sich zwei an der Seitenwand und eine Öffnung an der vorderen Stirnwand. Die Türen der Klimakammer und der Zwischenwand sind aus zwei miteinander verschraubten Spanplatten gefertigt. Die Zwischenwand wurde errichtet, um den Vergleich zwischen Strömungsformen von kubischen und quaderförmigen Volumina zu ermöglichen und um den Luftaustausch zwischen zwei Zonen untersuchen zu können. Die Klimakammer hat mehrere Kabel- und Schlauchdurchführungen zur elektrischen Spannungsversorgung der internen Geräte und zur Verbindung der Meßschläuche und -kabel mit dem Meßkanalumschalter und Tracergasanalysator (Bild 4 in Abbildung 8.21) bzw. dem Multimeter (Bild 6 in Abbildung 8.21). Die Hard- und Software zur Meßwerterfassung werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

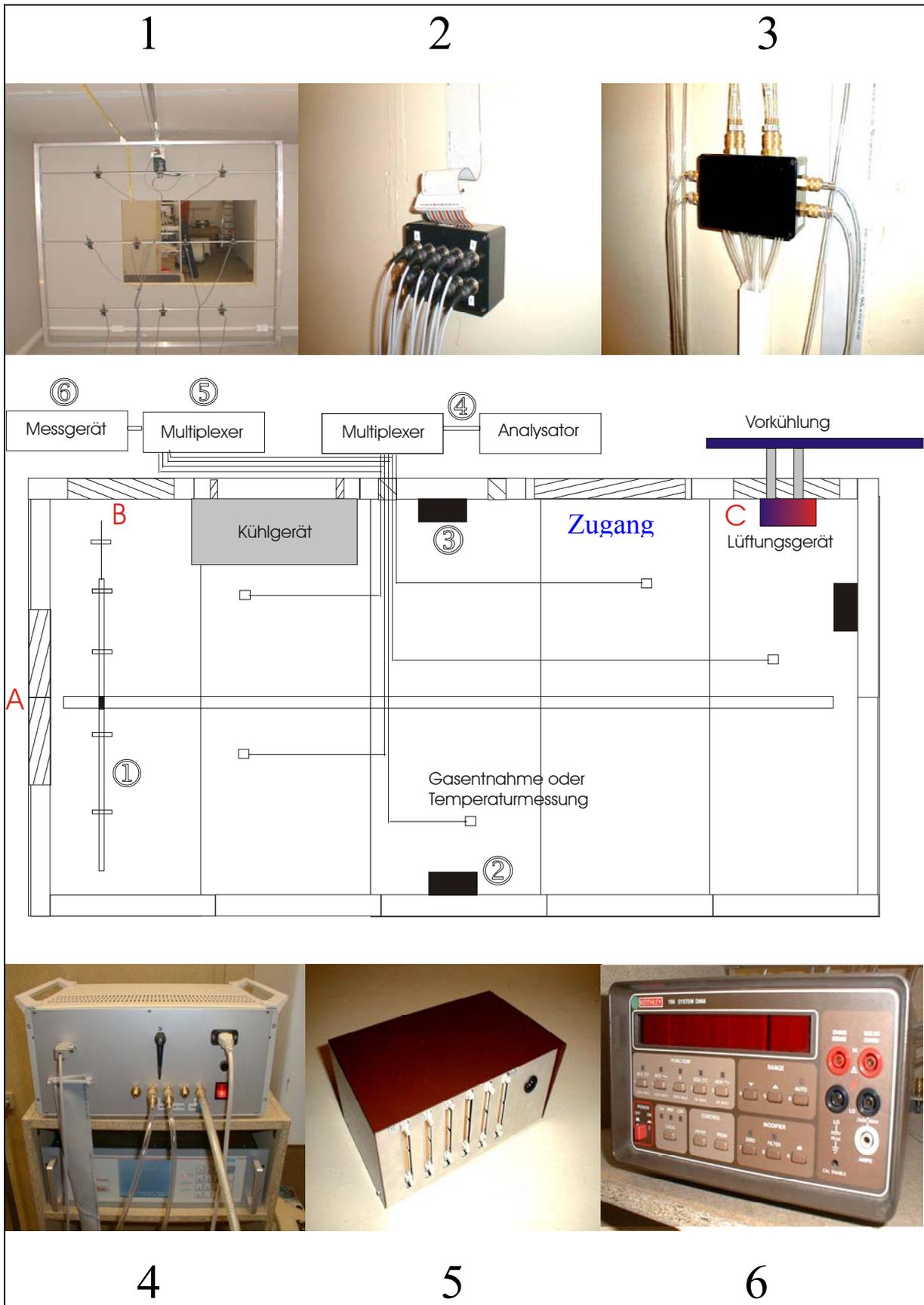


Abbildung 8.21: KLIMAKAMMER MIT EINGEBAUTER MEßTECHNIK ZUR MEßWERTERFASSUNG. DIE MIT ZAHLEN MARKIERTEN PUNKTE SIND DEN JEWEILIGEN BILDERN ZUGEDORNET. DIE EINZELNEN GERÄTE BZW. DIE BILDER 1-6 WERDEN IM FOLGENDEN KAPITEL 8.6 NÄHER ERLÄUTERT.

8.6 Meßwerterfassung

8.6.1 Ausstattung der Klimakammer

Zur Aufnahme der Geschwindigkeits- und Temperaturprofile in der Klimakammer wurde ein Aluminiumrahmen konstruiert (siehe auch Abbildung 8.21, Bild 1), an dem die Sensoren befestigt werden können. Die Halterung ermöglicht eine Drehung der Sensoren in alle drei Raumkoordinaten. Der Rahmen ist über einen Schlitten in einem C-Profil verschiebbar. Die verschiedenen Meßpositionen können mit Hilfe einer Software (siehe Kapitel 8.6.2) von außen angefahren werden, ohne daß die Raumluftrömung oder Temperaturverteilung durch Öffnen der Tür und eigenhändiges Verschieben des Rahmens gestört werden. Für die Bewegung sorgt eine elektrisch angetriebene Bohrmaschine, die über eine Phasenanschnittsteuerung geregelt wird (Abbildung 8.22). Das Positionieren erfolgt mit Hilfe einer Lichtschranke, die die Drehung des Bohrfutters abliest. Um das Bohrfutter ist dazu eine Folie geklebt worden, auf die abwechselnd 6 mm breite schwarze und silberne Streifen aufgebracht sind. Die Lichtschranke liefert nur bei silbernen Streifen ein Signal, welches dann von der Software genutzt wird, um die Anzahl der benötigten Umdrehung abzuzählen. Durch die Breite der Streifen ist das Verfahren nicht vollkommen exakt. Außerdem stoppt der Rahmen bei Erreichen der gewünschten Position nicht sofort, sondern fährt noch einige Millimeter bis Zentimeter. Um die wirklich angefahrne Position ablesen zu können, stehen zwei Verfahren zur Verfügung. Zum einen sind über dem Rahmen zwei Konstantandrähte gespannt worden, die in Höhe des Rahmens mittels eines Kupferdrahtes kurzgeschlossen werden. An jeweils einem Ende der beiden Konstantandrähte sind Meßkabel zur Widerstandsmessung befestigt, die an dem Kanalschalter (Abbildung 8.26) angeschlossen sind und zum Multimeter weitergeleitet werden. Da der Widerstand proportional zur Länge des Drahtes ist, eignet sich diese Methode zur Entfernungsmessung. Diese wird durch die Software automatisch am Ende einer Positionierung des Meßrahmens vorgenommen. Die andere Möglichkeit zur Messung der aktuellen Position ist durch eine Kamera gegeben. Sie ist an der oberen Querstrebe des Rahmens angebracht und liefert Bilder von einem Maßband, daß an der Decke der Klimakammer befestigt ist. Die beiden Verfahren zusammen erlauben eine exakte Positionierung auch für den Fall, daß eines der Verfahren durch einen Defekt oder ähnliches nicht verwendet werden kann.



ABBILDUNG 8.22: BOHRMASCHINE ZUM ANTRIEB UND LICHTSCHRANKE ZUM POSITIONIEREN DES RAHMENS. DIE ABSCHLIEBENDE POSITIONSMESSUNG ERFOLGT ÜBER DEN DOPPELT GESPANNTEN KONSTANTANDRAHT. IM RECHTEN BILD IST DER ANSCHLUß ZUR WIDERSTANDSMESSUNG ZU SEHEN.

Die Datenleitungen der Geschwindigkeitssensoren werden zu einer Verteilungsbox geführt, die die Ausgangsspannungen aufteilt und zur Temperatur- und Geschwindigkeitsmessung an die entsprechenden Sammelboxen weiterleitet. Sie ist in Abbildung 8.23 zu sehen.



ABBILDUNG 8.23: VERTEILUNGSBOX ZUR AUFTEILUNG DER SENSORAUSGANGSSPANNUNG ZUR TEMPERATUR- UND GESCHWINDIGKEITSMESSUNG.

Um die Kabel- und Schlauchdurchführungen durch die Wände der Klimakammer zu minimieren, werden die Meßkabel und Gasentnahmeschläuche in zentralen Boxen gesammelt und zusammen nach außen geführt. In Abbildung 8.24 ist die Box für die Gasentnahmeschläuche gezeigt.



ABBILDUNG 8.24: ZUSAMMENFÜHREN DER GASENTNAHMSCHLÄUCHE IN EINER SAMMELBOX. DIE SCHLÄUCHE UNTERHALB DER BOX WERDEN DURCH DEN KABELKANAL UND ÖFFNUNGEN IN DER WAND NACH AUßEN GELEITET.

Die entsprechende Box für die Meßkabel (Pt 100 und Strömungssensoren) ist in Abbildung 8.25 dargestellt. Die Daten werden anschließend über ein Breitbandkabel zu einem Meßkanalumschalter außerhalb der Klimakammer übermittelt.

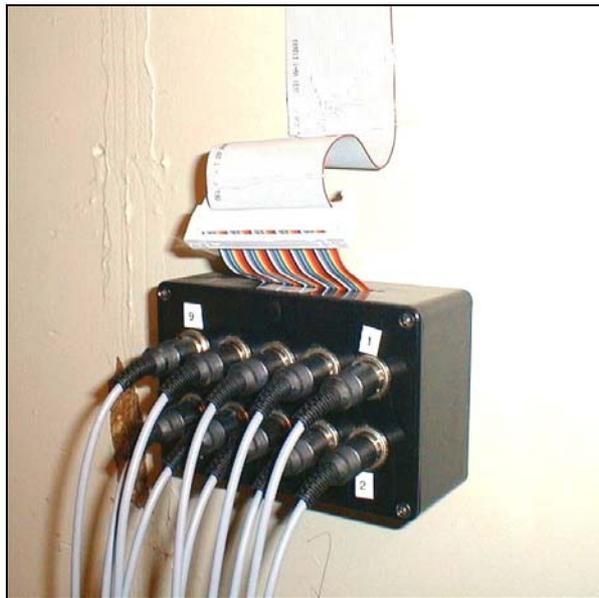


ABBILDUNG 8.25: ZUSAMMENFÜHREN DER MEßKABEL IN EINER BOX UND WEITERLEITEN DER DATEN IN EINEM BREITBANDKABEL.

Der in Abbildung 8.26 gezeigte Kanalumschalter ist über eine DAQ-Karte (DAQCard™-1200 von National Instruments, München) mit dem PC verbunden. Eine Software (SensorDat, siehe auch Kapitel 8.6.2) ermöglicht dann das Durchschalten des gewünschten Kanals zu dem eigentlichen Meßgerät. Man kann bis zu 60 Meßsensoren an den Kanalumschalter anschließen.

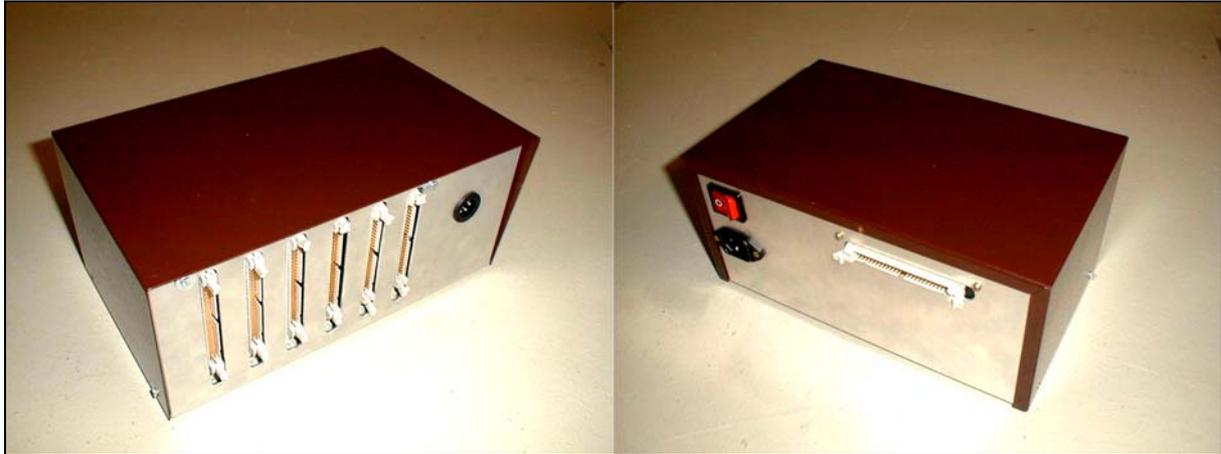


ABBILDUNG 8.26: MEßKANALUMSCHALTER MIT INTEGRIERTEM MULTIPLEXER. DER IN DER RECHTEN HÄLFTE ERKENNBARE BREITBANDKABELANSCHLUß WIRD ZU EINER DAQ-KARTE IM RECHNER GEFÜHRT. IN DER LINKEN BILDHÄLFTE SIND DIE SECHS ANSCHLÜSSE FÜR DIE DATENKABEL UND DIE BUCHSE ZUR VERBINDUNG MIT DEM MEßGERÄT ZU SEHEN.

8.6.2 Programm SensorDat

SensorDat ist die eigene Entwicklung eines Programms, das das Durchschalten des gewünschten Meßkanals zum Multimeter und zusätzlich die Positionierung des Meßrahmens ermöglicht. Um die Bedienung zu erleichtern, wird der Benutzer von einem Assistenten durch das Programm geführt. Das Programm durchläuft fünf Teilschritte:

- Initialisieren der DAQ-Karte.
- Auswahl der Meßkarten.
- Auswahl der Meßaufgabe (Spannungsmessung zur Geschwindigkeits- bzw. Temperaturmessung oder Widerstandsmessung zur Temperaturmessung bzw. Positionierung des Meßrahmens) und des Meßkanals und Eingabe der Koeffizienten der entsprechenden Zahlenwertgleichung.
- Auswahl der Art der Meßwertspeicherung und Eingabe des Meßintervalls, der Gesamtmeßzeit und des Dateinamens und Positionierung des Meßrahmens.
- Darstellung der Meßwerte in einer Tabelle.

Die Initialisierung der DAQ-Karte erfolgt automatisch und ist innerhalb weniger Sekunden abgeschlossen. Sie dient u. a. der Funktionsüberprüfung der Karte.

Die Auswahl der Meßkarten geschieht in Abhängigkeit zur Kartenbelegung im Meßkanalumschalter. Sechs Meßkarten können zusammen oder einzeln angeschlossen und ausgewählt werden (Abbildung 8.27). Pro Meßkarte besteht die Möglichkeit, zehn verschiedene Meßkanäle anzuschließen, wodurch man bei Vollbelegung eine Anzahl von insgesamt 60 Kanälen zur Verfügung hat.

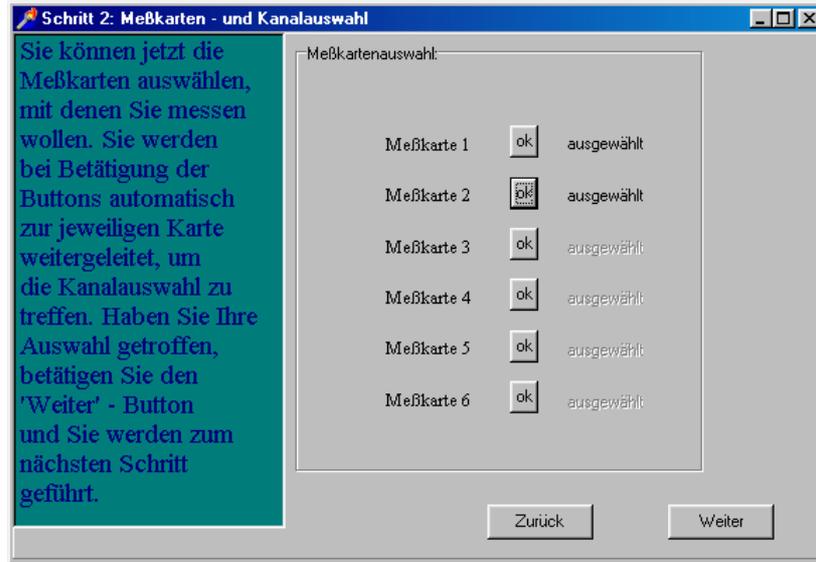


ABBILDUNG 8.27: SCREENSHOT VON TEILSCHRITT 2 ZUR AUSWAHL DER KANALBELEGUNG. IM VORLIEGENDEN BEISPIEL SIND BEREITS KANÄLE VON ZWEI DER SECHS MÖGLICHEN MEßKARTEN VERWENDET WORDEN, WAS MAN AN DEM TEXT ‚AUSGEWÄHLT‘ RECHTS NEBEN DEN OK-BUTTON ERKENNT.

Je nach Sensor muß entweder der Widerstand (Pt 100) oder die Spannung (Strömungsgeschwindigkeit, Lufttemperatur mittels Strömungssensor) gemessen werden. Diese Auswahl erfolgt im dritten Teilschritt. Dort werden außerdem die Koeffizienten zur Umrechnung der Meßgrößen in Temperaturen bzw. Geschwindigkeiten über ein Auswahlmenü, welches mit der rechten Maustaste geöffnet wird, eingegeben (Abbildung 8.28). Zu jedem Sensor kann eine Bemerkung zum Einbauort o. ä. eingefügt werden. Die graphische Darstellung ist zur Zeit noch nicht möglich.

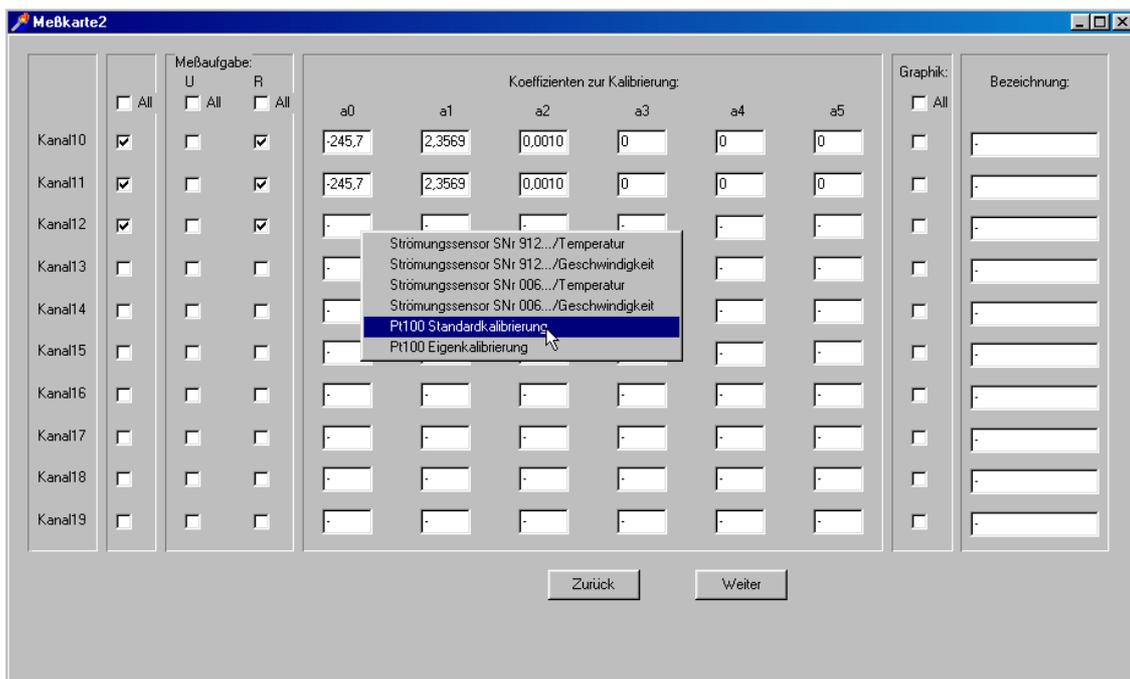


ABBILDUNG 8.28: IN TEILSCHRITT 3 MÜSSEN ANGABEN ZUR KANALAUSWAHL DER MEßKARTE, ZUR MEBAUFGABE UND ZU DEN KOEFFIZIENTEN GEMACHT WERDEN. DIE KOEFFIZIENTEN KÖNNEN MANUELL ODER MIT HILFE DES EINGEBLENDETEN AUSWAHLMENÜS EINGEGEBEN WERDEN.

Durch Betätigen des ‚Weiter‘-Buttons gelangt man zur tabellarischen Übersicht der ausgewählten und auswählbaren Funktionen. Die Tabelle kann abgespeichert und gegebenenfalls wieder geladen werden.

Im weiteren Verlauf wird der Benutzer zur Eingabe des Meßintervalls, der Gesamtmeßzeit und des Dateinamens aufgefordert (Abbildung 8.29). Zusätzlich kann man angeben, ob die Meßwerte direkt, nach der Messung oder gar nicht abgespeichert werden sollen. Dieser vierte Schritt beinhaltet auch die Positionierung des Meßrahmens.

ABBILDUNG 8.29: EINGABEFENSTER ZU ZEIT- UND SPEICHERPARAMETERN UND ZUR POSITIONSVERÄNDERUNG DES MEßRAHMENS.

Dabei muß zunächst der Kanal, über den der Widerstand zur Entfernungsmessung gemessen wird, und der Widerstandswert des Konstantendrahts in Ω/m angegeben werden. Dieser ist mit $32,8 \Omega/m$ vorgegeben. Weitere Eingaben zur aktuellen und gewünschten Position sind notwendig, um schließlich mit Hilfe der Bohrmaschine die Position anfahren zu können. Hat der Rahmen die gewünschte Stelle erreicht, stoppt er automatisch und gibt eine über zehn Meßwerte gemittelte Endposition aus. Gegebenenfalls kann der Rahmen bei zu großer Abweichung erneut verfahren werden, bis die gewünschte Position exakt angefahren ist. Nach dem Starten der Messung werden die Meßwerte durch Betätigen des „Tabelle“-Buttons übersichtlich in einer Tabelle dargestellt. Bei Erreichen der Gesamtmeßzeit erscheint die Meldung „Meßzeit abgelaufen“.

8.6.3 Steuergerät des Tracergasmeßstands

Das Steuergerät (Abbildung 8.30) leitet den Gasfluß zur Injektion in den Meßraum und pumpt zudem die zu untersuchende Raumluft zur Analyse in den Gasanalysator. Die Probeentnahme erfolgt wahlweise über bis zu acht Kanäle. Dabei wird ständig über jeden Kanal Luft angesaugt, unabhängig davon, ob die Luft gerade analysiert wird oder nicht. Damit soll sichergestellt werden, daß jeder Meßkanal immer die aktuelle Gaskonzentration liefert. Das

Durchschalten des entsprechenden Kanals zum Gasanalysator wird durch Magnetventile bewerkstelligt, deren Steuerung das Programm MultiCat II übernimmt [10].



ABBILDUNG 8.30: STEUERGERÄT DES TRACERGASMEßSTANDS IN VORDER- UND RÜCKANSICHT (RECHTS). AN DER RÜCKSEITE WERDEN DIE ACHT KANÄLE ZUR PROBEENTNAHME UND DER INJEKTIONS-KANAL ANGESCHLOSSEN. AN DER VORDERSEITE (LINKE BILDHÄLFTE) BEFINDEN SICH DIE ZULEITUNGEN ZUM GASANALYSATOR BZW. VON DER GASFLASCHE.

8.6.4 Gasanalysator

Bei den Versuchsreihen kommen zwei verschiedene Gasanalysatoren für Distickstoffmonoxid (N_2O) und Schwefelhexafluorid (SF_6) zum Einsatz.

Der Typ UNOR 6N der Firma MAIHAK, Hamburg, arbeitet nach dem Prinzip der nicht-dispersiven Infrarot-Absorption. Mit diesem Analysator wird Distickstoffoxid in einem Meßbereich von 0 ppm bis 100 ppm detektiert. Er weist eine geringe Querempfindlichkeit gegenüber anderen Gasen einschließlich Wasserdampf auf [11].

Der zweite Gasanalysator mit der Typenbezeichnung AUTOTRAC 101 der Firma TracerTech GmbH, Immenstaad a. B., dient dem Nachweis von Schwefelhexafluorid. Das Gerät verwendet einen Gaschromatographen mit Elektronen-Einfang-Detektor (Electron-Capture-Detektor). Damit läßt sich ein Meßbereich von 0,02 ppb bis 20 ppb verwirklichen. Die Detektionsgrenze wird mit 0,005 ppb angegeben. Durch die Konzeption des Meßprinzips wird eine geringe Querempfindlichkeit gegenüber anderen Gasen wie z. B. Sauerstoff sichergestellt.

Weitere Informationen zu den einzelnen Gasanalysatoren finden sich in [11] und [12].

Da die Meßwerterfassung mit dem UNOR 6N wesentlich komfortabler und in kürzeren Zeitintervallen möglich ist, wird zur Luftwechselanalyse und Messung des Luftalters hauptsächlich dieser Meßstand verwendet.

9. Meßergebnisse

9.1 Luftwechselzahl n der Klimakammer ohne vorgegebene Druckdifferenz

Nach der Fertigstellung der Klimakammer wurden mehrere Testmessungen zur Dichtheit des Meßvolumens durchgeführt, um gegebenenfalls Nachbesserungen an der Umhüllungsfläche vorzunehmen. Zunächst wurde ein visuelles Verfahren zur Sichtbarmachung von Leckagen angewandt. Dazu wurde in der Klimakammer ein Unterdruck erzeugt und gleichzeitig der umgebende Raum mit Nebel angefüllt. Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Klimakammer und Umgebungsraum strömt der Nebel durch die Leckagen in die Klimakammer. Diese Leckagen konnten somit geortet und anschließend beseitigt werden. Nach ersten Verbesserungen wurden Tracergasmessungen nach der Konzentrations-Abklingmethode bei 50 Pa Überdruck vorgenommen, die eine Luftwechselzahl von etwas über 0,1 1/h ergaben. Probleme bereiteten die Rohrdurchführungen für das in der Klimakammer angebrachte Kühlaggregat. Die Kühlmittel führenden Rohre sind von einem weiteren Vierkanrohr umschlossen, dessen innerer Hohlraum schließlich vollständig mit Silikon versiegelt wurde. Nach diesen zusätzlichen Abdichtarbeiten konnte dieser Wert auf 0,08 1/h verringert werden. Abschließend wurde eine Tracergasmessung ohne vorgegebene Druck- und Temperaturdifferenz durchgeführt, deren Abklingfunktion in Abbildung 9.1 zu sehen ist. Als Ergebnis erhält man eine Luftwechselzahl von $n_{\text{gem}} = (0,0328 \pm 0,0004)$ 1/h. Diese beinhaltet aber noch den zusätzlichen Luftwechsel durch die Probeentnahme des Tracergases über die Schläuche (s. Kapitel 8.1.6). Bei einem Entnahmestrom von 100 l/h berechnet sich der natürliche Luftwechsel \dot{V}_n zu:

$$\dot{V}_{\text{ges}} = \dot{V}_n + \dot{V}_{\text{zus}} \quad \Rightarrow \quad \dot{V}_n = \dot{V}_{\text{ges}} - \dot{V}_{\text{zus}}$$

mit	$\dot{V}_{\text{zus}} = 100 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Entnahmestrom in m^3/h ,
	$V_{\text{KK}} = 23,29 \text{ m}^3$	Klimakammervolumen,
	$\dot{V}_{\text{ges}} = n \cdot V_{\text{KK}} = 0,0328 \cdot 23,29 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,76 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Gesamtstrom in m^3/h .

Einsetzen der Werte ergibt folgenden natürlichen Luftvolumenstrom \dot{V}_n :

$$\dot{V}_n = 0,76 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} - 0,10 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,66 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Der Fehler von \dot{V}_n ergibt sich zu:

$$\Delta \dot{V}_n = \Delta \dot{V}_{\text{ges}} = V_{\text{KK}} \cdot \Delta n = 23,29 \cdot 0,0004 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Der Entnahmevervolumenstrom \dot{V}_{zus} wird als fehlerlos angenommen. Die natürliche Luftwechselzahl n errechnet sich damit zu:

$$n = (0,028 \pm 0,001) \frac{1}{\text{h}}$$

Der sich daraus ergebende Leckagevolumenstrom geht im weiteren Verlauf als Ex- bzw. Infiltrationsvolumenstrom in die Berechnung der Kennzahlen von dezentralen Raumlüftungsgeräten ein.

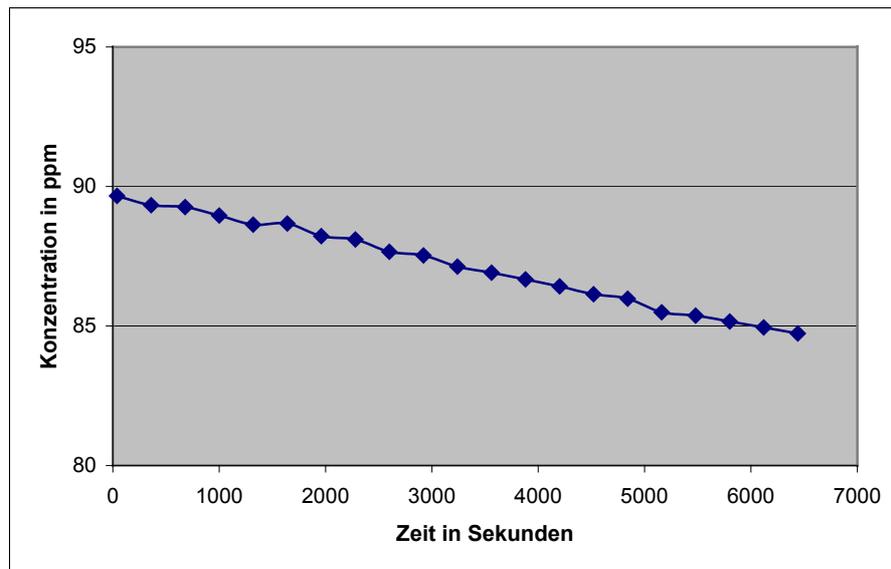


ABBILDUNG 9.1: KONZENTRATIONS-ABKLINGFUNKTION ALS ERGEBNIS DER MESSUNG ZUR LUFTWECHSELZAHL n DER KLIMAKAMMER OHNE AUFGEPRÄGTE DRUCKDIFFERENZ.

9.2 Bestimmung der Kennzahlen an dezentralen Lüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Kennzahlenmessungen an dezentralen Raumlüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung vorgestellt. Sämtliche Größen, die in Kapitel 6 hergeleitet wurden, sind für zwei vorhandene Testgeräte gemessen bzw. berechnet worden. Die beiden Geräte werden mit den Buchstaben A und B gekennzeichnet. Deren Spezifikationen sind im folgenden Kapitel aufgelistet.

9.2.1 Eigenschaften der vermessenen Lüftungsgeräte

Die in diesem Abschnitt aufgeführten technischen Daten beruhen auf Herstellerangaben.

Gerät A:

- Wandlüfter mit Pollen- und Staubfilter der Klasse F7 zum gleichzeitigen Be- und Entlüften von geschlossenen Räumen; außerdem Umluftbetrieb möglich,
- Zehn verschiedene Luftmengenstufen zwischen 30 m³/h und 110 m³/h einstellbar,
- Elektrische Leistungsaufnahme zwischen 15 W und 35 W,
- Gewicht ca. 12,5 kg.

Gerät A besitzt, wie in Abbildung 9.2 links dargestellt, jeweils eine Zuluft- und Abluftöffnung an jeder Seite des Gehäuses. Dadurch müssen die Konzentrationen bei Tracergas- und die Temperaturen bei Temperaturmessungen in allen vier Zuluft- und Abluftdurchlässen gemessen werden und auch entsprechend den Volumenstromanteilen der jeweiligen Öffnungen zu einem Gesamtzuluft- bzw. Gesamtabluftwert gemittelt werden.

Die insgesamt vier Ventilatoren – für jeden Zu- und Ablufttrakt einer – sind saugend angeordnet. Die Lufttrakte sind im Gehäuse integriert. Die Frisch- bzw. Fortluft wird in einem in der Mitte unterteilten Rohr geführt, welches an dem Gehäuse angebracht ist. Vor der Verbindung mit dem Gehäuse befindet sich innerhalb dieses Rohrs eine Klappe, die in ausgeschaltetem Zustand beide Luftwege versperrt und bei eingeschaltetem Gerät die Luftwege wieder freigibt und zugleich voneinander trennt. Als Wärmetauscher wird ein Kreuzstromwärmetauscher eingesetzt.

Gerät B:

- Raumlüftungsgerät mit elektrischer Nacherwärmung zur Montage an einer Außenwand (hängend oder stehend); gleichzeitiges Be- und Entlüften, außerdem reiner Zuluftbetrieb ohne Wärmerückgewinnung möglich; einfache Filtervliese im Zu- und Ablufttrakt,
- Zwei verschiedene Luftmengenstufen (30 m³/h und 50 m³/h),
- Elektrische Leistungsaufnahme für die Ventilatoren maximal 30 W, für die Nacherwärmung 275 W,
- Gewicht ca. 20 kg.

Gerät B verfügt über jeweils nur eine Zuluft- und Abluftöffnung. Am Zuluftaustritt befindet sich die Nachheizung. Die Lufttrakte werden in ausgeformten Styroporkanälen geführt, die an das Gehäuse angepaßt sind. Die Frisch- und Fortluftvolumenströme werden in getrennten Rohren durch die Außenwand geleitet. Der Wärmetauscher ist ebenfalls ein Kreuzstromwärmetauscher.

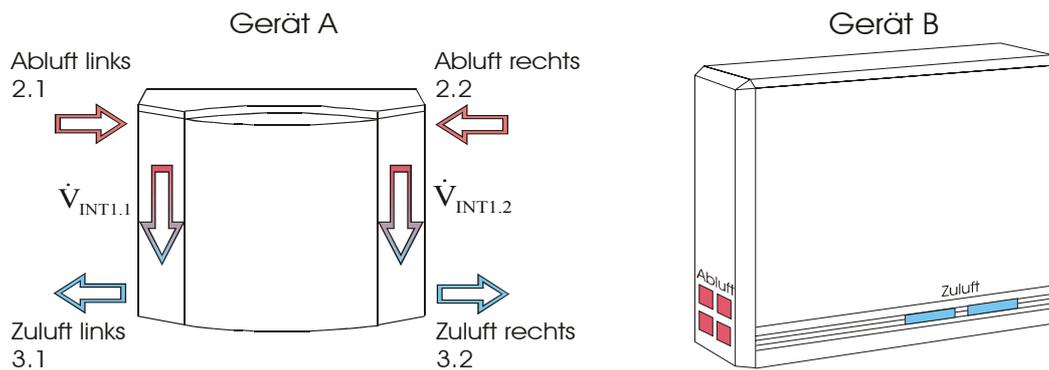


ABBILDUNG 9.2 IN DER LINKEN BILDHÄLFTE IST DIE FRONT VON GERÄT A SKIZZIERT. DIE KONZENTRATIONEN IN DEN ÖFFNUNGEN AUF DER LINKEN SEITE ERHALTEN IN DER BEZEICHNUNG EINE ZUSÄTZLICHE NACHKOMMASTELLE MIT DER ZIFFER 1 (C2.1 BZW. C3.1) UND DIE ÖFFNUNGEN AUF DER RECHTEN SEITE DIE ZIFFER 2 (C2.2 BZW. C3.2). DIE KONZENTRATIONSWERTE DER ABLUFT BZW. ZULUFT WERDEN ZU EINER GESAMTKONZENTRATION GEMITTELT (SIEHE ABSCHNITT 9.2.2). AUF DER RECHTEN SEITE IST GERÄT B ABGEBILDET. DIE ÖFFNUNGEN SIND HIER DURCH KLEINE QUERSTREBEN UNTERTEILT.

Beide Modelle sind gegenüber den im Handel erhältlichen Geräten unverändert geblieben. Der Einbau der Geräte erfolgte gemäß den entsprechenden Montageanleitungen.

9.2.2 Volumenstrommessung

An den Geräten A und B wurden eigene Messungen zur Ermittlung des Volumenstroms bei den unterschiedlichen Luftmengenstufen mit dem Flügelradanemometer LCA6000VA der Firma Airflow durchgeführt. Das Flügelradanemometer weist folgende Spezifikationen auf:

LCA 6000 VA	Strömungsgeschwindigkeit	Volumenstrom
	in m/s	in m ³ /s
Meßbereich	0,25-30	0,002-3000
Auflösung	0,01	0,001
Fehler	± 1 % vom Meßwert ± 0,01 m/s	
Integrationszeit	3 Sekunden oder variabel bis zu 12 Minuten	
Kanalquerschnitt	Zwischen 0,008 m ² und 90 m ²	

TABELLE 9.1: MEßTECHNISCHE EIGENSCHAFTEN DES FLÜGELRADANEMOMETERS LCA6000VA.

Zwar liegt für Gerät A der Auszug eines Prüfberichts zur Volumenstrommessung an diesem Gerät vor. Diese Volumenströme sind allerdings bei einer Druckdifferenz von null Pa zwischen Innen- und Außenraum aufgenommen worden, was aber nicht dem bestimmungsgemäßen Gebrauch entspricht. Das Lüftungsgerät kann zwischen dem zu belüftenden Raum und der Umgebung durchaus eine geringe Druckdifferenz (wenige Pascal) aufbauen. Die Volumenströme wurden daher bei geschlossener Klimakammer und einem raumseitig eingebauten Lüftungsgerät vermessen. Der Begriff „raumseitig“ bezeichnet den Einbau des

Lüftungsgeräts mit den Zuluft- bzw. Abluftöffnungen in der Klimakammer und den Frisch- bzw. Fortluftrohren im Umgebungsraum.

Für Gerät A wurden die drei Luftmengenstufen I, V und X, für Gerät B die Luftmengenstufen I und II untersucht. Die Bestimmung der Kennzahlen beider Geräte beschränkt sich ebenfalls auf die genannten Luftmengenstufen. Die Ergebnisse der Volumenstrommessungen sind in Tabelle 9.2 aufgelistet.

Luftmengenstufe	Frischluf in m ³ /h				Fortluft in m ³ /h			
	I	II	V	X	I	II	V	X
Gerät A	25,6±1,3	-	55,7±2,8	83,7±4,2	25,5±1,3	-	57,4±2,9	86,4±4,3
Gerät B	29,9±1,5	50,3±2,5	-	-	37,5±1,9	73,0±3,7	-	-

TABELLE 9.2: FRISCH- UND FORTLUFTVOLUMENSTRÖME DER GERÄTE A UND B FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTMENGENSTUFEN.

Bei Gerät A mußten zusätzlich die Volumenströme beider Zuluftkanäle vermessen werden, da die Konzentrationen jedes Kanals bei Tracergasmessungen mit den entsprechenden Zuluftvolumenstromanteilen zu einer Gesamtzuluftkonzentration gewichtet werden müssen. Für die Abluft ist dies nicht erforderlich, da sich bei allen Tracergasmessungen herausgestellt hat, daß die Abluftkonzentrationen an beiden Öffnungen identisch sind und deshalb die arithmetischen Mittelwerte ausreichend sind. Die Volumenströme der Zuluft sind in Tabelle 9.3 dargestellt.

Luftmengenstufe	Zuluft links in m ³ /h			Zuluft rechts in m ³ /h		
	I	V	X	I	V	X
Gerät A	11,9±0,6	31,0±1,6	35,9±1,8	14,5±0,7	22,9±1,2	47,7±2,4

TABELLE 9.3: ZULUFTVOLUMENSTRÖME AN BEIDEN SEITEN DES GERÄTS A FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTMENGENSTUFEN.

Die Differenzen zwischen den linken und den rechten Zuluftvolumenströmen entstehen vermutlich durch unterschiedlich große Leckagen auf dem Strömungsweg vom Wärmeaustauscher bis zu den jeweiligen Öffnungen.

9.2.3 Bestimmung der internen und externen Leckagen

Als Verfahren zur Leckagebestimmung wird die Methode konstanter Injektion angewandt, d.h. in die Frischluft wird ein konstanter Tracergasvolumenstrom injiziert. Die Leckage- bzw. Kurzschlußvolumenstrombestimmung wird bei Gerät A für die Leistungsstufen I, V und X und bei Gerät B für die Leistungsstufen I und II vorgenommen. Die Messung der Volumenströme INT1, INT2, EXT7 und EXT8, deren Herleitung schon in Kapitel 6 beschrieben wird, erfolgte unter isothermen Bedingungen. Die Größen INT1, INT2 und EXT8 können gleichzeitig ermittelt werden, während EXT7 getrennt untersucht werden muß, da

hierfür ein anderer Meßaufbau notwendig ist. Bei allen Messungen dieser Art werden die Lüftungsgeräte in die Stirnwand eingebaut. Zur Untersuchung des Kurzschlußvolumenstroms EXT7 werden die Lüftungsgeräte raumseitig angebracht. Dagegen müssen die Lüftungsgeräte für die Bestimmung der übrigen Leckagen und Kurzschlüsse so an der Klimakammer befestigt werden, daß das Gehäuse nach außen in den umgebenden Raum gerichtet ist. Der Grund ist der bei einer Tracergasinjektion im Frischlufttrakt in kurzer Zeit ansteigende Konzentrationswert in der Klimakammer. Dadurch wäre nur noch ein geringer Unterschied zwischen der Zuluft- und der Abluftkonzentration meßbar, was einerseits zu einem hohen Leakagevolumenstrom INT1 führen würde und andererseits zu einem Kurzschlußvolumenstrom EXT8, der nahezu gleich dem Abluftvolumenstrom \dot{V}_a ist. Bei den Messungen werden alle notwendigen Konzentrationen in voreinstellbaren Zeitintervallen aufgezeichnet. Bei Gerät A werden für die gleichen Messungen mehr Konzentrationsentnahmestellen benötigt als für Gerät B, da das Gerät A über zwei zusätzliche Zuluft- und Abluftöffnungen verfügt. In diesem Kapitel werden nur die Ergebnisse dargestellt und bewertet. Die Diagramme der Konzentrationsverläufe für die vermessenen Luftmengenstufen der beiden Lüftungsgeräte werden in Anhang A9 gezeigt und kurz beschrieben. Alle Ergebnisse zur Leckage- und Kurzschlußvolumenstromuntersuchung und die entsprechenden Massenstromanteile R sind in Tabelle 9.4 dargestellt.

Luftmengenstufe	Gerät A			Gerät B	
	I	V	X	I	II
\dot{V}_{INT1} in m ³ /h	9,46±0,97	11,59±0,92	11,35±0,78	27,22±1,70	31,24±2,07
R _{INT1}	0,28±0,03	0,18±0,02	0,12±0,01	0,42±0,03	0,30±0,02
\dot{V}_{INT2} in m ³ /h	2,51±0,23	7,03±0,53	10,27±0,89	1,85±0,24	4,36±1,02
R _{INT2}	0,11±0,01	0,13±0,01	0,13±0,01	0,09±0,01	0,12±0,02
\dot{V}_{EXT7} in m ³ /h	2,75±0,21	5,35±0,71	16,06±0,63	0,08±0,02	1,47±0,43
R _{EXT7}	0,11±0,01	0,09±0,01	0,19±0,01	0	0,02±0,01
\dot{V}_{EXT8} in m ³ /h	0,40±0,22	0,33±0,60	2,59±0,77	14,02±1,58	10,06±0,39
R _{EXT8}	0,01±0,01	0,01±0,01	0,03±0,01	0,25±0,03	0,13±0,01

TABELLE 9.4: AUFLISTUNG SÄMTLICHER ERGEBNISSE ZUR LECKAGE- UND KURZSCHLUßVOLUMENSTROMBESTIMMUNG FÜR DIE ANGEGEBENEN LUFTMENGENSTUFEN DER GERÄTE A UND B.

Aus den ermittelten Leckagen und Kurzschlüssen können zusätzlich die entsprechenden Zu- und Abluftvolumenströme und die Frischluftgrade berechnet werden. Diese sind in Tabelle 9.5 aufgelistet.

	Gerät A			Gerät B	
Luftmengenstufe	I	V	X	I	II
berechneter Zuluftvolumenstrom in m ³ /h	32,6±1,6	60,2±3,0	87,8±2,8	55,3±2,3	77,2±3,6
berechneter Abluftvolumenstrom in m ³ /h	32,5±1,6	61,9±3,1	87,5±3,8	62,8±2,5	99,9±3,7
Frischluchtgrad η_{Frisch}	0,64±0,01	0,74±0,01	0,71±0,01	0,51±0,01	0,59±0,01

TABELLE 9.5: AUFSTELLUNG DER BERECHNETEN ZU- UND ABLUFTVOLUMENSTRÖME DER GERÄTE A UND B.

Die Frischluftgrade η_{Frisch} sind bei beiden Geräten von den eingestellten Luftmengenstufen abhängig, allerdings nicht sehr stark. Der Höchstwert des Frischluftanteils in der Zuluft wird für Gerät A in der Luftmengenstufe V mit 74 %, für Gerät B in der Luftmengenstufe II mit 59 % gemessen. Grund für diese unbefriedigend niedrigen Werte sind bei Gerät A die Leckage INT1 und der Kurzschlußstrom EXT7, bei Gerät B der hohe Leckagestrom INT1. Zur leichteren Interpretation wurden die gemessenen Massenstromanteile R und die Frischluftgrade η_{Frisch} der beiden Geräte A und B aus Tabelle 9.4 und 9.5 in den Abbildungen 9.3 und 9.4 gegen die Luftmengenstufen aufgetragen.

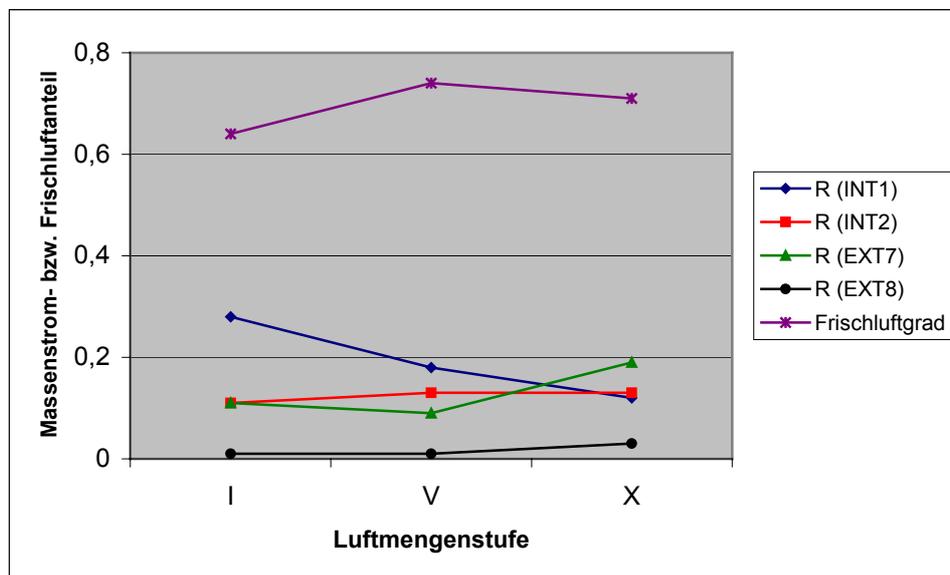


ABBILDUNG 9.3: MASSENSTROMANTEILE R UND FRISCHLUFTLUFTGRAD η_{FRISCH} FÜR GERÄT A. DIE MASSENSTROMANTEILE GEBEN DEN ANTEIL DES JEWEILIGEN LECKAGEMASSENSTROMS AM ENTSPRECHENDEN MASSENSTROM AN, VON DEM SIE ABZWEIGEN. DER FRISCHLUFTGRAD BEZEICHNET DEN ANTEIL VON FRISCHLUFT IN DER ZULUFT. DIE MASSENSTROMANTEILE LIEGEN GRÖßTENTEILS UNTERHALB VON 0,20. DER KURZSCHLUßVOLUMENSTROM EXT8 DER ZULUFT IN DIE ABLUFT IST BEI DIESEM GERÄT VERNACHLÄSSIGBAR KLEIN.

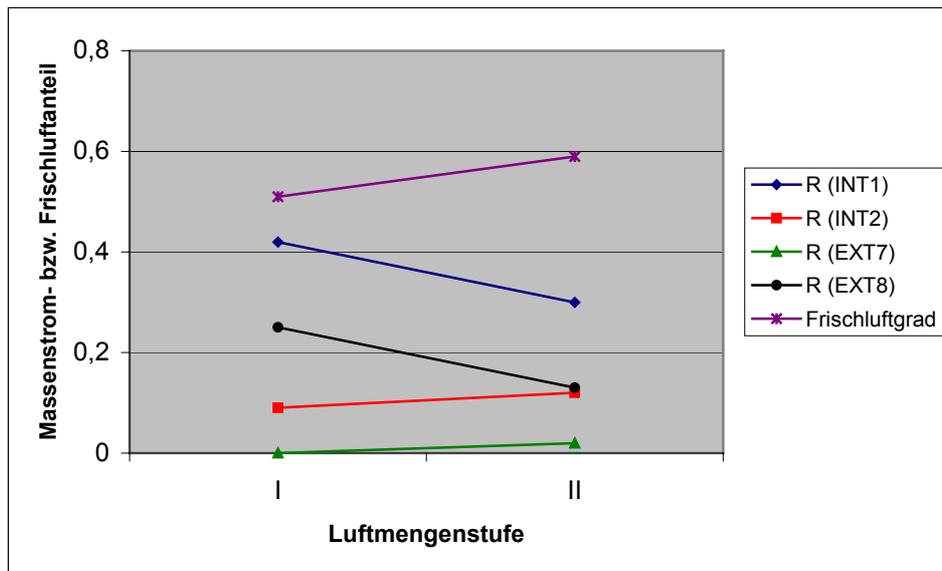


ABBILDUNG 9.4: MASSENSTROMANTEILE R UND FRISCHLUFTLUFTGRAD η_{FRISCH} FÜR GERÄT B. DIE MASSENSTROMANTEILE LIEGEN ZUM TEIL DEUTLICH ÜBER 0,20, WOBEI DER LECKAGEVOLUMENSTROM INT1 IN DER LUFTMENGENSTUFE I EINEN WERT VON 0,42 ERREICHT. BEI DIESEM GERÄT IST DER KURZSCHLUßSTROM EXT7 VON DER FORTLUFT IN DIE FRISCHLUFT VERNACHLÄSSIGBAR.

Der Vergleich beider Geräte zeigt auf, daß sich die Werte der Massenstromanteile und Frischluftgrade teilweise erheblich unterscheiden. So ist der Kurzschlußvolumenstrom EXT8 bei Gerät A so gering, daß er vernachlässigt werden kann, während er bei Gerät B in Stufe I einen Wert von $R_{\text{EXT8}} = 0,25$ und in Stufe II $R_{\text{EXT8}} = 0,13$ erreicht. Bei Gerät B liegen die Öffnungen relativ weit auseinander und befinden sich auch nicht auf derselben Gehäuseseite. Daher verwundert der dafür recht hohe Wert dieses Kurzschlußvolumenstroms.

Im Gegensatz dazu ist der Kurzschlußvolumenstrom EXT7 bei Gerät A mit Werten bis zu $R_{\text{EXT7}} = 0,20$ um einen Faktor von etwa 10 größer als bei Gerät B. Der Grund dafür ist aber naheliegend. Die Frisch- und Fortlufttrakte werden bei Gerät A in einem Rohr geführt, was am Ende des Rohrs unweigerlich einen Kurzschluß zur Folge hat. Der Effekt wird bei Temperaturdifferenzen zwischen der Fortluft und der Frischluft noch verstärkt, da sich die im Vergleich zur Umgebungsluft meist wärmere Fortluft in der unteren Hälfte des Rohrs befindet. Der Temperaturunterschied verursacht einen Impuls nach oben in Richtung des Frischlufteinlasses. Die Luftführung bei Gerät B mit zwei verschiedenen Rohren für beide Lufttrakte erweist sich somit in Bezug auf den Kurzschlußvolumenstrom EXT7 als vorteilhaftere Variante.

Bei der Betrachtung der internen Leckagen INT1 und INT2 ergeben sich Gemeinsamkeiten bei beiden Geräten. So ist die Leckage INT1 dominierend und sinkt für beide Geräte mit zunehmendem geförderten Luftvolumen. Bei Gerät A fällt der Wert von zunächst $R_{\text{INT1}} = 0,28$ in Luftmengenstufe I auf $R_{\text{INT1}} = 0,12$ in Luftmengenstufe X ab. Bei Gerät B beträgt der Massenstromanteil in der Luftmengenstufe I $R_{\text{INT1}} = 0,42$ und in Luftmengenstufe II $R_{\text{INT1}} = 0,30$ und ist demnach immer größer als für Gerät B. Dies liegt vermutlich hauptsächlich an den Styroporausformungen der Lufttrakte, die eine nur unzureichende Abdichtung gewährleisten. Besonders die Anschlüsse an den Wärmeaustauscher und die Abdichtungen gegen das Gehäuse sind mangelhaft ausgeführt.

Dagegen bleibt die Leckage INT2 bei beiden Geräten über sämtliche Luftmengenstufen relativ konstant bei einem Wert von etwas über $R_{\text{INT2}} = 0,10$. Im Vergleich zu der internen

Leckage INT1 ist die Leckage INT2 gering und verursacht keine erhebliche Verschlechterung der Frischluftbereitstellung in der Zuluft.

9.2.4 Bestimmung der Rückwärmezahlen ε und η

Zur Messung der Rückwärmezahlen müssen die Geräte mit dem Gehäuse nach außen an die Klimakammer angebracht werden, da eine geeignete Konditionierung der Frischlufttemperatur noch fehlt. Diese wird jedoch in naher Zukunft installiert werden. Daher mußte die Klimakammer durch das innen angebrachte Kühlaggregat auf Außentemperatur gekühlt werden. Sie wurde somit als Umgebungsraum genutzt, während der Umgebungsraum einen zu belüftenden Raum darstellte. Die Frischlufttemperatur wird also vorgegeben und bei Lüftungsbetrieb mit Wärmerückgewinnung werden die Temperaturen an den Zuluft-, Abluft- und Fortluftöffnungen sowie in der Klimakammer und im Umgebungsraum über einen längeren Zeitraum aufgenommen. Wie schon erwähnt, existiert noch keine Norm, die Randbedingungen und Prüfabläufe zur Vermessung der Rückwärmezahlen dezentraler Wohnungslüftungsgeräte festsetzt. Prüfstellen wie z.B. das Europäische Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte (TZWL) verwenden ein Prüfglement, das in Anlehnung an eine Richtlinie des Deutschen Instituts für Bautechnik konzipiert wurde [20]. Im Prüfglement des TZWL werden Werte der Frischlufttemperaturen vorgegeben (-3 °C , 4 °C und 10 °C), die zwar vom Kühlgerät in der Klimakammer realisiert, allerdings nicht ohne Temperaturschwankungen eingehalten werden können. Die Schwankungen entstehen durch die Regelung, die das Kühlgerät bei Erreichen der gewünschten Temperatur abschaltet und erst bei Überschreiten eines gewissen Wertes wieder anschaltet. Dadurch erhält man ein Schwingungsmuster, das in den Abbildungen im Anhang A9 zu sehen ist. Je tiefer die gewünschte Zieltemperatur ist, desto größer und hochfrequenter werden diese Schwankungen.

Zunächst wurde die nominelle Rückwärmezahl ε aus den gemessenen Temperaturverläufen ermittelt und daraus dann unter Berücksichtigung der Leckage-, Kurzschluß-, Infiltrations- und Exfiltrationsvolumenströme die globale Rückwärmezahl η berechnet. Die Messungen wurden bei den schon oben ausgewählten Luftmengenstufen bei einer mittleren Frischlufttemperatur von etwa 12 °C durchgeführt. Mit Hilfe der Kennzahlen der Wärmerückgewinnung werden die Größen $P_{\text{Rückgewinn}}$ und Q_{Gewinn} in Abhängigkeit der Luftmengenstufe berechnet. Unter Einbeziehung der Aufnahmeleistung der Ventilatoren P_{Vent} wird zusätzlich die Größe SNES ermittelt. $P_{\text{Rückgewinn}}$ gibt die durch die WRG-Einheit gewonnene Leistung bei dem entsprechenden Luftvolumenstrom ohne Beachtung der Aufnahmeleistung der Ventilatoren an, während Q_{Gewinn} die durch die Wärmerückgewinnung eingesparte Energie pro Jahr unter Berücksichtigung der Aufnahmeleistung P_{Vent} darstellt. Diese Werte berechnen sich zu:

$$P_{\text{Rückgewinn}} = \eta_G \cdot \dot{Q}_{\text{Lüft}} = \eta_G \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_a - \bar{T}_{\text{au}})$$

mit \dot{m} : Abluftmassenstrom in m^3/h ,
 c_p : Wärmekapazität in $\text{kJ}/(\text{kgK})$,
 \bar{T}_a : mittlere Ablufttemperatur in K,
 \bar{T}_{au} : mittlere Außenlufttemperatur in K.

$$Q_{\text{Gewinn}} = (P_{\text{Rückgewinn}} - P_{\text{Vent}}) \cdot \text{Betriebsstunden/a}$$

mit P_{Vent} : Leistungsaufnahme der Ventilatoren in W.

Der Wert der Betriebsstunden wird unter der Annahme, daß das Gerät zwölf Stunden am Tag und sechs Monate pro Jahr in Betrieb ist, mit 2160 h angegeben.

Durch die Größe SNES wird ebenfalls eine Energieeinsparung ermittelt. Allerdings wird dabei die Primärenergie-Einsparung betrachtet.

Sämtliche Größen sind in der folgenden Tabelle aufgelistet. In den Abbildungen 9.5 und 9.6 sind die genannten Größen für beide Geräte graphisch dargestellt.

Luftmengenstufe	Gerät A			Gerät B	
	I	V	X	I	II
ε	0,62±0,07	0,47±0,07	0,37±0,06	0,41±0,03	0,44±0,01
η	0,43±0,16	0,38±0,21	0,32±0,17	0,23±0,06	0,31±0,07
$P_{\text{Rückgewinn}}$ in W	48,2±18,2	82,9±45,9	98,9±52,6	59,1±15,8	140,7±32,6
P_{Vent} in W	15,2±1,5	25,9±2,6	40,8±4,1	31,2±3,1	30,2±3,0
Q_{Gewinn} pro Jahr in kWh/a	71,3±39,4	123,1±99,3	125,5±113,9	60,3±34,1	238,7±70,7
SNES in Wh/m ³	0,43±0,58	0,40±0,77	0,07±0,63	-0,21±0,25	0,74±0,36

TABELLE 9.6: AUFSTELLUNG DER ERGEBNISSE ZUR MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ε UND η , DER LEISTUNGS-AUFNAHME P UND DER GRÖßE SNES IN ABHÄNGIGKEIT DER LUFTMENGENSTUFEN FÜR DIE GERÄTE A UND B.

Bei Gerät A zeigt sich, daß beide Rückwärmezahlen ε und η mit zunehmender Luftmengenstufe kleiner werden und sich dabei die Differenz zwischen den beiden Größen verringert. Die globale Rückwärmezahl erreicht in keiner der untersuchten Luftmengenstufen den Wert von $\eta = 0,50$, der vom Hersteller des Lüftungsgeräts als erreichbarer Mindestwert angegeben wird. Dadurch ergeben sich mit Hilfe des Wärmetauschers auch niedrige Leistungsgewinne, die für Gerät A zwischen 48 W und 100 W liegen. Die erzielbaren Energieeinsparungen berechnen sich zu 71,3 kWh/a in Luftmengenstufe I bis zu 125,5 kWh/a in Luftmengenstufe X. Die Größe SNES ist für alle Luftmengenstufen positiv. Der Höchstwert des SNES liegt bei 0,43 Wh/m³ in der Luftmengenstufe I. Alle Werte des SNES für Gerät A wurden bei einer Temperaturdifferenz von etwa 10 °C zwischen Außenluft und Abluft bestimmt. Diese Einsparungen sind im Vergleich zum Jahresheizwärmebedarf eines Gebäudes – selbst bei Niedrigenergiehäusern – sehr gering (1 % bis 4 % des Heizwärmebedarfs).

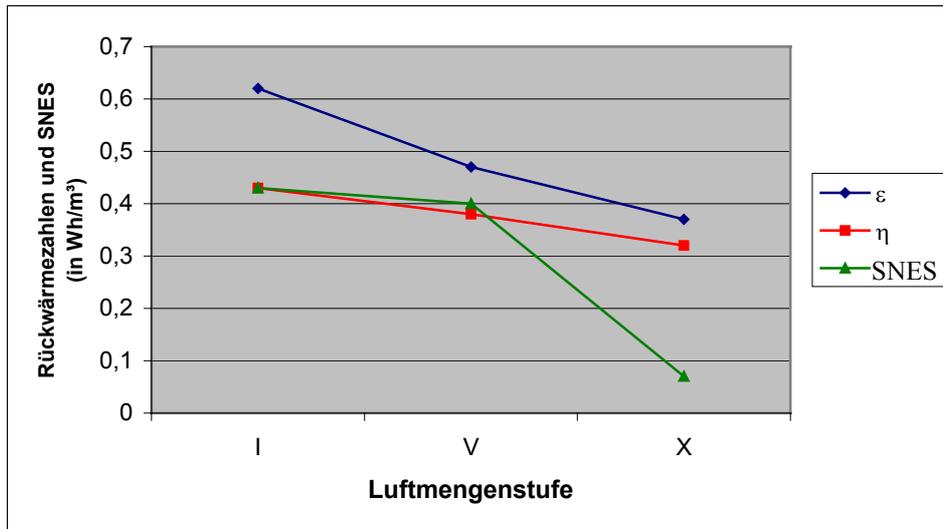


ABBILDUNG 9.5: DARSTELLUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ϵ UND η UND DER GRÖÖE SNES FÜR GERÄT A. SNES WIRD IN Wh/m^3 ANGEZEIGT. DIESE DARSTELLUNG SOLL NUR DER VERANSCHAULICHUNG DER BERECHNETEN GRÖÖEN DIENEN UND KEINE AUSSAGEN ÜBER DEN TREND HINSICHTLICH DES VOLUMENSTROMS GEBEN.

Die nominelle Rückwärmezahl ϵ für Gerät B bleibt in beiden Luftmengenstufen relativ konstant bei etwas über 0,40, während die globale Rückwärmezahl η von 0,23 auf 0,31 ansteigt. Diese Werte entsprechen keiner effizienten Wärmerückgewinnung und erreichen nicht annähernd den vom Hersteller genannten Wert von 0,70. Dieses Gerät bewirkt in der Luftmengenstufe II eine Energieeinsparung von nahezu 239 kWh/a für eine Betriebsdauer von 2160 h pro Jahr. Auch dieser Wert ist im Vergleich zum Jahresheizwärmebedarf eines Wohnhauses verschwindend klein. Das SNES steigt von $-0,21 \text{ Wh/m}^3$ in der Luftmengenstufe I auf den Wert von $0,74 \text{ Wh/m}^3$ in Luftmengenstufe II an. Das führt unter den gemessenen Randbedingungen – einem Abluftvolumenstrom von $119 \text{ m}^3/\text{h}$ und einer Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsraum und Klimakammer von $13,6 \text{ }^\circ\text{C}$ – zu einer berechneten Primärenergie-Einsparung von etwa 193 kWh pro Jahr.

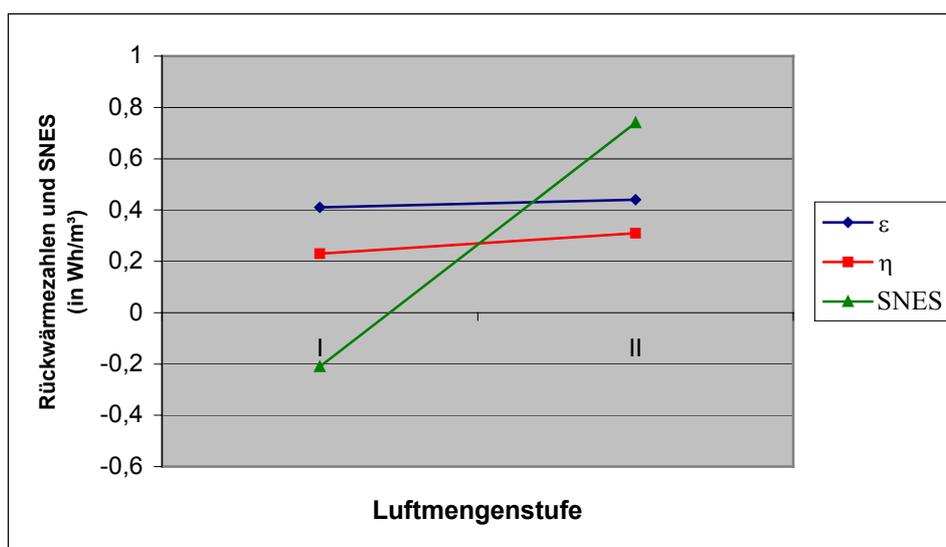


ABBILDUNG 9.6: DARSTELLUNG DER RÜCKWÄRMEZAHLEN ϵ UND η UND DER GRÖÖE SNES FÜR GERÄT B IN DEN LUFTMENGENSTUFEN I UND II. WIE IN ABBILDUNG 9.5 DIENT DIESE DARSTELLUNG NUR DER VERANSCHAULICHUNG DER ERMITTELTEN GRÖÖEN.

9.3 Messung des Luftalters, der Lüftungseffektivität und der Raumluftgeschwindigkeiten – Vergleich mit Simulationen

Das Luftalter wurde in vier verschiedenen Fällen für die Geräte A, B und ein zusätzliches Gerät C vermessen. Das bisher nicht beschriebene Lüftungsgerät C besitzt keine Wärmerückgewinnung und kann nur als reines Zuluftgerät genutzt werden. Die im folgenden angegebenen Spezifikationen für das Gerät C beruhen auf Herstellerangaben:

Gerät C:

- Wandlüfter ohne Filter; nur als reiner Zuluftlüfter einsetzbar,
- zwei verschiedene Luftmengenstufen (30 m³/h und 50 m³/h) einstellbar,
- Elektrische Leistungsaufnahme 2 W (Stufe I) und 8 W (Stufe II),
- Gewicht ca. 6 kg.

Gerät C besitzt an jeder Seite des Gehäuses zwei Zuluftöffnungen mit von Hand bedienbaren Verschlussklappen. Der Volumenstrom wird mittels eines einzigen Ventilators gefördert. Die Lufttrakte sind ähnlich wie bei Gerät B durch Styroporausformungen fixiert. Wie bei den Geräten A und B wurde auch hier eine Volumenstrommessung durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9.7 dargestellt.

	Gerät C	
Luftmengenstufe	I	II
Zuluftvolumenstrom in m ³ /h	38,5±1,2	59,8±3,0

TABELLE 9.7: GEMESSENE LUFTVOLUMENSTRÖME FÜR GERÄT C FÜR DIE LUFTMENGENSTUFEN I UND II.

Alle drei Geräte A, B und C werden zunächst für die Positionierung in der Stirnwand der Klimakammer vermessen. Dabei sollen aufgrund der unterschiedlichen Zuluftbringung der Geräte die Luftalter an einzelnen Punkten in der Klimakammer untersucht werden, um so Unterschiede in der Luftalterverteilung bei gleicher Einbausituation festzustellen. In einer weiteren Messung wird Gerät C in die vordere Seitenwand eingebaut (Abbildung 8.21, Öffnung B), wobei sich der Abluftkanal an der gleichen Seitenwand links unten neben der Tür (in Abbildung 8.21 mit Zugang bezeichnet) zur Klimakammer befindet. Die Vermutung liegt nahe, daß bei gleichen Zuluftvolumenströmen für Gerät C in beiden Fällen ein geringeres Durchschnittsluftalter berechnet wird als bei den anderen Geräten, weil keine internen Leckagen und auch keine gerätebedingten Kurzschlußvolumenströme existieren.

Zur Anwendung kommt die Konzentrations-Abklingmethode, die in Kapitel 8.1.2 erläutert wurde. Die Gleichungen zur Berechnung des Luftalters können in Kapitel 5.2 nachgeschlagen werden. Die Messung des lokalen Luftalters erfolgte an sieben verschiedenen Positionen im Raum (s. Tabelle 9.8), wobei zusätzlich die Konzentration im Abluftkanal gemessen wurde, um daraus das Durchschnittsluftalter bestimmen zu können. Folgende Meßvarianten wurden verwendet (s. Abbildung 9.7):

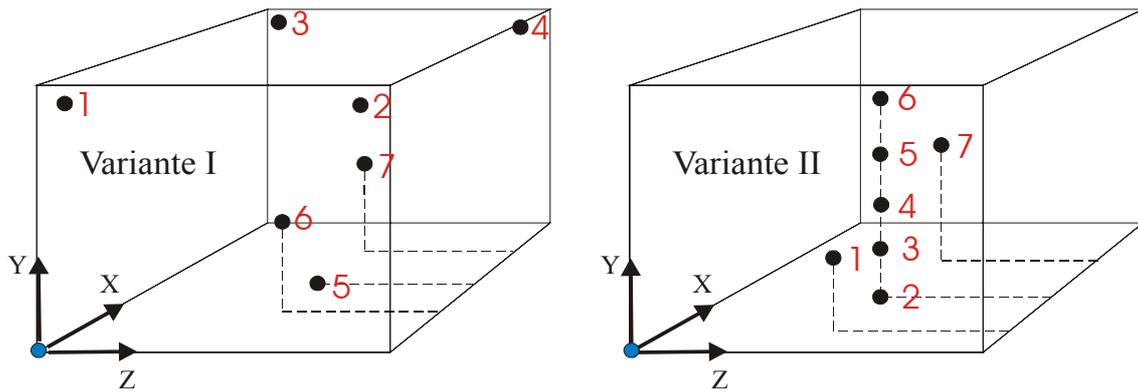


ABBILDUNG 9.7: IN DER LINKEN DARSTELLUNG IST DIE VARIANTE 1 ZUR POSITIONIERUNG DER MEBSTELLEN ABGEBILDET. DIE MEBPUNKTE BEFINDEN SICH IN DEN OBEREN VIER ECKEN UND IN VERSCHIEDENEN HÖHEN AUF DER LÄNGE DES RAUMS VERTEILT. IN VARIANTE I WERDEN FÜNF VERSCHIEDENE HÖHEN IN DER MITTE UND ZWEI STELLEN IN RICHTUNG DER BEIDEN STIRN- WÄNDE UNTERSUCHT. DIE KOORDINATEN DER MEBPUNKTE WERDEN VON DER LINKEN UNTEREN ECKE (BLAUER PUNKT) AUS GEMESSEN. DIE Z-ACHSE VERLÄUFT NACH RECHTS, DIE X-ACHSE NACH HINTEN UND DIE Y-ACHSE NACH OBEN.

	Variante 1			Variante 2		
	x-Koordinate	y-Koordinate	z-Koordinate	x-Koordinate	y-Koordinate	z-Koordinate
	in m			in m		
Punkt 1	0,1	2,2	0,1	0,5	1,15	1,1
Punkt 2	0,1	2,2	2,2	1,8	0	1,1
Punkt 3	4,4	2,2	0,1	1,8	1,0	1,1
Punkt 4	4,4	2,2	2,2	1,8	1,5	1,1
Punkt 5	2,2	0	1,1	1,8	1,8	1,1
Punkt 6	1,5	1,5	1,1	1,8	2,1	1,1
Punkt 7	2,5	1,1	1,1	3,6	1,65	1,1

TABELLE 9.8: KOORDINATEN DER MEBPUNKTE IN DEN VARIANTEN I UND II. DIE KOORDINATEN BEZIEHEN SICH AUF DEN URSPRUNGSPUNKT DES KOORDINATENSYSTEMS, DER IN ABBILDUNG 9.7 BLAU GEKENNZEICHNET IST.

Die Auswahl der Meßpositionen wurde nach folgenden Gesichtspunkten vorgenommen: Einerseits sollten Extrembereiche wie Ecken, Boden und die Decke untersucht werden. Andererseits sind aber auch Profile unterschiedlicher Höhen über dem Boden bei festen Abständen zu den Seitenwänden interessant. Daraus ergaben sich die vorgestellten Varianten. Die Messungen wurden unter isothermen Bedingungen (23°C) und bei sämtlichen Geräten in der kleinsten Luftmengenstufe durchgeführt. Der Volumenstrom von etwa 30 m³/h ergibt eine Luftwechselzahl von 1,3 h⁻¹. Die Tracergaskonzentrationen wurden über einen Zeitraum von zwei Stunden aufgenommen, was nach Gleichung (8.16) der optimalen Meßdauer entspricht. Die Ergebnisse zum Luftalter und der Lüftungseffektivität sind in Tabelle 9.9 für jedes Gerät aufgelistet. Zusätzlich zu diesen Größen sind noch einmal die berechneten Zuluftvolumenströme aus Tabelle 9.5 eingetragen worden.

	Gerät A	Gerät B	Gerät C	Gerät C
	Stirnwand	Stirnwand	Stirnwand	Seitenwand
Fall	1	2	3	4
Meßvariante	1	1	2	2
Zuluftvolumenstrom in m ³ /h	32,6±1,6	55,3±2,3	38,5±1,2	38,5±1,2
Luftalter in Punkt 1 in h	1,95±0,01	2,06±0,01	1,18±0,01	1,28±0,01
Luftalter in Punkt 2 in h	1,93±0,01	2,12±0,01	1,43±0,01	1,19±0,01
Luftalter in Punkt 3 in h	1,96±0,01	2,01±0,01	1,21±0,01	1,44±0,01
Luftalter in Punkt 4 in h	2,03±0,01	2,06±0,01	1,24±0,01	1,51±0,01
Luftalter in Punkt 5 in h	2,13±0,01	2,14±0,01	1,31±0,01	1,63±0,01
Luftalter in Punkt 6 in h	2,02±0,01	2,10±0,01	1,32±0,01	1,79±0,01
Luftalter in Punkt 7 in h	2,10±0,01	2,07±0,01	1,18±0,01	1,65±0,01
Durchschnittsalter in h	2,20±0,01	2,18±0,01	1,35±0,01	1,39±0,01
Lüftungseffektivität in %	16,2±0,8	9,7±0,4	22,4±0,5	21,7±0,7

TABELLE 9.9: ERGEBNISSE ZUR LUFTALTERMESSUNG FÜR DIE GERÄTE A, B UND C. DIE X-KOORDINATE DES PUNKTES 7 BEFINDET SICH BEI DER MESSUNG FÜR GERÄT B NICHT BEI 2,5 m, SONDERN BEI 3 m.

Das durchschnittliche Luftalter ist in allen drei Fällen in Bezug auf die Luftwechselzahl sehr hoch. Bei Gerät A ergibt sich trotz des um etwa die Hälfte niedrigeren Zuluftvolumenstroms ein zu Gerät B gleich hohes durchschnittliches Luftalter. Daher ist die Lüftungseffektivität auch ungefähr doppelt so hoch. Die Raumluft ist im Durchschnitt knapp über zwei Stunden alt, obwohl die Luftwechselzahl in beiden Fällen größer als 1 h^{-1} ist, das nominelle Luftalter also unterhalb von 1 h liegt. Die geringen Werte der Lüftungseffektivität für die Geräte A und B lassen sich auf die hohen gemessenen Leckage- und Kurzschlußvolumenströme zurückführen. Durch diese Leckage- und Kurzschlußvolumenströme gelangt Tracergas in den Frischlufttrakt und so werden vermeintlich gut durchlüftete Bereiche wieder mit Tracergas angereichert. Wie schon dargelegt wurde, betragen die Frischluftgrade für Gerät A in der Luftmengenstufe I nur 64 % und für Gerät B in der gleichen Luftmengenstufe nur 51 %. Bestätigt wird dies durch folgenden Zusammenhang für die Lüftungseffektivität, der sich aus den Gleichungen (5.6) und (5.8) ergibt:

$$\eta_a = \frac{\tau_{nom}}{2 \cdot \bar{\tau}_a} \cdot 100 \% \leq 50 \% \quad , \text{ falls } \bar{\tau}_a \geq \tau_{nom} .$$

Das heißt, daß in allen vier Fällen Kurzschlußströmungen vorhanden sind, da die Lüftungseffektivität immer unterhalb von 50 % bleibt. Dadurch und aufgrund der symmetrischen Zuluftbringung existieren auch keine großen Unterschiede in den lokalen Luftaltern der einzelnen Fälle. Diese Sachverhalte werden durch das Ergebnis für Gerät C bestätigt. Dieses Lüftungsgerät besitzt keine geräteseitigen Leckage- bzw. Kurzschlußvolumenströme, was sich in einem niedrigeren Raumluftdurchschnittsalter auswirkt. Allerdings verwundert der im Vergleich zu den Geräten A und B zwar höhere, aber angesichts der fehlenden Leckageströme doch recht niedrige Wert von 22 % für die Lüftungseffektivität. Entsprechendes gilt für den Fall 4. Die Werte lassen den Schluß zu, daß im Raum eine Kurzschlußströmung von der Zuluftöffnung zur Abluftöffnung entsteht. Diese Vermutung wird durch die Simulation mit *Flovent* für den Fall 3 bestätigt (s. Abbildung 9.8).

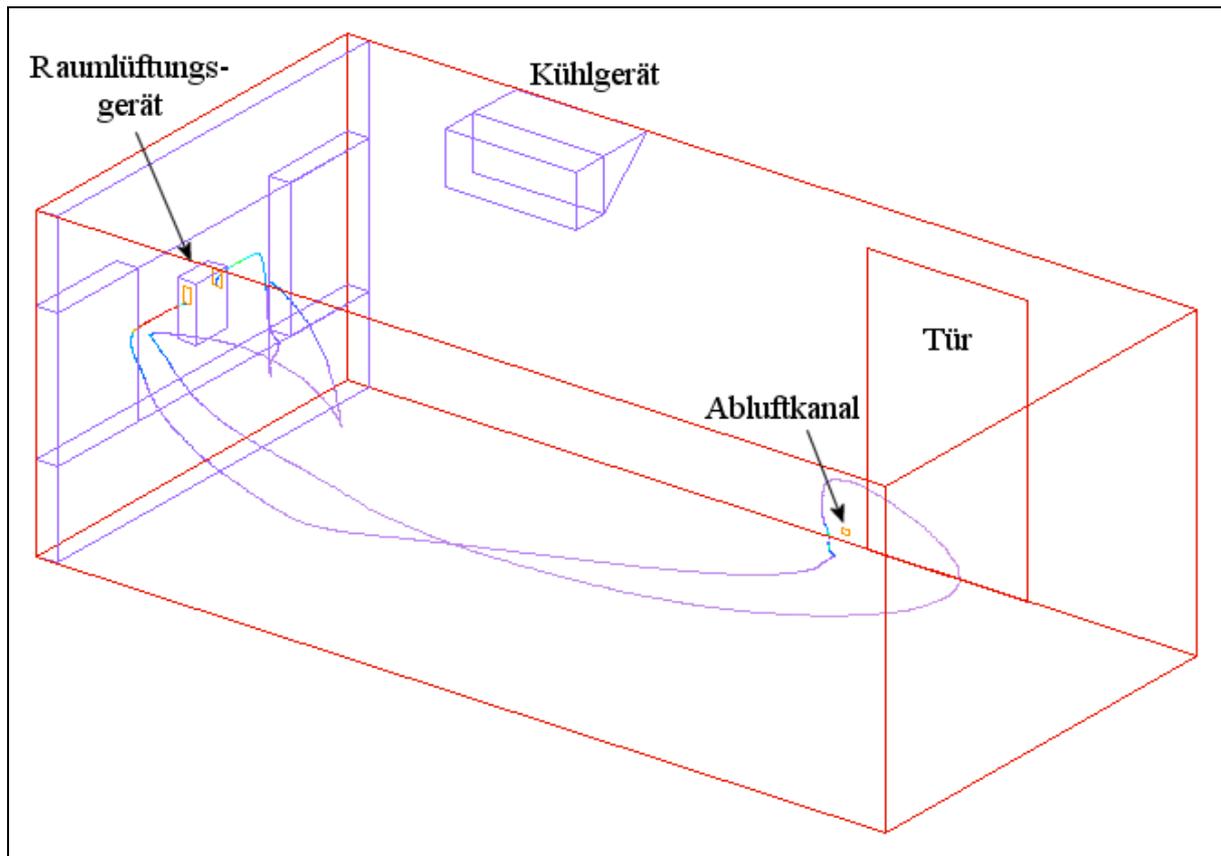


ABBILDUNG 9.8: DARSTELLUNG DER FLUGBAHNEN MASSELOSER TEILCHEN FÜR DEN FALL 3, DIE AUS DEN SEITLICHEN ZULUFTÖFFNUNGEN DES LÜFTUNGSGERÄTS IN DEN RAUM GELANGEN. ALS BEISPIEL SIND HIER ZWEI TEILCHENBAHNEN ABGEBILDET, DEREN ENDE SICH UNMITTELBAR VOR DEM ABLUFTKANAL BEFINDET. DIE UNTERSCHIEDLICHEN FARBEN DER FLUGBAHNEN GEBEN DIE GESCHWINDIGKEIT DER TEILCHEN WIEDER.

In Abbildung 9.8 sind die Trajektorien masseloser Teilchen eingezeichnet, die durch die Zuluftöffnungen in den Raum gelangen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurden nur zwei Teilchenbahnen verfolgt. Die restlichen Luftmoleküle besitzen ähnliche Flugbahnen, d. h., sie strömen von der Zuluftöffnung direkt in den Abluftkanal, ohne dabei das restliche Raumluftvolumen mit Frischluft zu versorgen. Dadurch kommt der niedrige Wert für die Lüftungseffektivität zustande.

Beim Einbau des Geräts C in der Seitenwand fällt auf, daß das durchschnittliche Raumluftalter dem von Fall 3 entspricht, daß aber in den einzelnen lokalen Luftaltern Unterschiede auftreten, die wesentlich größer als bei den übrigen Fällen sind. Der größte Abstand besteht zwischen den Punkten 2 und 6 (Meßvariante II) mit 0,6 h, also 36 Minuten. Die Zuluft wird in diesem Fall asymmetrisch in den Raum eingebracht, da sich die linke Zuluftöffnung nur wenige Zentimeter vor der Stirnwand befindet, während die Luft aus der rechten Zuluftöffnung ungehindert in den Raum strömt. Der Teil der Frischluft, der an der Seitenwand entlangströmt, gelangt bis zur hinteren Stirnwand und teilt sich dort Richtung Decke bzw. Boden auf. Die Punkte in der Mitte des Raumes werden daher bis auf den in Bodennähe deutlich schlechter durchlüftet. In Abbildung 9.9 sind die lokalen Luftalter der Fälle 3 und 4 gegen die Höhe der Meßpunkte (2 bis 6) über dem Raumboden aufgetragen.

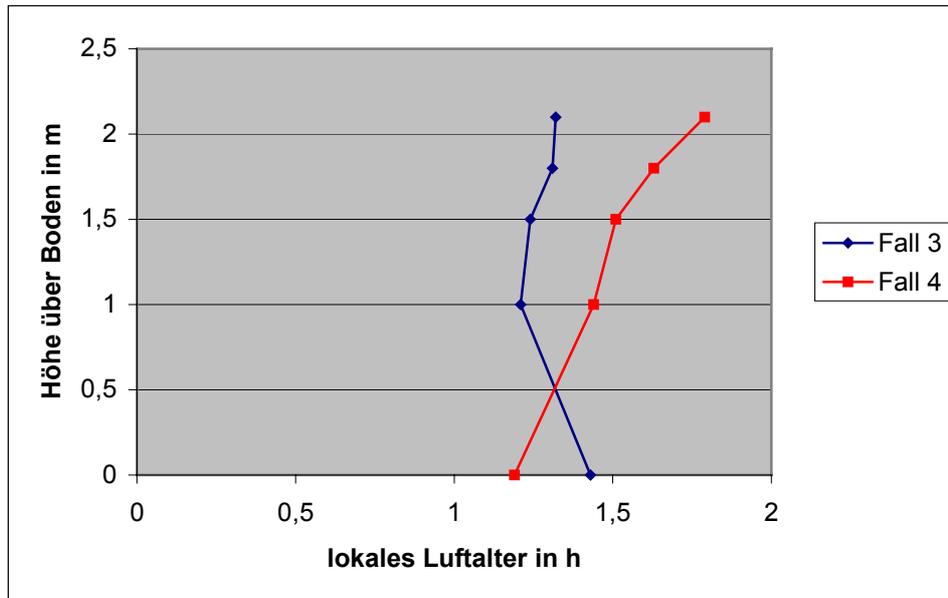


ABBILDUNG 9.9: PROFIL DER LUFTALTER IN DER MITTE DES RAUMES. IN FALL 4 WERDEN IN DEN OBEREN MEßPUNKTEN ZUM TEIL WESENTLICH HÖHERE LUFTALTER GEMESSEN ALS IN FALL 3.

Die asymmetrische Lufteinbringung in Fall 4 hat demnach nicht nur größere Unterschiede in den Luftaltern zur Folge, sondern führt auch zu einer deutlich schlechteren Auslüftung in den Meßpunkten 3 bis 6. Diese Ergebnisse werden durch das vom Simulationsprogramm *Flovent* errechnete Strömungsprofil bestätigt. Deutlich erkennbar ist, daß die Frischluft teilweise direkt in den Abluftkanal strömt ohne sich im Raum zu verteilen. Abbildung 9.10 zeigt die Geschwindigkeitsvektoren der Raumluftströmung in einer 5 cm von der hinteren Seitenwand entfernten Ebene. Volumenelemente ohne Vektoren kennzeichnen Bereiche, in denen keine Raumluftströmungen auftreten.

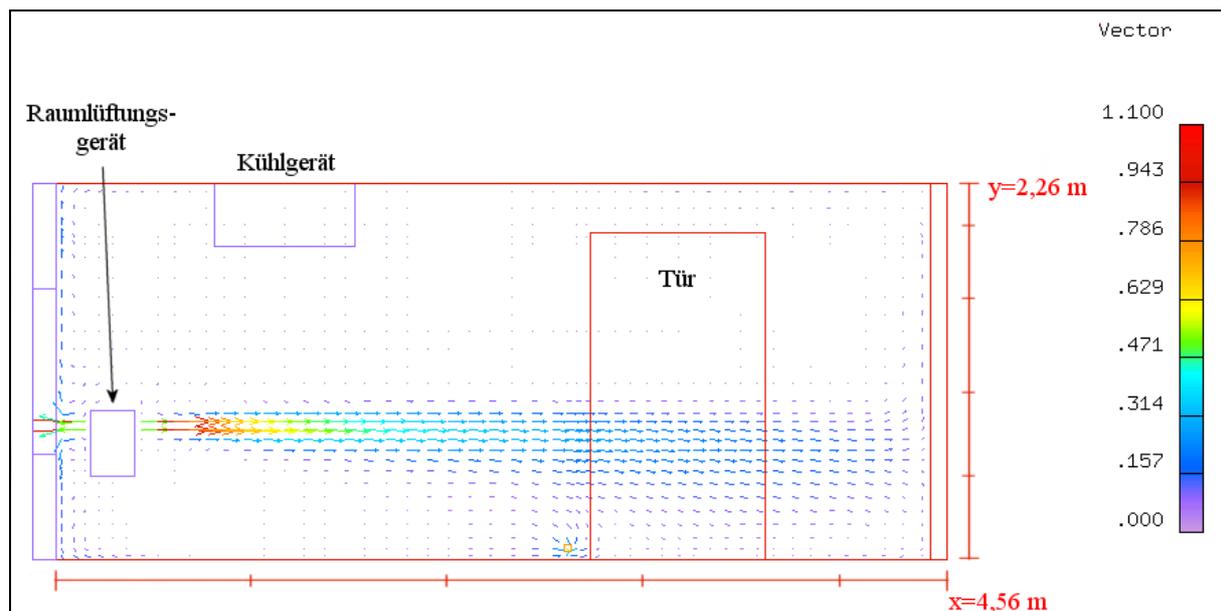


ABBILDUNG 9.10: STRÖMUNGSPROFIL IN EINER EBENE 5 CM VOR DER SEITENWAND FÜR DEN FALL 4. DIE FRISCHLUFT AUS DER LINKEN ZULUFTÖFFNUNG PRALLT MIT GROßEM IMPULS AUF DIE VORDERE STIRNWAND. DIE GRÖßTE GESCHWINDIGKEIT WIRD IM ABLUFTKANAL GEMESSEN. DIE AUSSTRÖMGESCHWINDIGKEITEN AN DEN ZULUFTÖFFNUNGEN WERDEN MIT ETWAS ÜBER 1 M/S ANGEZEIGT.

Anhand der beiden Abbildungen 9.11 und 9.12 läßt sich die schlechte Durchlüftung der Raummitte in einer Höhe von 1,10 m über dem Fußboden (Abbildung 9.11) und die im Vergleich dazu bessere Strömungssituation für den Boden (Abbildung 9.12) erkennen.

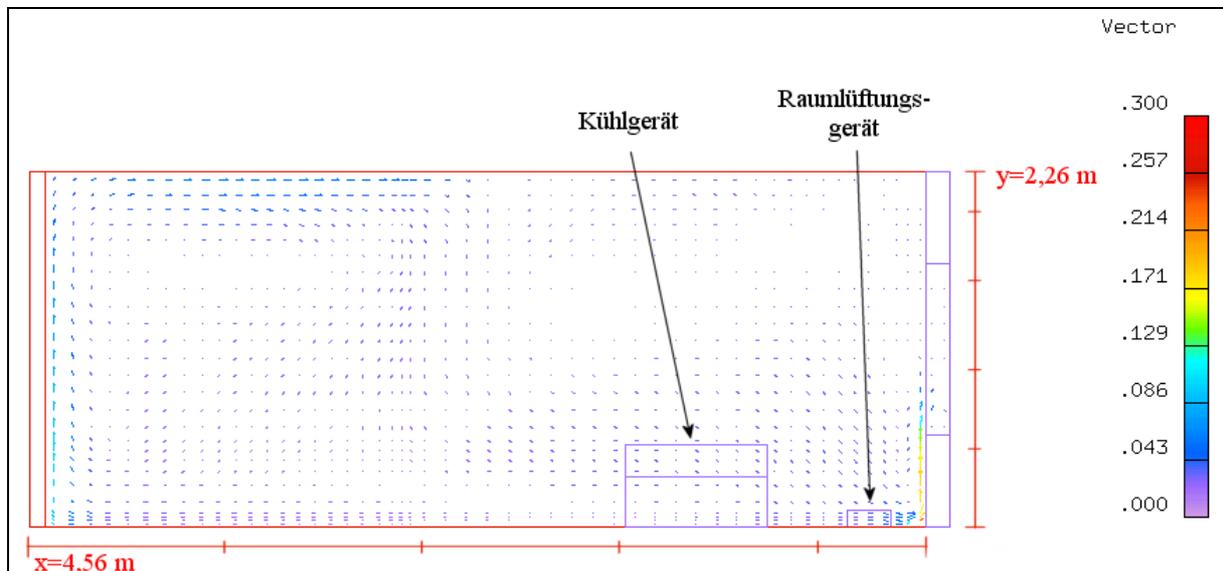


ABBILDUNG 9.11: GESCHWINDIGKEITSVEKTOREN IN DER X-Z-EBENE 1,1 M ÜBER DEM BODEN FÜR FALL 4. IN DER RAUMMITTE FINDEN SICH MEHRERE BEREICHE, IN DENEN PRAKTISCH KEINE LÜFTUNG ERFOLGT.

In der Ebene 1,10 m über dem Boden werden in der Raummitte Luftgeschwindigkeiten von höchstens 0,02 m/s erreicht, während in der Nähe des Bodens Werte von etwa 0,10 m/s berechnet werden.

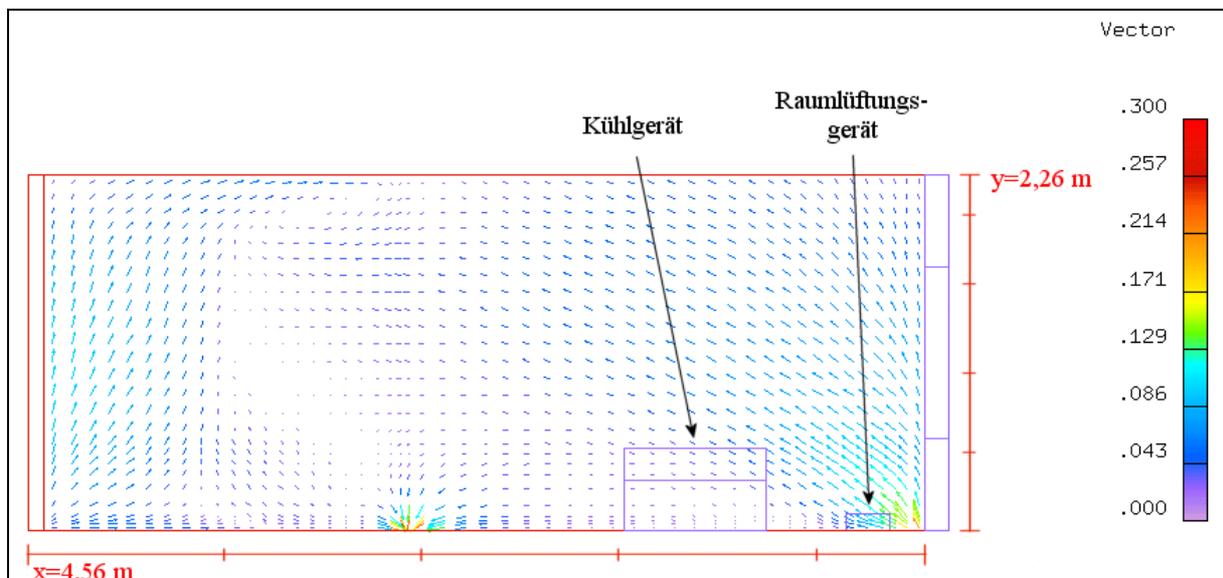


ABBILDUNG 9.12: KNAPP ÜBER DEM BODEN WERDEN RAUMLÜFTUNGSGESCHWINDIGKEITEN VON BIS ZU 0,10 M/S ERREICHT. EIN TEIL DER LUFT WIRD ZUM ABLUFTKANAL ABGESAUGT. IN DER RECHTEN RAUMHÄLFTE GELANGT DIE VON DER RECHTEN ZULUFTÖFFNUNG KOMMENDE FRISCHLUFT RICHTUNG BODENMITTE UND IN DER LINKEN HÄLFTE STRÖMT FRISCHLUFT AUF DEN BODEN, DIE VON DER LINKEN ZULUFTÖFFNUNG AUSGEHT.

Für Gerät C wurde außer den bisher vorgestellten Fällen zusätzlich eine Luftaltermessung durchgeführt, bei der ein Tisch unterhalb des Lüftungsgeräts an der Seitenwand plaziert wurde. Dies sollte zeigen, wie sehr sich zusätzliche Verbauungen des Raumes auf das Strömungsmuster und damit auch auf die Luftalterverteilung auswirken. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9.10 aufgeführt. Die Meßpunkte wurden nach Variante 2 im Raum angebracht.

	Gerät C	
	Seitenwand	
Fall	5	
Meßvariante	2	lokale Lüftungs-
Zuluftvolumenstrom in m ³ /h	38,5±1,2	effektivität in %
Luftalter in Punkt 1 in h	1,11±0,01	101±1
Luftalter in Punkt 2 in h	1,01±0,01	111±2
Luftalter in Punkt 3 in h	1,09±0,01	103±1
Luftalter in Punkt 4 in h	1,29±0,01	87±1
Luftalter in Punkt 5 in h	2,01±0,01	56±1
Luftalter in Punkt 6 in h	1,75±0,01	64±1
Luftalter in Punkt 7 in h	1,56±0,01	72±1
Durchschnittsalter in h	1,12±0,01	
Lüftungseffektivität in %	27,0±0,9	

TABELLE 9.10: FALL 5 UNTERSCHIEDET SICH VON FALL 4 DURCH EINEN UNTERHALB DES LÜFTUNGSGERÄTS AUFGESTELLTEN TISCH. DIE DIFFERENZEN IN DEN LOKALEN LUFTALTERN FALLEN RECHT GROß AUS. DARÜBER HINAUS SIND NEBEN DER MITTLEREN AUCH DIE LOKALEN LÜFTUNGSEFFEKTIVITÄTEN BERECHNET WORDEN.

In diesem Fall treten noch größere Unterschiede von bis zu einer Stunde in den lokalen Luftaltern auf. Der Tisch verhindert eine homogene Durchmischung der Raumluft. Vor allem der obere und der hintere Bereich des Raumes werden schlechter durchlüftet. Dafür werden im vorderen und unteren Bereich des Raumes geringere Luftalter als in Fall 3 gemessen. In der Tabelle 9.9 sind für Fall 5 zusätzlich die lokalen Lüftungseffektivitäten berechnet worden, an denen die Differenzen gut zu erkennen sind. Das durchschnittliche Raumluftalter errechnet sich zu 1,12 h und ist damit geringfügig kleiner als in den Fällen 3 und 4. Dementsprechend wird die Lüftungseffektivität mit 27 % angegeben.

Zusätzlich zu den Luftaltermessungen und der Berechnung von Strömungsprofilen wurden Messungen der Raumluftgeschwindigkeit an verschiedenen Positionen in der Klimakammer vorgenommen. Fall 2 wurde dabei in der Luftmengenstufe II vermessen. Mit Hilfe dieser Messungen sollten Bereichen mit zu hohen Raumluftgeschwindigkeiten festgestellt werden, wie sie z. B. in der Nähe der Zuluftöffnungen auftreten können. Außerdem sollten die Luftströmungen vor allem in der Raummitte untersucht werden, da dort den Simulationen zufolge sehr niedrige Geschwindigkeiten unter 5 cm/s auftreten – außer in Fall 2. In Abbildung 9.13 ist die Positionierung der Strömungssensoren auf dem Meßrahmen dargestellt. In „Kopfhöhe“ (1,80 m) sind zwei Sensoren, in „Bauchhöhe“ (1,15 m) vier und in „Kniehöhe“ (0,65 m) ebenfalls vier Sensoren angebracht worden. Da die Zuluftöffnungen der Geräte immer in Höhen zwischen 0,5 m und 1,0 m über dem Boden lagen, wurden in den unteren Bereichen mehr Sensoren zur Messung verwendet.

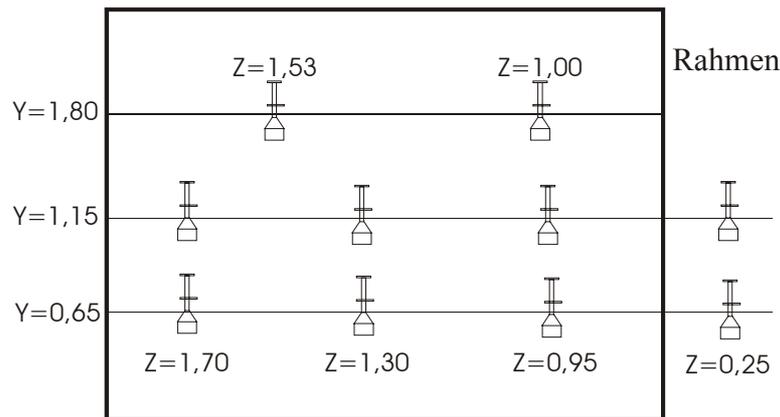


ABBILDUNG 9.13: DARSTELLUNG DER POSITIONEN DER STRÖMUNGSSENSOREN AUF DEM MEßRAHMEN. DIE BEIDEN UNTEREN STANGEN SIND ÜBER DEN RAHMEN HINAUS VERLÄNGERT WORDEN, WODURCH DIE STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT AUCH NAHE DER SEITENWAND GEMESSEN WERDEN KANN.

Zunächst werden die Ergebnisse zur Messung der Ausströmgeschwindigkeiten der Zuluft vorgestellt. Die Ausströmgeschwindigkeiten direkt an den Zuluftöffnungen wurden mit Hilfe eines einzelnen Sensors in Zehn-Zentimeter-Abständen von der Öffnung bis zu einer Entfernung von einem halben Meter gemessen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9.11 aufgelistet.

	Gerät A	Gerät B	Gerät C
Entfernung in m	Strömungsgeschwindigkeit in m/s		
	Luftmengenstufe I		
0	1,25	2,31	1,83
0,1	0,89	1,13	1,30
0,2	0,53	0,51	0,91
0,3	0,42	0,32	0,77
0,4	0,37	0,25	0,62
0,5	0,29	0,17	0,44

TABELLE 9.11: LUFTGESCHWINDIGKEITEN AN DEN ZULUFTÖFFNUNGEN DER GERÄTE A, B UND C. DIE GESCHWINDIGKEITEN ENTSPRECHEN DER GRÖßTEN GESCHWINDIGKEIT IN EINEM HALBKREIS MIT DER ANGEgebenEN ENTFERNUNG ALS RADIUS.

Aufgrund der unterschiedlichen Einbringung der Zuluft in den Raum und der unterschiedlichen Zuluftvolumenströme werden auch verschiedene Geschwindigkeiten an den Öffnungen gemessen. Gerät A und C haben eine vergleichbare Zuluftzuführung. An den Geräten befindet sich jeweils eine Öffnung an beiden Seiten des Gehäuses. Dadurch wird der Zuluftvolumenstrom aufgeteilt und die Ausströmgeschwindigkeit erreicht Werte von unter 2 m/s direkt an der Öffnung. In einer Entfernung von 0,50 m zur Zuluftöffnung wird nur noch ein Wert von etwa einem Viertel der Geschwindigkeiten direkt an der Öffnung gemessen. Bei Gerät B wird die Zuluft in einem einzigen Kanal geführt. Daher und aufgrund des höheren Zuluftvolumenstroms werden direkt am Luftaustritt höhere Geschwindigkeiten gemessen als für die anderen Geräte. Allerdings ist der „Ausblaskegel“ größer, was bei geringen Abständen zur Öffnung schon wesentlich niedrigere Geschwindigkeiten zur Folge hat. So beträgt die größte Geschwindigkeit in 0,50 m Entfernung nur noch 0,17 m/s.

Die gemessenen Ausblasgeschwindigkeiten decken sich mit denen aus den Simulationen. In Abbildung 9.14 sind als Beispiel die Geschwindigkeitsvektoren in der Ausblaseebene zu Fall 1 dargestellt.

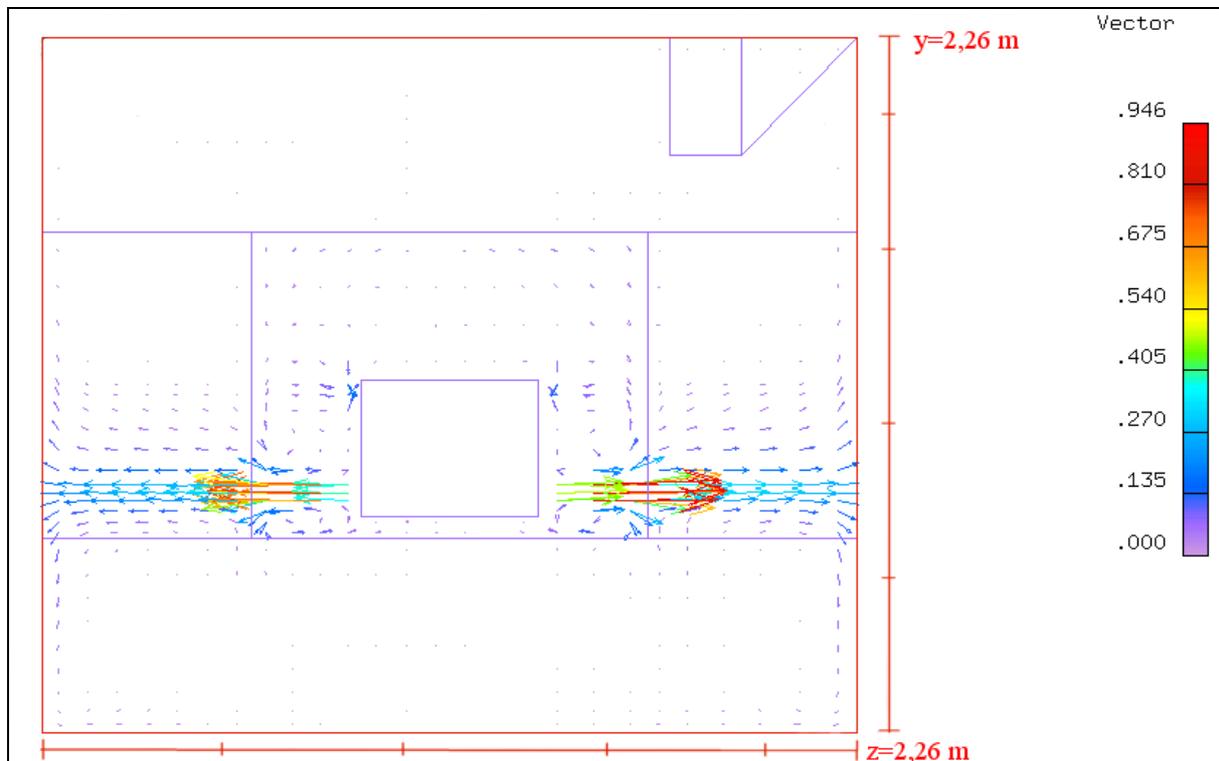


ABBILDUNG 9.14: GESCHWINDIGKEITSVEKTOREN IN DER EBENE DER ZULUFTÖFFNUNGEN. DIE HÖCHSTE GESCHWINDIGKEIT WIRD MIT 0,95 M/S ANGEZEIGT. IN DIESER DARSTELLUNG IST DER EXTERNE KURZSCHLUBVOLUMENSTROM EXT8 DEUTLICH ERKENNBAR. EIN TEIL DER ZULUFT GELANGT OHNE UMWEG DIREKT IN DIE ABLUFT.

Für diesen Fall ergeben sich aus der Simulation Geschwindigkeiten, die in einer Entfernung von 0,15 m zur Zuluftöffnung zu 0,94 m/s und in einer Entfernung von 0,32 m zu 0,43 m/s errechnet werden.

Für Gerät B wurden ebenfalls die Daten der Messungen mit denen der Simulation verglichen. In einer Entfernung von 0,08 m zur Zuluftöffnung wird eine Geschwindigkeit von 1,36 m/s angegeben, was mit der Messung übereinstimmt. Für größere Entfernungen sind die Werte aus der Simulation aber zu hoch, da der weite Ausblaskegel in der Simulation nicht berücksichtigt werden konnte.

Die Raumlufgeschwindigkeiten, die mit Hilfe des Meßrahmens (Abbildung 9.13) in Abständen von 0,50 m für die gesamte Klimakammer gemessen wurden, lagen in den Fällen 1 und 3 bis 5 unter 0,05 m/s, was in Hinblick auf Zuglufterscheinungen völlig unkritisch ist. Einzige Ausnahme bildeten die Bereiche in der Nähe der Zuluftöffnungen, wo höhere Werte gemessen wurden. Besonders in Fall 2 macht sich das negativ bemerkbar, da sich die Zuluft Richtung Raummitte ausbreitet. Aber selbst hier wurden – obwohl die Luftmengenstufe II eingestellt war – außerhalb des Ausblaskegels Raumlufgeschwindigkeiten von höchstens 0,11 m/s gemessen. Diese Messungen wurden, wie schon erwähnt, unter isothermen Bedingungen durchgeführt. Bei bestehenden Temperaturdifferenzen zwischen der Klimakammer und dem Umgebungsraum sind die bisherigen Ergebnisse nicht aussagekräftig, da sich die Raumlufströmung völlig verändert. Ersichtlich wird dies an einem simulierten Fall mit dem an der Seitenwand installierten Gerät A und einer Heizung an der gegenüberliegenden Wand.

Die Wechselwirkung zwischen einem Lüftungs- und Heizungssystem kommt aus physikalischer Sicht dadurch zustande, daß eine lokal freigesetzte Heizleistung an dieser Stelle eine Auftriebskraft erzeugt, die im gesamten Raum zu einer Änderung des Strömungsfeldes führt. Daß hier selbst geringe Heizleistungen von 100 W ausreichen, eine vorhandene Raumluftströmung quantitativ wie qualitativ grundlegend zu verändern, zeigt die folgende Darstellung (Abbildung 9.15) einer mit *Flovent* berechneten Strömungssituation. Zum Vergleich dazu sind in Abbildung 9.16 die Strömungsprofile an den Wänden für denselben Fall ohne Heizung mit einer konstanten Außen- und Innentemperatur von 21 °C dargestellt.

Die im Vergleich zur Raumluft kältere Zuluft (17 °C) bildet eine abwärtsgerichtete Strömung aus, die zur Heizung gelangt und dort durch die Auftriebsströmung mitgerissen wird. Die Luft, die aus der linken Zuluftöffnung in den Raum einströmt, prallt gegen die Stirnwand und dringt daraufhin Richtung Boden vor. Dadurch erhält man in diesem Bereich Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu 0,25 m/s. In der Raummitte entsteht eine Temperaturspreizung zwischen Decke und Boden von 2 °C.

Der Vergleich ohne Wärmequelle im Raum macht deutlich, daß sich die Strömungsverhältnisse grundlegend ändern. Die einströmende Luft fällt nicht mehr auf den Boden, sondern gelangt in einem scharfen Strahl Richtung hinterer Stirnwand bzw. verteilt sich nach dem Aufprall auf die vordere Stirnwand auf Boden und Stirnwand. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten treten nur in der Nähe der Wände auf, wobei sich die Strömungsrichtungen in diesen Bereichen im Vergleich zu Abbildung 9.15 teilweise umkehren. Besonders deutlich wird dies an der Seitenwand, in der das Lüftungsgerät eingebaut ist. Im Falle ohne Heizlast teilt sich die aus der rechten Öffnung kommende Zuluft am Ende der Seitenwand Richtung Decke und Boden auf, während dort im Fall mit Heizlast eine Bewegung nur in Richtung des Bodens feststellbar ist.

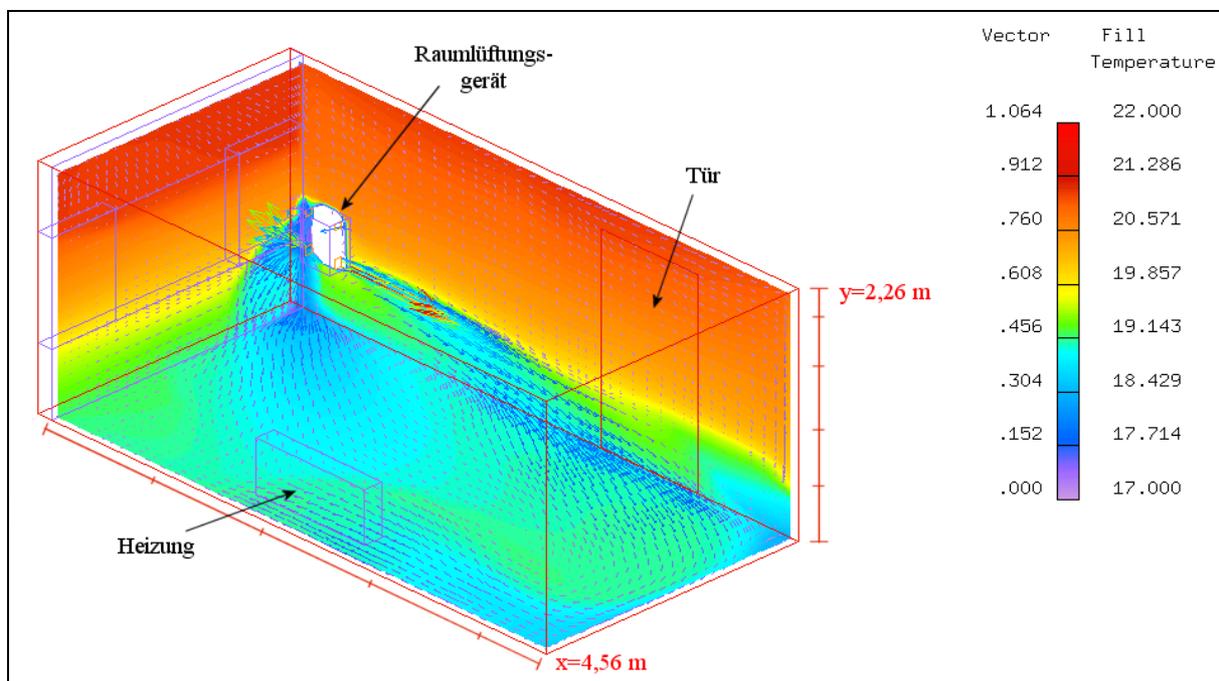


ABBILDUNG 9.15: TEMPERATURVERTEILUNG UND RAUMLUFTGESCHWINDIGKEITEN IN DER KLIMAKAMMER FÜR DIE INTERAKTION ZWISCHEN EINEM LÜFTUNGSSYSTEM (GERÄT A) UND EINER LOKALEN WÄRMEQUELLE.

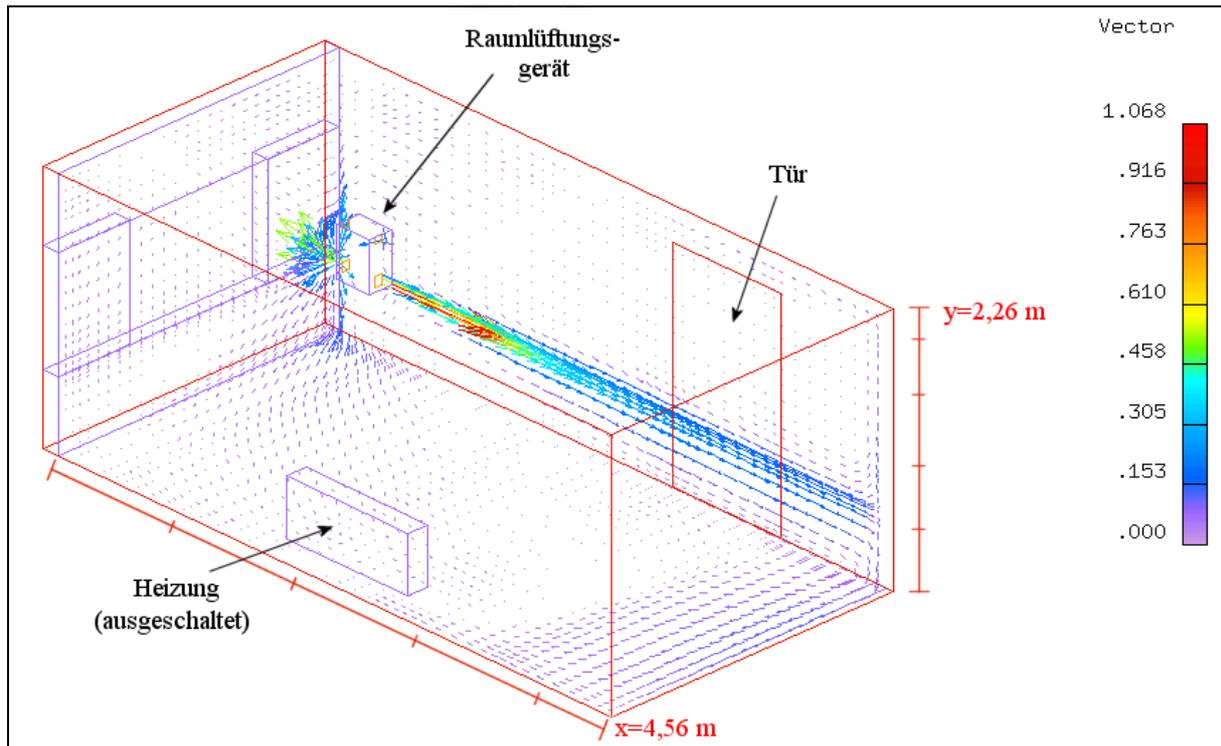


ABBILDUNG 9.16: DAS LÜFTUNGSGERÄT UND DIE HEIZUNG BEFINDEN SICH AN DEN GLEICHEN STELLEN WIE IN ABBILDUNG 9.15. DIE HEIZUNG IST ALLERDINGS NICHT IN BETRIEB. DIE TEMPERATUR DER DURCH DAS LÜFTUNGSGERÄT EINSTRÖMENDEN LUFT BETRÄGT $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. DIE AUBENTEMPERATUR BETRÄGT EBENFALLS $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. DAHER ENTFÄLLT HIER DIE TEMPERATURVERTEILUNG IM RAUM.

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Diplomarbeit konnte an einem hierzu aufgebauten Meßstand eine Bestimmung der Kennzahlen von dezentralen Raumlüftungsgeräten und die Vermessung von Raumluftströmungen unter verschiedenen Bedingungen durchgeführt werden. Weiterhin wurden zu den untersuchten Fällen Simulationen mit dem Programm *Flovent* vorgenommen und diese mit den Meßergebnissen verglichen.

Zunächst wurde die von der Firma Weber Haus GmbH gefertigte Klimakammer in den Räumlichkeiten der Universität Siegen errichtet. Die zugehörige Meßtechnik und die Sensorik wurden eingebaut. Zur Datenerfassung und -verarbeitung wurde in Ergänzung der bestehenden Software das Programm *SensorDat* entwickelt.

Die Messungen der Infiltrationsvolumenströme in die Klimakammer ergaben einen niedrigen Wert von $(0,66 \pm 0,01)$ m³/h. Dagegen wurden für die beiden Raumlüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung hohe Leckagemassenströme INT1 (bis zu 42 % des Abluftmassenstroms), bei Gerät A ein erhöhter Kurzschlußmassenstrom EXT7 (bis zu 19 % des Fortluftmassenstroms) und bei Gerät B ein erhöhter Kurzschlußmassenstrom EXT8 (bis zu 25 % des Zuluftmassenstroms) gemessen. Dies führt dazu, daß die Frischluftgrade η_{Frisch} entsprechend niedrig ausfallen. Der Höchstwert wurde für Gerät A zu 74 %, für Gerät B nur zu 59 % ermittelt. Die berechneten Rückwärmezahlen η liegen weit unter den von den Herstellern angegebenen Werten. So wurden für Gerät A Rückwärmezahlen bis zu 0,43, für Gerät B bis zu 0,31 bestimmt. Aufgrund dieser Werte können mit den untersuchten Geräten nur geringe Energieeinsparungen erzielt werden, die etwa 1 % bis 4 % des jährlichen Heizwärmebedarfs eines Gebäudes betragen.

Die Ergebnisse zu den Messungen der Kennzahlen von Raumlüftungsgeräten zeigen, daß bei der Verarbeitung großer Verbesserungsbedarf besteht. Die Abdichtung der Lufttrakte gegeneinander und gegen das Gehäuse sind bei beiden Geräten teilweise mangelhaft ausgeführt worden. Negativ zu beurteilen ist bei Gerät A außerdem die Führung des Fortluft- und Frischlufttrakts in einem Rohr. Eine Luftführung in separaten Rohren würde hier den Kurzschlußvolumenstrom EXT7 reduzieren. Die Verschußklappe, die die beiden Lufttrakte trennt, brach nach einer Betriebszeit von nur einem Jahr aus und konnte nicht mehr repariert werden. Auch hier könnte eine stabilere Konstruktion für eine verbesserte Abdichtung sorgen. Bei Gerät B sollten die ausgeformten Styroporkanäle durch geeignetere Maßnahmen ersetzt werden, da besonders an den Übergangsstellen zwischen den Lufttrakten und dem Wärmeaustauscher Leckagen existieren. Aufgrund der hohen Leckage- und auch Kurzschlußvolumenströme der beiden Geräte sind diese bei einer Auslegung nach den Herstellerangaben nicht in der Lage, den Raum mit ausreichend Frischluft zu versorgen. Dies macht sich bei den Luftaltermessungen durch Werte bemerkbar, die erheblich über dem nominellen Luftalter liegen. Bei Verwendung eines Geräts ohne Leckagevolumenströme (Gerät C) erreicht man Raumluftdurchschnittsalter, die nur etwa halb so groß sind. Die geringen Unterschiede im lokalen Luftalter bei den Geräten A und B entstehen hauptsächlich durch die Leckage- und Kurzschlußvolumenströme. Sie sind aber auch ein Indiz für die symmetrische Zuluft einbringung in den Raum.

Bei Vergleichen zwischen den Ergebnissen der eingesetzten Strömungssensoren mit Simulationen wurden erhebliche Unterschiede festgestellt. Daraufhin wurden Vergleichsmessungen mit einem Laser-Doppler-Anemometer (LDA) vorgenommen, die die

Notwendigkeit einer Neukalibrierung der Strömungssensoren aufzeigten. Für die Sensoren wurden neue Zahlenwertgleichungen bestimmt.

Durch die Messungen der Raumlufthgeschwindigkeiten in der Nähe von Zuluftöffnungen wurde deutlich, daß bei allen Lüftungsgeräten Probleme auftreten, wenn sich dort Aufenthaltszonen von Personen befinden. In der Nähe der Öffnungen treten Luftgeschwindigkeiten auf, die in einem Abstand von 0,50 m zu den Öffnungen bis zu 0,44 m/s (Gerät C) betragen. Dieses Problem wird sich verschärfen, wenn anstatt des isothermen Falls der Fall mit Temperaturunterschieden zwischen warmer Raumlufth und kalter Zuluft betrachtet wird. Im Gegensatz dazu existieren vor allem in der Raummitte Zonen mit sehr niedrigen Luftgeschwindigkeiten von unter 0,05 m/s. Der Vorteil ist, daß keine Zuglufterscheinungen auftreten. Bei zu niedrigen Luftgeschwindigkeiten wird allerdings auch der Luftaustausch zwischen den Zonen vermindert. Dies läßt sich anhand der Luftalter-Verteilung für die Fälle 3 bis 5 erkennen. In Zonen mit geringen Raumlufthgeschwindigkeiten sind die Luftalter entsprechend hoch. Da die Raumlufthgeschwindigkeiten in den untersuchten Fällen für große Teile der Klimakammer unterhalb von 0,05 m/s lagen, waren keine Strömungsbilder ermittelbar. Diese konnten nur mit Hilfe der Simulationen erzeugt werden. Bei den vorliegenden Raumlufthtemperaturen von 23 °C sind für diese Bereiche allerdings keinerlei negative Einflüsse auf die Behaglichkeit zu erwarten.

Für die Simulationen wurde das Programm *Flovent* verwendet. Bevor die Raumlufthströmungen in der Klimakammer berechnet wurden, wurde das Programm zu einem Vergleich mit den Ergebnissen aus dem einfachen Modell für den Luftaustausch durch ein geöffnetes Fenster herangezogen. Dieser Vergleich zeigte auf, daß das Modell nur beschränkte Aussagen erlaubt. So stimmen die berechneten Auffüllzeiten und Ein- bzw. Ausströmgeschwindigkeiten nur bedingt mit den Ergebnissen aus den Simulationen überein. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind i. a. zu hoch und daher werden die Auffüllzeiten auch zu gering berechnet. Die Gründe für die Abweichungen sind allerdings erkennbar (s. Kapitel 7.3), so daß *Flovent* zur quantitativen Ermittlung von Strömungsformen geeignet erscheint. Die Ergebnisse der Simulationen ergaben in den untersuchten Bereichen Übereinstimmungen zu den Meßergebnissen. Sowohl die Austrittsgeschwindigkeiten aus den Zuluftöffnungen als auch die Raumlufthgeschwindigkeiten im Bereich der Ruhezone wurden zufriedenstellend berechnet. Anhand der Simulationen konnten auch die Luftalter-Verteilungen in den Fällen 3 bis 5 begründet werden. Darüber hinaus wurde durch die Darstellung der Trajektorien masseloser Teilchen die Vermutung bestätigt, daß die niedrige Lüftungseffektivität in Fall 3 aufgrund einer Kurzschlußströmung zustande kommt.

Die hier vorgelegte Diplomarbeit „Messungen zum lüftungs- und wärmetechnischen Verhalten an Raumlüftungsgeräten und in Räumen – Vergleich mit Simulationen“ dient als Grundlage für die Durchführung eines von der AG-Solar Nordrhein-Westfalen geförderten Projekts mit gleichem Namen. Ziel dieses Projekts ist die Erarbeitung einer Übersicht, unter welchen Bedingungen Raumlüftungsgeräte energiesparend und ohne Beeinträchtigung des thermischen Komforts bzw. der Luftqualität eingesetzt werden können. Hierzu sind allerdings noch weitere Ergänzungen in der Meßtechnik erforderlich. Insbesondere muß die Temperatur der Zuluft variabel konditioniert werden.

Anhang A1

Berechnung des personenbezogenen Luftwechsels zur Einhaltung des hygienischen Mindeststandards:

Aus der Massenbilanz (vgl. Gleichung 8.3) des Kohlendioxids für einen Raum mit dem Volumen V_R und dem Zuluft- und Abluftvolumenstrom \dot{V} und der CO_2 -Konzentration c erhält man für die Luftwechselzahl n durch Umformen:

$$n = -\frac{\dot{c}}{c} + \frac{1}{c \cdot V_R} \cdot q(t) \quad (A1.1)$$

mit n : Luftwechselzahl in 1/h,
 c : Tracergaskonzentration in ppm,
 V_R : Raumvolumen in m^3 ,
 $q(t)$: konstanter Quellterm von CO_2 im Raum in m^3/h .

Unter der Annahme, daß sich die Konzentration bei einer eingestellten Luftwechselzahl nicht ändern soll, wird \dot{c} zu null. Mit $n = \frac{\dot{V}}{V_R}$ ergibt sich dann:

$$\dot{V} = \frac{q(t)}{c} \quad (A1.2)$$

mit \dot{V} : Zuluftvolumenstrom in m^3/h .

$q(t)$ setzt sich aus dem CO_2 -Volumenstrom der Atemluft $q_{\text{Atem}}(t)$ und dem Zuluftvolumenstrom $q_{\text{Zuluft}}(t)$ von CO_2 zusammen, das in der Umgebungsluft mit etwa 0,036 Vol.-% (360 ppm) enthalten ist.

Bei durchschnittlich 7 l Atemzugvolumen pro Minute, also 420 l/h, und einem CO_2 -Gehalt der ausgeatmeten Luft von 5,6 Vol.-% (siehe [4]) berechnet sich $q_{\text{Atem}}(t)$ zu:

$$q_{\text{Atem}}(t) = q_{\text{Atem}} = 420 \cdot 0,056 \text{ l/h} = 0,02352 \text{ m}^3/\text{h} \quad (A1.3)$$

mit $q_{\text{Atem}}(t)$: Volumenstrom des ausgeatmeten CO_2 in m^3/h .

Für $q_{\text{Zuluft}}(t)$ findet sich:

$$q_{\text{Zuluft}}(t) = q_{\text{Zuluft}} = 0,00036 \cdot \dot{V} \quad (A1.4)$$

mit $q_{\text{Zuluft}}(t)$: Zuluftvolumenstrom von CO_2 in m^3/h .

Mit $q(t) = q = q_{\text{Atem}} + q_{\text{Zuluft}}$ folgt aus Gleichung (A1.2):

$$\dot{V} = \frac{q_{\text{Atem}}}{c - 0,00036} \quad (\text{A1.5})$$

Setzt man für q_{Atem} den Wert aus Gleichung (A1.3) und für c einen Wert von 1000 ppm (Vol) ein, so erhält man einen notwendigen Zuluftvolumenstrom von:

$$\dot{V} = 36,75 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (\text{A1.6})$$

Der hygienische Grenzwert von 1000 ppm entspricht einem von Pettenkofer [3] angegebenen Wert für die CO₂-Konzentration.

Ein Zuluftvolumenstrom von 30 bis 40 m³/h und pro Person sollte sichergestellt sein, um den hygienischen Mindeststandard zu gewährleisten.

Anhang A2

Herleitung der effektiven Rückwärmezahl $\varepsilon_{\text{effektiv}}$:

Ein Raum mit dem Volumen V_R wird durch ein Lüftungsgerät mit dem Volumenstrom \dot{V}_{WRG} und durch Infiltration mit dem Volumenstrom \dot{V}_{inf} belüftet. Die Luftwechselzahlen, die durch die beiden Luftvolumenströme verursacht werden, sind gegeben durch:

$$n_{\text{WRG}} = \frac{\dot{V}_{\text{WRG}}}{V_R} = \frac{\dot{m}_{\text{WRG}}}{\rho \cdot V_R}, \quad n_{\text{inf}} = \frac{\dot{V}_{\text{inf}}}{V_R} = \frac{\dot{m}_{\text{inf}}}{\rho \cdot V_R} \quad (A2.1)$$

mit	n_{WRG} :	Luftwechselzahl ausschließlich durch das Lüftungsgerät in 1/h,
	n_{inf} :	Luftwechselzahl ausschließlich durch Infiltration in 1/h,
	V_R :	Raumvolumen in m^3 ,
	\dot{V}_{WRG} :	Volumenstrom durch das Lüftungsgerät in m^3/h ,
	\dot{V}_{inf} :	Volumenstrom aufgrund von Infiltration in m^3/h ,
	\dot{m}_{WRG} :	Massenstrom durch das Lüftungsgerät in kg/h ,
	\dot{m}_{inf} :	Massenstrom aufgrund von Infiltration in kg/h ,
	ρ :	Dichte der Außenluft in kg/m^3 .

Der Wärmestrom, der durch die Wärmerückgewinnung im Lüftungsgerät wieder dem Raum zugeführt wird, berechnet sich zu:

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{m}_{\text{WRG}} \cdot c_p \cdot \varepsilon_{\text{WRG}} \cdot \Delta T \quad (A2.2)$$

mit	\dot{Q}_{WRG} :	Wärmestrom in W/h ,
	c_p :	spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kgK})$,
	ε_{WRG} :	Nomineller Wärmerückgewinnungsgrad,
	ΔT :	Temperaturdifferenz in K .

Die Gesamtwärmeverluste durch die Lüftung setzen sich aus den Verlusten des Lüftungsgerätes ohne Wärmerückgewinnung und den Verlusten durch die Leckagen zusammen:

$$\dot{Q}_{\text{Lüft}} = \dot{m}_{\text{WRG}} \cdot c_p \cdot \Delta T + \dot{m}_{\text{inf}} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (A2.3)$$

mit	$\dot{Q}_{\text{Lüft}}$:	Lüftungswärmeverluste in W/h .
-----	---------------------------	--

Der effektive Wärmerückgewinnungsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis von \dot{Q}_{WRG} zu $\dot{Q}_{Lüft}$:

$$\varepsilon_{\text{effektiv}} = \frac{\dot{Q}_{WRG}}{\dot{Q}_{Lüft}} = \frac{\dot{m}_{WRG}}{\dot{m}_{WRG} + \dot{m}_{\text{inf}}} \cdot \varepsilon_{WRG} \quad (\text{A2.4})$$

Durch Einsetzen der Gleichung (A2.1) erhält man:

$$\varepsilon_{\text{effektiv}} = \frac{\varepsilon_{WRG}}{1 + \frac{n_{\text{inf}}}{n_{WRG}}} \quad (\text{A2.5})$$

Eine Beispielrechnung zu Gleichung (A2.5) ist in Kapitel 5.1 angegeben. Eine genauere Rechnung, die auch Exfiltrationsvolumenströme, Kurzschlußvolumenströme und interne Leckagen der Lüftungsgeräte einbezieht, findet sich in Kapitel 6, in Anhang A6 sowie in [13].

Anhang A3

Herleitung der Verweilzeit τ_{Verw} der Luftmoleküle für den Fall der Verdrängungsströmung:

Bei der Verdrängungsströmung besitzen alle Luftmoleküle die gleiche Verweilzeit τ_{Verw} . Diese ist definiert als das Verhältnis aus der Distanz zwischen Zu- und Abluftöffnung L_{ges} und der für alle Luftmoleküle konstanten Geschwindigkeit $v = \frac{dL(t)}{dt}$:

$$\tau_{\text{Verw}} = \frac{L_{\text{ges}}}{v} \quad (A3.1)$$

mit τ_{Verw} : Verweilzeit in Sekunden,
 L_{ges} : Länge des Raums in m,
 v : Geschwindigkeit der Luftmoleküle in m/s.

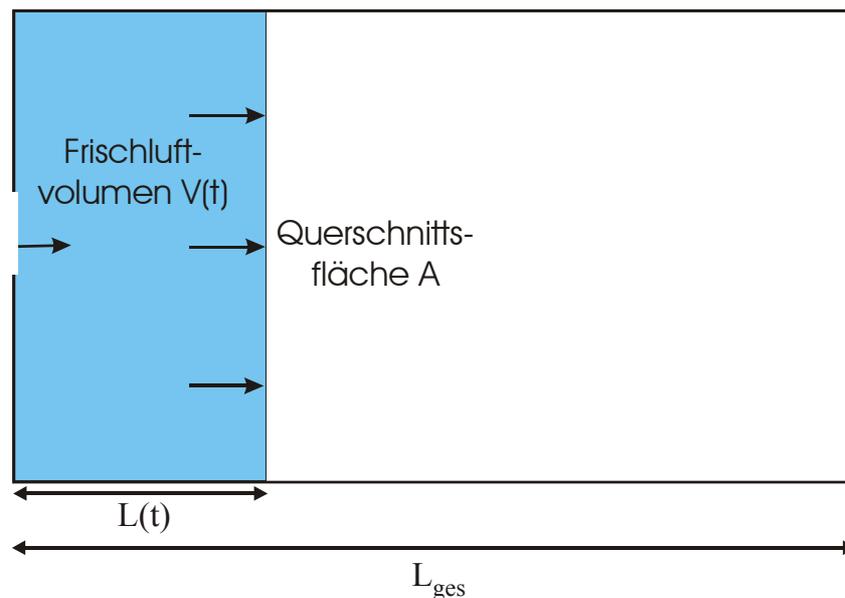


ABBILDUNG A3.1: BEI DER VERDRÄNGUNGSSTRÖMUNG GLEICHT DAS FRISCHLUFTVOLUMEN EINEM QUADER, DESSEN GRÖÖBE SICH MIT DER VARIABLEN $L(t)$ ÄNDERT. IST $L(t) = L_{\text{GES}}$, DANN IST DIE VERBRAUCHTE LUFT VOLLKOMMEN DURCH FRISCHLUFT ERSETZT WORDEN.

Der Frischluftvolumen $V(t)$ errechnet sich aus der Querschnittsfläche A und dem Abstand $L(t)$:

$$V(t) = A \cdot L(t) \quad (A3.2)$$

mit $V(t)$: Frischluftvolumen in m^3 ,
 A : Querschnittsfläche in m^2 ,
 $L(t)$: Länge in m,
 t : Zeit in Sekunden.

Daraus folgt für den Volumenstrom $\dot{V}(t)$:

$$\dot{V}(t) = A \cdot \frac{dL(t)}{dt} \quad (A3.3)$$

mit $\dot{V}(t)$: Frischluftvolumenstrom in m³/h.

Für die nominelle Zeitkonstante τ_{nom} ergibt sich mit Gleichung (5.4):

$$\tau_{nom} = \frac{V}{\dot{V}} = \frac{L_{ges}}{\frac{dL(t)}{dt}} = \frac{L_{ges}}{v} = \tau_{Verw} \quad (A3.4)$$

mit τ_{nom} : Nominelle Zeitkonstante in Sekunden.

Für den Fall der Verdrängungsströmung ist somit die nominelle Zeitkonstante gleich der Verweilzeit.

Anhang A4

Berechnung des Durchschnittsalters $\bar{\tau}_a$ aller Luftmoleküle in einem Raum in Abhängigkeit zur gesamten Verweilzeit τ_{Verw} :

Man betrachtet in einem Raum (1) (Abbildung A4.1) den Weg eines einzelnen Luftmoleküls von der Zuluftöffnung bis zu einem beliebigen Punkt P. Die Zeit, die das Luftmolekül für diesen Weg benötigt, soll mit τ_L bezeichnet werden. Aus dem Durchschnitt der Zeiten τ_L aller Luftmoleküle in diesem Punkt wird das lokale Raumluftalter τ_a (Abbildung 5.2) bestimmt.

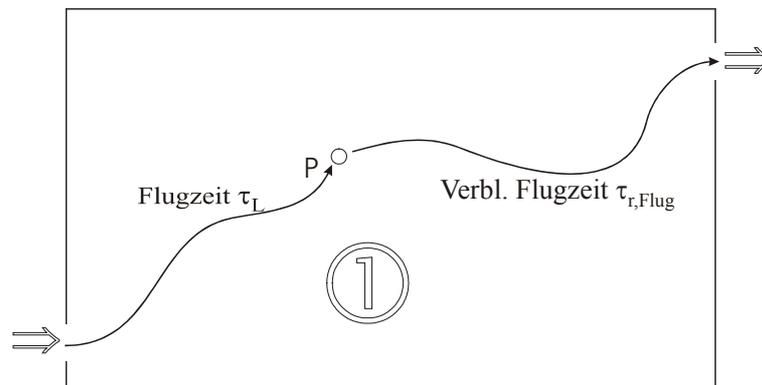


ABBILDUNG A4.1: RAUM (1) IST DURCH EINE VON LINKS NACH RECHTS VERLAUFENDE STRÖMUNG GEKENN ZEICHNET. DIE ZEIT, DIE EIN EINZELNES LUFTMOLEKÜL VOM ZULUFTEINTRITT BIS ZU EINEM BELIEBIGEN PUNKT P BENÖTIGT, IST DIE FLUGZEIT τ_L .

Das Durchschnittsalter $\bar{\tau}_a$ aller im Raum (1) befindlichen Luftmoleküle wird durch den Mittelwert der Flugzeiten sämtlicher Luftmoleküle im Raum (1) ermittelt:

$$\bar{\tau}_a = \frac{1}{N} \sum_i \tau_{L,i}(1) \quad (A4.1)$$

mit $\bar{\tau}_a$: Raumluftdurchschnittsalter in h,
 $\tau_{L,i}(1)$: Flugzeit des i-ten Luftmoleküls in Raum (1) in h,
 N: Summe aller Luftmoleküle.

Zu Raum (1) existiert ein korrespondierender Zustand (2) („umgekehrte Strömungsrichtung“) mit (s. Abbildung A4.2):

$$\tau_L(2) = \tau_{r,Flug}(1), \quad \tau_L(1) = \tau_{r,Flug}(2) \quad (A4.2)$$

mit $\tau_L(1), \tau_L(2)$: Flugzeit eines einzelnen Luftmoleküls in Raum (1), bzw. Raum (2) in h,
 $\tau_{r,Flug}(1), \tau_{r,Flug}(2)$: verbleibende Flugzeit eines einzelnen Luftmoleküls in Raum (1), bzw. Raum (2) vom Punkt P bis zur Abluftöffnung.

Außerdem gilt, daß die Mittelung über die verbleibenden Flugzeiten aller Luftmoleküle im Raum die durchschnittliche verbleibende Verweilzeit $\bar{\tau}_{r,Verw}$ ergibt:

$$\bar{\tau}_{r,Verw} = \frac{1}{N} \sum_i \tau_{r,Flug,i} \quad (A4.3)$$

mit $\bar{\tau}_{r,Verw}$: durchschnittliche verbleibende Verweilzeit in h,
 $\tau_{r,Flug,i}$: verbleibende Flugzeit des i-ten Luftmoleküls in Raum (2) in h,
 N: Summe aller Luftmoleküle.

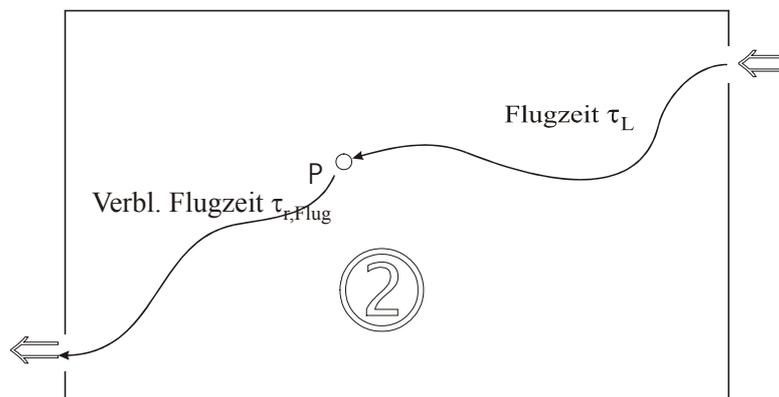


ABBILDUNG A4.2: IN RAUM (2) IST GEGENÜBER RAUM (1) DIE STRÖMUNGSRICHTUNG UMGEKEHRT. DEMENTSPRECHEND MÜSSEN AUCH DIE BEZEICHNUNGEN DER EINZELNEN WEGE DER LUFTMOLEKÜLE ANGEPAßT WERDEN.

Setzt man den zweiten Term in Gleichung (A4.2) in Gleichung (A4.3) ein und berücksichtigt dabei Gleichung (A4.1), so erhält man:

$$\bar{\tau}_a = \bar{\tau}_{r,Verweil} \quad (A4.4)$$

mit $\bar{\tau}_a$: Raumluftdurchschnittsalter in h,
 $\bar{\tau}_{r,Verw}$: durchschnittliche verbleibende Verweilzeit in h.

Aus Abbildung 5.2 ist ersichtlich, daß folgende Beziehung gilt:

$$\tau_{Verw} = \tau_a + \tau_{r,Verw} \quad (A4.5)$$

mit τ_{Verw} : Verweilzeit in h,
 τ_a : lokales Raumluftalter in h,
 $\tau_{r,Verw}$: verbleibende Verweilzeit in h.

Diese Beziehung gilt für alle Raumpunkte. Daher können die einzelnen Größen auch durch die entsprechenden Mittelwerte ersetzt werden:

$$\bar{\tau}_{Verw} = \bar{\tau}_a + \bar{\tau}_{r,Verw} \stackrel{\text{Glg. A4.4}}{=} 2 \cdot \bar{\tau}_a \quad (A4.6)$$

Man erhält somit die gesuchte Beziehung in Gleichung (5.6).

Anhang A5

Herleitung der Verweilzeit τ_{Verw} der Luftmoleküle für den Fall der vollständigen Durchmischung:

Per Definition ist bei der vollständigen Durchmischung das lokale Luftalter τ_a der Luftmoleküle in allen Raumpunkten gleich groß. Die Bestimmung des Luftalters durch eine Messung soll hier kurz zusammengefaßt werden, da die Gleichungen im weiteren Verlauf dieser Herleitung benötigt werden. Die Meßmethodik und Auswertung werden in Abschnitt 5.2 ausführlich beschrieben.

Das Luftalter wird mit Hilfe der Konzentrations-Abklingmethode gemessen. Eine zunächst konstante Tracergaskonzentration C_p^0 wird durch den vom Lüftungsgerät verursachten Luftwechsel verringert. Als Konzentrationsverlauf stellt sich eine abfallende Exponentialfunktion (Abbildung 5.6 b) ein:

$$C_p(t) = C_p^0 \cdot e^{-nt} \quad (A5.1)$$

mit $C_p(t)$: Tracergaskonzentration im Punkt P zur Zeit t in ppm,
 C_p^0 : Anfangskonzentration in ppm,
 n: Luftwechselzahl in 1/h,
 t: Zeit in h.

Dieser für alle Raumpunkte gleiche Konzentrationsverlauf wird in Gleichung (5.12) zur Berechnung des lokalen Luftalters verwendet. Für die Mischströmung ergibt sich demnach im Punkt P ein Luftalter τ_a :

$$\tau_a = \int_0^{\infty} \frac{C_p(t)}{C_p^0} dt = \int_0^{\infty} e^{-nt} dt = \frac{1}{n} = \bar{\tau}_a \quad (A5.2)$$

mit τ_a : lokales Luftalter in Punkt P in h,
 $\bar{\tau}_a$: Raumluftdurchschnittsalter in h,
 dt: Zeitintervall in h.

Da das Luftalter in allen Punkten gleich groß ist, kann der letzte Schritt in Gleichung (A5.2) vollzogen werden. Durch Einsetzen dieses Ergebnisses in die Beziehung (5.6)

$$\tau_{Verw} = 2 \cdot \bar{\tau}_a \quad (A5.3)$$

mit τ_{Verw} : Verweilzeit in h,

erhält man:

$$\tau_{Verw} = 2 \cdot \frac{1}{n} = 2 \cdot \tau_{nom} \quad (A5.4)$$

mit τ_{nom} : Nominelle Zeitkonstante in h.

Die Verweilzeit ist für die vollständige Durchmischung doppelt so groß wie die nominelle Zeitkonstante.

Anhang A6

Herleitung der globalen Rückwärmezahl η_G :

Der Massenstrom \dot{m}_u ist gegeben durch (s. Abbildung 6.2):

$$\dot{m}_u = \dot{m}_f - \dot{m}_f \cdot R_{EXT7} = \dot{m}_f \cdot (1 - R_{EXT7}) \quad (A6.1)$$

mit R_{EXT7} : Anteil des Leckagemassenstroms \dot{m}_{EXT7} am Fortluftmassenstrom,
 \dot{m}_u : Massenstrom aus dem Abluft-Fortluft-Trakt in die Umgebung in kg/h,
 \dot{m}_f : Fortluftmassenstrom in kg/h.

Die Massenstrombilanz für den gesamten Raum lautet:

$$\dot{m}_u + \dot{m}_{exf} = \dot{m}_{au} + \dot{m}_{inf} \quad (A6.2)$$

mit \dot{m}_{au} : Außenluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{inf} : Infiltrationsmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{exf} : Exfiltrationsmassenstrom in kg/h.

Einsetzen der Gleichung (A6.1) in Gleichung (A6.2) liefert:

$$\dot{m}_f = \frac{1}{1 - R_{EXT7}} \cdot (\dot{m}_{au} + \dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf}) \quad (A6.3)$$

Weiter gilt:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{au} + R_{EXT7} \cdot \dot{m}_f \stackrel{Glg.(A6.3)}{=} \frac{\dot{m}_{au} + R_{EXT7} \cdot (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf})}{1 - R_{EXT7}} \quad (A6.4)$$

$$\dot{m}_{re} = (1 - R_{INT2}) \cdot \dot{m}_i \stackrel{Glg.(A6.4)}{=} \frac{(1 - R_{INT2})}{(1 - R_{EXT7})} \cdot (\dot{m}_{au} + R_{EXT7} \cdot (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf})) \quad (A6.5)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_e \cdot (1 - R_{EXT8}) = (\dot{m}_{re} + R_{INT1} \cdot \dot{m}_a) \cdot (1 - R_{EXT8}) \quad (A6.6)$$

- mit R_{EXT8} : Anteil des Kurzschlußmassenstroms \dot{m}_{EXT8} am Zuluftmassenstrom,
 R_{INT2} : Anteil des Leckagemassenstroms \dot{m}_{INT2} am Frischluftmassenstrom,
 \dot{m}_i : Frischluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_e : Zuluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{re} : Massenstrom direkt nach dem Wärmeaustauscher im Frischluft-Zuluft-Trakt in kg/h,
 \dot{m}_a : Abluftmassenstrom in kg/h,
 \dot{m}_{in} : Massenstrom aus dem Frischluft-Zuluft-Trakt in den zu belüftenden Raum in kg/h.

Löst man die letzte Gleichung nach \dot{m}_a und verwendet Gleichung (A6.5), so gelangt man zu folgendem Ausdruck:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{re} \cdot (1 - R_{EXT8})}{R_{INT1} \cdot (1 - R_{EXT8})} = \\ &= \frac{\dot{m}_{in} \cdot (1 - R_{EXT7}) - (1 - R_{INT2}) \cdot (1 - R_{EXT8}) \cdot [\dot{m}_{au} + R_{EXT7} \cdot (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf})]}{R_{INT1} \cdot (1 - R_{EXT7}) \cdot (1 - R_{EXT8})} \end{aligned} \quad (A6.7)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (A6.7) in die Gleichung (6.26) aus Kapitel 6.3, sowie das Ersetzen von \dot{m}_{au} in obiger Gleichung durch Umstellen der Gleichung (6.19) aus Kapitel 6.2 liefert:

$$\eta_G = \frac{[\dot{m}_{in}(1 - R_{EXT7}) - (1 - R_{EXT8})(\dot{m}_{Frisch} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf})(1 - R_{INT2})R_{EXT7} - \dot{m}_{inf})] \cdot (1 - R_{INT1})}{[\dot{m}_{in}(1 - R_{EXT7}) - (1 - R_{EXT8})(\dot{m}_{Frisch} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf})(1 - R_{INT2})R_{EXT7} - \dot{m}_{inf} - \dot{m}_{exf}(1 - R_{EXT7})R_{INT1})]} \cdot \varepsilon_{WRG} \quad (A6.8)$$

- mit \dot{m}_{Frisch} : Frischluftmassenstrom in kg/h,
 ε_{WRG} : Nominelle Rückwärmezahl,
 η_G : Globale Rückwärmezahl.

Die globale Rückwärmezahl η_G berücksichtigt die internen Leckagevolumenströme INT1 und INT2, die Ex- und Infiltrationsvolumenströme und die externen Kurzschlußvolumenströme EXT7 und EXT8.

Anhang A7

Einfaches Modell für den Luftaustausch durch ein geöffnetes Fenster:

Zunächst werden – ausgehend von den entsprechenden Druckdifferenzen – die Maximalgeschwindigkeiten $v_{i,\max}$ und $v_{a,\max}$ an den Stellen $z = f \cdot H_0$ bzw. $z = (1-f) \cdot H_0$ berechnet und im weiteren Verlauf die Geschwindigkeiten als Funktion von z (siehe Abbildung 7.4).

An der Stelle $z = f \cdot H_0$ gilt:

$$p_a(z = fH_0) = \rho_a \cdot g \cdot f \cdot H_0 \quad (A7.1)$$

$$p_i(z = fH_0) = \rho_i \cdot g \cdot f \cdot H_0 \quad (A7.2)$$

$$\Rightarrow \Delta p = p_a - p_i = (\rho_a - \rho_i) \cdot f \cdot g \cdot H_0 \stackrel{!}{=} \frac{\rho_a}{2} \cdot v_{a,\max}^2 \quad (A7.3)$$

$$\Leftrightarrow v_{a,\max} = \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot f \cdot H_0} \quad (A7.4)$$

$$\Rightarrow v_a(z) = \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot z} \quad \text{für } 0 \leq z \leq f \cdot H_0 \quad (A7.5)$$

mit H_0 : Fensterhöhe in m,
 ρ_a : Dichte der Außenluft in kg/m^3 ,
 ρ_i : Dichte der Raumluft in kg/m^3 ,
 $v_{a,\max}$: Maximalgeschwindigkeit des nach innen gerichteten Luftstroms in m/s,
 v_a : Geschwindigkeit der einströmenden Luft in m/s,
 p_a : Außendruck in Pa,
 p_i : Innendruck in Pa,
 f : Anteil der Höhe von der Fensterunterkante bis zur neutralen Ebene an der Gesamtfensterhöhe
 g : Fallbeschleunigung in m/s^2 ,
 z : Koordinate parallel zur Fallbeschleunigung in m.

An der Stelle $z = (1-f) \cdot H_0$ gilt:

$$p_a(z = -(1-f)H_0) = -\rho_a \cdot g \cdot (1-f) \cdot H_0 \quad (A7.6)$$

$$p_i(z = -(1-f)H_0) = -\rho_i \cdot g \cdot (1-f) \cdot H_0 \quad (A7.7)$$

$$\Rightarrow \Delta p = p_i - p_a = (\rho_a - \rho_i) \cdot (1-f) \cdot g \cdot H_0 \stackrel{!}{=} \frac{\rho_i}{2} \cdot v_{i,\max}^2 \quad (A7.8)$$

$$\Leftrightarrow v_{i,\max} = \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_i} \cdot g \cdot (1-f) \cdot H_0} \quad (A7.9)$$

$$v_i(z) = \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_i} \cdot g \cdot |z|} \quad \text{für } -(1-f) \cdot H_0 \leq z \leq 0 \quad (A7.10)$$

mit $v_{i,\max}$: Maximalgeschwindigkeit des nach außen gerichteten Luftstroms in m/s,
 v_i : Geschwindigkeit der ausströmenden Luft in m/s.

Im nächsten Schritt wird die Berechnung der mittleren Geschwindigkeiten \bar{v}_a und \bar{v}_i unter Verwendung der Gleichungen (A4.5) und (A4.10) durchgeführt:

$$\bar{v}_a = \frac{1}{f \cdot H_0} \int_0^{fH_0} v_a(z) dz = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot f \cdot H_0} = \frac{2}{3} \cdot v_{a,\max} \quad (A7.11)$$

$$\bar{v}_i = \frac{1}{(1-f)H_0} \int_{|z|=0}^{(1-f)H_0} v_i(z) dz = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i)}{\rho_i} \cdot g \cdot (1-f) \cdot H_0} = \frac{2}{3} \cdot v_{i,\max} \quad (A7.12)$$

mit \bar{v}_a : mittlere Geschwindigkeit der einströmenden Luft in m/s,
 \bar{v}_i : mittlere Geschwindigkeit der ausströmenden Luft in m/s.

Die mittleren Geschwindigkeiten können nun in die Massenbilanz (7.11) mit den aktualisierten Werten für z eingesetzt werden. Als Resultat erhält man einen Ausdruck für f :

$$\rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H_0 = \rho_i \cdot \bar{v}_i \cdot (1-f) \cdot H_0 \quad (A7.13)$$

$$\Leftrightarrow \rho_a \cdot \frac{2}{3} \cdot v_{a,\max} \cdot f \cdot H_0 = \rho_i \cdot \frac{2}{3} \cdot v_{i,\max} \cdot (1-f) \cdot H_0 \quad (A7.14)$$

$$\Leftrightarrow \rho_a \cdot \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_a} \cdot g \cdot f \cdot H_0} \cdot f = \rho_i \cdot \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_i)}{\rho_i} \cdot g \cdot (1-f) \cdot H_0} \cdot (1-f) \quad (A7.15)$$

$$\Leftrightarrow \sqrt{\rho_a} \cdot f^{\frac{3}{2}} = \sqrt{\rho_i} \cdot (1-f)^{\frac{3}{2}} \quad (A7.16)$$

$$\Leftrightarrow f = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_a}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (A7.17)$$

In den weiteren Schritten werden nun die Auffüllzeit $T_{\text{Füll}}$, der Austauschmassenstrom $\dot{M}_{\text{Austausch}}$ pro Fensterbreite und der Austauschvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Austausch}}$ pro Fensterbreite hergeleitet. Die Auffüllzeit $T_{\text{Füll}}$ gibt die Zeitdauer an, die benötigt wird, um das Volumen unterhalb des Fensters mit kalter Außenluft zu füllen. Dafür läßt sich folgende Gleichung aufstellen:

$$\bar{v}_a \cdot A_{\text{aktiv}} \cdot T_{\text{Füll}} = V_{\text{Grund}} \quad (A7.18)$$

mit A_{aktiv} : Fensterfläche, die aktiv am Luftwechsel beteiligt ist, in m^2 ,
 V_{Grund} : Raumvolumen unterhalb der Fensterunterkante in m^3 ,
 $T_{\text{Füll}}$: Auffüllzeit in s.

Die aktive Fensterfläche, durch die die Außenluft mit der mittleren Geschwindigkeit \bar{v}_a in den Raum strömt, ist gegeben durch $f \cdot H_0 \cdot B$ mit B als Fensterbreite. Diesen Term in Gleichung (A7.18) eingesetzt und nach $T_{\text{Füll}}$ aufgelöst, ergibt:

$$T_{\text{Füll}} = \frac{d \cdot L}{\bar{v}_a \cdot f \cdot H_0} \quad (A7.19)$$

mit d : Höhe der Fensterunterkante über dem Boden in m,
 L : Länge des Raumes in m.

Die Massen- und Volumenströme werden hier nur für den zweiten Zeitbereich hergeleitet, da die Größen für den ersten Zeitbereich schon in Kapitel 7.3 aufgestellt werden.

Die aktive oder auch effektive Höhe des Fensters ändert sich vom Anfangswert $H(t' = 0) = H_0$ bis zum Endwert $H(t' \rightarrow \infty) = 0$. Aus der zeitlichen Ableitung der effektiven Höhe multipliziert mit der Bodenfläche A_{Grund} resultiert der Zuflußvolumenstrom. Diesen erhält man andererseits auch aus der Multiplikation der aktiven Fensterfläche mit der mittleren Geschwindigkeit \bar{v}_a :

$$-\frac{dH(t')}{dt} \cdot A_{\text{Grund}} = B \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H(t') \quad (A7.20)$$

mit $H(t')$: Fensterhöhe zur Zeit t' in m,
 A_{Grund} : Bodenfläche in m^2 ,
 B : Fensterbreite in m.

Das negative Vorzeichen wird gesetzt, um die zeitliche Abnahme der effektiven Höhe korrekt wiederzugeben.

$$-\frac{dH(t')}{dt} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{L} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i) \cdot g}{\rho_a}} \cdot (f \cdot H(t'))^{\frac{3}{2}} \quad (A7.21)$$

$$\Leftrightarrow \quad \frac{-dH(t')}{dt} = -k \cdot H(t')^{\frac{3}{2}} \quad (A7.22)$$

$$\text{mit } k = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_a - \rho_i) \cdot 2 \cdot g \cdot f^3}{\rho_a L^2}}$$

Nach Trennung der Variablen und Auffinden der entsprechenden Stammfunktionen ergibt sich:

$$\frac{1}{\sqrt{H_0}} - \frac{1}{\sqrt{H(t')}} = -\frac{kt'}{2} \quad (A7.23)$$

$$\Rightarrow \quad H(t') = \frac{H_0}{\left(1 + \sqrt{\frac{H_0}{4}} \cdot k \cdot t'\right)^2} \quad (A7.24)$$

Wie leicht nachzurechnen ist, erfüllt $H(t')$ die vorgegebenen Randbedingungen für $t' = 0$ und $t' \rightarrow \infty$. Der Austauschmassenstrom und auch der Austauschvolumenstrom werden für diesen Zeitbereich mit Hilfe der variablen Fensterhöhe $H(t')$ berechnet:

$$\frac{\dot{M}_{Austausch}}{B} = \rho_a \cdot \bar{v}_a \cdot f \cdot H(t') \quad (A7.25)$$

$$\frac{\dot{V}_{Austausch}}{B} = \frac{1}{\rho_a} \cdot \frac{\dot{M}_{Austausch}}{B} \quad (A7.26)$$

mit $\dot{M}_{Austausch}$: Austauschmassenstrom in kg/s,
 $\dot{V}_{Austausch}$: Austauschvolumenstrom in m³/s.

Diese Größen werden im weiteren Verlauf von Kapitel 7 verwendet, um sinnvolle Fensteröffnungszeiten und Wärmeverluste durch die Fensterlüftung zu ermitteln.

Anhang A8

Berechnung der Funktion $c(t)$ aus den Meßwerten mittels linearer Regression für die Konzentrations-Abklingmethode:

Die Wahrscheinlichkeit P_i , daß das durch $Y = Y(\vec{X}, \vec{a})$ beschriebene Modell bei x_i den Wert y_i mit der Abweichung Δy liefert, ist durch folgende Beziehung (Abbildung A8.1) gegeben [23]:

$$P_i \propto \exp \left[- \left(\frac{y_i - Y(\vec{X}, \vec{a})}{2 \cdot \sigma_i} \right)^2 \right] \cdot \Delta y \quad (A8.1)$$

mit	P_i :	Wahrscheinlichkeit,
	$y_i = A + B \cdot x_i$:	logarithmierte Meßwertgleichung mit $y_i = \ln c_i(t_i)$,
	$Y(\vec{X}, \vec{a})$:	„Wahre“ Werte des mathematischen Modells,
	$\vec{a} = \begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}$:	Parametersatz des mathematischen Modells,
	$\vec{X} = \begin{pmatrix} 1 \\ x_i \end{pmatrix}$:	Variablensatz des mathematischen Modells,
	σ_i :	Streubreiteparameter der Größe y_i .

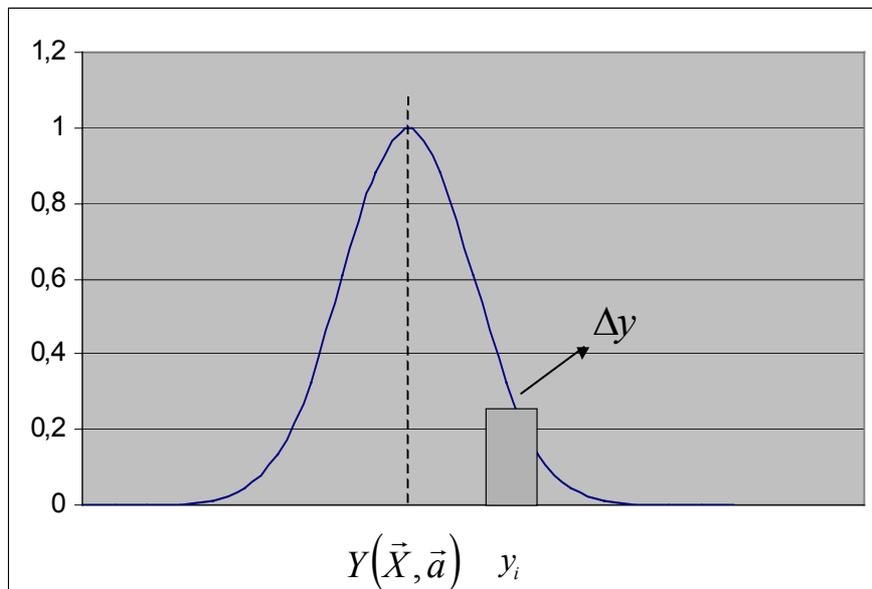


ABBILDUNG A8.1: GAUßSCHE NORMALVERTEILUNG UM DEN MITTELWERT $\mu = Y(\vec{X}, \vec{a})$.

Dementsprechend berechnet sich die Wahrscheinlichkeit P , daß das Modell den gesamten Wertesatz y_i mit einer Abweichung von jeweils $\pm \frac{1}{2} \cdot \Delta y$ erzeugt, zu

$$P = \prod_{i=1}^N P_i \propto \prod_{i=1}^N \exp \left[- \left(\frac{y_i - Y(\vec{X}, \vec{a})}{2 \cdot \sigma_i} \right)^2 \right] \cdot \Delta y \quad (A8.2)$$

Für die bestmöglichen Werte des Parametersatzes muß diese Wahrscheinlichkeit maximal werden. Dies entspricht einem Minimum von $-\ln P$:

$$-4 \cdot \ln P = \underbrace{\sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - Y(\vec{X}, \vec{a})}{\sigma_i} \right)^2}_{\chi^2} - N \cdot \ln \Delta y \quad (A8.3)$$

mit N : Anzahl der Meßwerte.

$$\Leftrightarrow \chi^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - Y(\vec{X}, \vec{a})}{\sigma_i} \right)^2 \rightarrow \min \quad (A8.4)$$

Der letzte Schritt kann vollzogen werden, da der Parametersatz unabhängig von N und $\ln(\Delta y)$ ist. Einsetzen der Gleichung (8.8) in Gleichung (A8.4) liefert:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - \sum_{m=1}^2 a_m \cdot X_m(x_i)}{\sigma_i} \right)^2 \quad (A8.5)$$

Das Minimum erhält man durch Ableiten der Funktion nach den Parametern und Gleichsetzen mit Null. Zunächst werden aber die Größen im Zähler von χ^2 auf σ_i normiert:

$$b_i := \frac{y_i}{\sigma_i} \quad A_{im} := \frac{X_m(x_i)}{\sigma_i} \quad (A8.6)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial}{\partial a_m} \chi^2 = 0 \quad (A8.7)$$

$$\Leftrightarrow \sum_{i=1}^N \left[b_i - \sum_{j=1}^2 a_j \cdot A_{ij} \right] \cdot A_{im} = 0, \quad m = 1, 2 \quad (A8.8)$$

$$\Leftrightarrow \sum_{i=1}^N b_i \cdot A_{im} = \sum_{j=1}^2 a_j \cdot \sum_{i=1}^N A_{ij} \cdot A_{im} \quad (A8.9)$$

Oder in Matrixschreibweise:

$$\vec{b} \cdot \mathbf{A} = \vec{a} \cdot (\mathbf{A} \cdot \mathbf{A}^T) \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{A}^T \cdot \vec{b} = (\mathbf{A}^T \cdot \mathbf{A}) \cdot \vec{a} \quad (A8.10)$$

Durch weitere Zusammenfassung erhält man schließlich einen kompakten Ausdruck für den gesuchten Parametersatz:

$$\vec{a} = \boldsymbol{\alpha}^{-1} \cdot \vec{\beta} = \mathbf{C} \cdot \vec{\beta} \quad (A8.11)$$

$$\begin{aligned} \text{mit} \quad \boldsymbol{\alpha} &= \mathbf{A}^T \cdot \mathbf{A} \\ \vec{\beta} &= \mathbf{A}^T \cdot \vec{b} \\ \mathbf{C} &= \boldsymbol{\alpha}^{-1} \end{aligned}$$

\mathbf{C} ist die sogenannte Kovarianzmatrix. Für den vorliegenden Fall ergibt sich folgender Ausdruck für \mathbf{C} :

$$\mathbf{C} = \frac{1}{\Delta} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \cdot \begin{pmatrix} x_i^2 & -x_i \\ -x_i & 1 \end{pmatrix} \quad (A8.12)$$

$$\text{mit} \quad \Delta = \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \right) \cdot \left(\sum_{i=1}^N \frac{x_i^2}{\sigma_i^2} \right) - \left(\sum_{i=1}^N \frac{x_i}{\sigma_i^2} \right)^2 \quad (A8.13)$$

Die Fehler der Parameter \vec{a} werden mit Hilfe des Fehlerfortpflanzungsgesetzes bestimmt.

$$\sigma^2(a_m) = \sum_{i=1}^N \sigma_i^2 \cdot \left(\frac{\partial a_m}{\partial y_i} \right)^2 \quad (A8.14)$$

mit $\sigma(a_m)$: Fehler der Parameter \vec{a} .

Die Parameter a_m sind in Gleichung (8.7) angegeben. Da die Kovarianzmatrix unabhängig von den Meßwerten y_i ist, wirken die partiellen Ableitungen nur auf die Vektorkomponenten.

$$\beta_j = \sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \cdot X_j(x_i) \cdot y_i. \quad (A8.15)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial \beta_j}{\partial y_i} = \frac{X_j(x_i)}{\sigma_i^2} \quad (A8.16)$$

Die Ableitung von a_m nach y_i ist damit

$$\frac{\partial a_m}{\partial y_i} = \sum_{j=1}^2 C_{mj} \cdot \frac{1}{\sigma_i^2} \cdot X_j(x_i) \quad (A8.17)$$

und dementsprechend

$$\left(\frac{\partial a_m}{\partial y_i} \right)^2 = \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 C_{mj} \cdot C_{mk} \cdot \frac{1}{\sigma_i^4} \cdot X_j(x_i) \cdot X_k(x_i). \quad (A8.18)$$

Einsetzen in Gleichung (A8.14) ergibt:

$$\sigma^2(a_m) = \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 C_{mj} \cdot C_{mk} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{\sigma_i^2} \cdot X_j(x_i) \cdot X_k(x_i) \quad (A8.19)$$

$$= \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 C_{mj} \cdot C_{mk} \cdot \sum_{i=1}^N A_{ij} \cdot A_{ik} = \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 C_{mj} \cdot C_{mk} \cdot \alpha_{kj} \quad (A8.20)$$

Mit der Beziehung

$$\sum_{k=1}^2 C_{mk} \cdot \alpha_{kj} = \delta_{mj} \quad (A8.21)$$

mit δ_{mj} : Kroneckersymbol,

folgt für die Varianzen der Schätzparameter:

$$\sigma^2(a_m) = C_{mm} \quad (A8.22)$$

Die Fehler der Schätzparameter sind demnach durch die Hauptdiagonalelemente der Kovarianzmatrix gegeben.

Anhang A9

Meßdiagramme:

In diesem Kapitel werden alle Meßdiagramme aufgeführt, die zur Berechnung der in der Diplomarbeit enthaltenen Ergebnisse verwendet wurden.

A9.1 Überprüfung der Turbulenzabhängigkeit eines Sensors der Reihe 006

Die Messung zur Turbulenzabhängigkeit ist in Kapitel 9 in Zusammenhang mit den Sensoren der Reihe 912 schon ausführlich beschrieben worden. Daher wird an dieser Stelle nur das Diagramm mit den Meßergebnissen gezeigt. Die größte Abweichung zur Winkelhalbierenden beträgt bei einem LDA-Wert von 0,15 m nur 0,01 m.

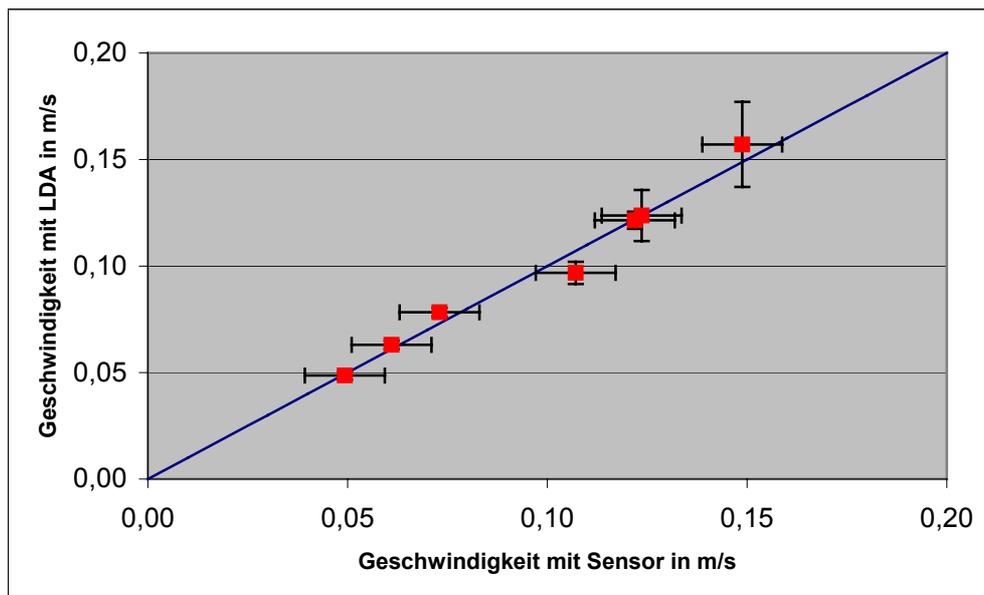


ABBILDUNG A9.1: ÜBERPRÜFUNG DER TURBULENZABHÄNGIGKEIT EINES SENSORS DER REIHE 006.

A9.2 Überprüfung der Serienstreuung an einem Sensor der Reihe 006

Wie in Abschnitt A9.1 wird hier aufgrund der Beschreibung in Kapitel 9 auf eine Erläuterung der Versuchsdurchführung verzichtet und auf Abbildung A9.2 verwiesen. Die Meßwerte liegen nahezu exakt auf der Winkelhalbierenden. Aus diesem Grund wurde keine Überprüfung der restlichen Sensoren dieser Baureihe vorgenommen.

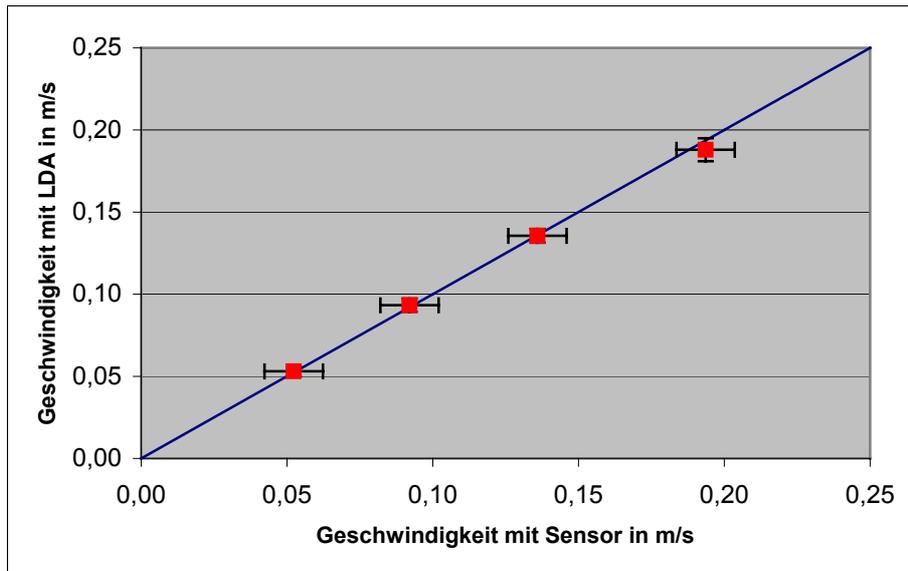


ABBILDUNG A9.2: ÜBERPRÜFUNG DER SERIENSTREUUNG AN EINEM ZUSÄTZLICHEN SENSOR DER REIHE 006. WIE FÜR DIE SENSOREN DER REIHE 912 TRETEN NUR SEHR GERINGE ABWEICHUNGEN ZUR WINKELHALBIERENDEN AUF.

A9.3 Vergleichsmessungen zwischen dem LDA und den Strömungssensoren D1301, D1310 und D1311

In Kapitel 9 wurde die Vermessung des Sensors D1308 beschrieben. Analog dazu wurden die drei restlichen Strömungssensoren dieses Typs überprüft. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen A9.3 bis A9.5 dargestellt.

A9.3.1 Überprüfung des Strömungssensors D1301

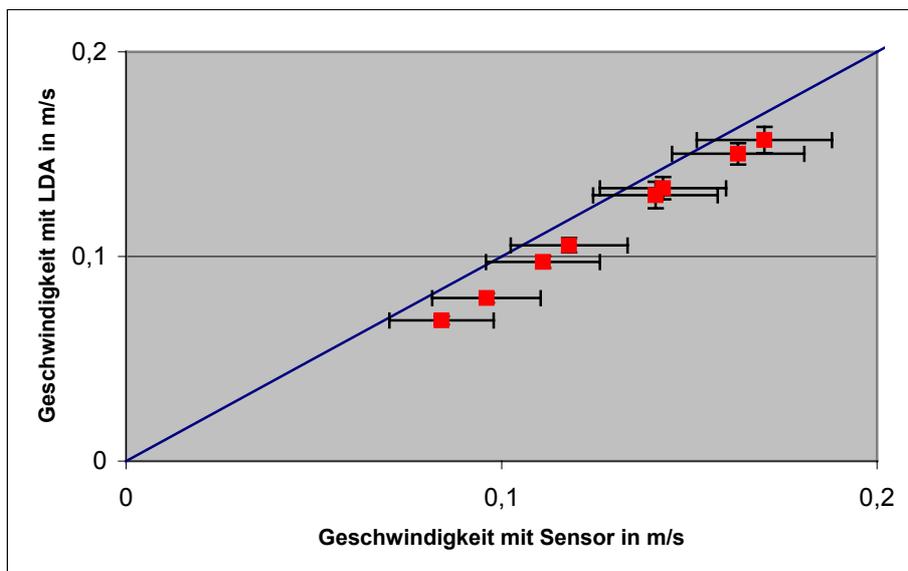


ABBILDUNG A9.3: VERGLEICHSMESSUNGEN MIT DEM LDA UND DEM STRÖMUNGSSENSOR D1301. INNERHALB DER FEHLERGRENZEN STIMMEN DIE WERTE ÜBEREIN.

Bei dieser Messung liegen sämtliche Meßwerte unterhalb der Winkelhalbierenden. Die Winkelhalbierende liegt aber noch innerhalb der Fehlergrenzen.

A9.3.2 Überprüfung des Strömungssensors D1310

Bei diesem Sensor liegen alle Werte oberhalb der Winkelhalbierenden. Bis auf drei Werte sind die Abweichungen aber so niedrig, daß die Winkelhalbierende immer noch innerhalb der Fehlergrenzen liegt.

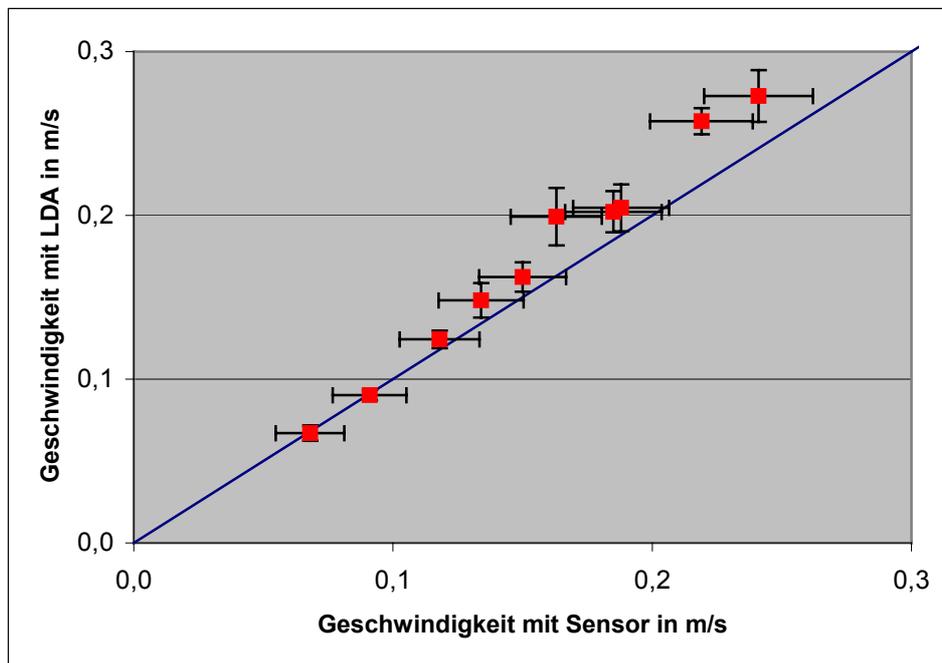


ABBILDUNG A9.4: ÜBERPRÜFUNG DES SENSORS D1310. DIESER SENSOR WEIST IM OBEREN GESCHWINDIGKEITSBEREICH GRÖßERE ABWEICHUNGEN ZUR WINKELHALBIERENDEN AUF.

A9.3.3 Überprüfung des Strömungssensors D1311

Wie bei Sensor D1301 befinden sich alle Meßwerte unterhalb der Winkelhalbierenden, wobei die beiden niedrigsten Meßwerten so hohe Abweichungen besitzen, daß die Winkelhalbierende außerhalb der Fehlergrenzen liegt.

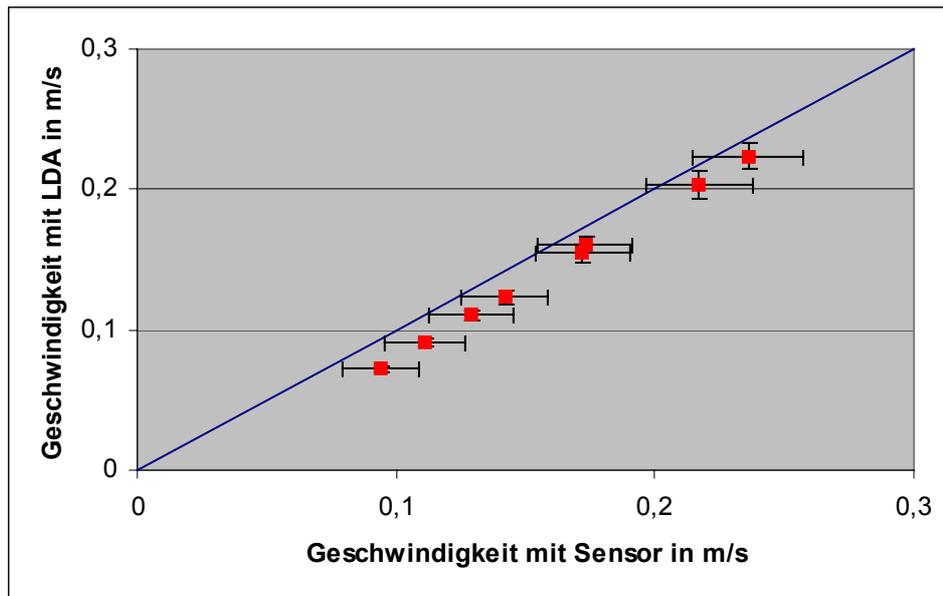


ABBILDUNG A9.5: DIE MESSWERTE DES SENSORS D1311 BESITZEN IM UNTEREN GESCHWINDIGKEITSBEREICH HÖHERE ABWEICHUNGEN, SO DASS DIE WINKELHALBIERENDE NICHT MEHR INNERHALB DER FEHLERGRENZEN LIEGT.

Mit der Überprüfung der Strömungssensoren des Typs D wurde die Kalibrierung und Vermessung von Strömungssensoren mit Hilfe des LDA abgeschlossen. Im weiteren Verlauf sind die Diagramme zur Bestimmung der Kennzahlen von dezentralen Raumlüftungsgeräten abgebildet.

A9.4 Meßdiagramme zur Bestimmung der internen Leckagen, der Kurzschlußvolumenströme und der Rückwärmezahlen der vermessenen dezentralen Lüftungsgeräte

In diesem Abschnitt werden sämtliche Diagramme zur Messung der Leckage- und Kurzschlußvolumenströme und der Rückwärmezahlen der Geräte A und B für die vermessenen Luftmengenstufen dargestellt.

Die Erfassung der Konzentrations- bzw. Temperaturwerte erfolgt nicht kontinuierlich, sondern in vorgegebenen Zeitintervallen. Daher werden die Konzentrations- bzw. Temperaturverläufe zur Auswertung durch Geraden angenähert, woraus anschließend Mittelwerte berechnet werden. In dem für die Auswertung wichtigen Zeitintervall sollten die gemessenen Werte nahezu parallel zur x-Achse verlaufen. Schwankungen um einen Mittelwert lassen sich aber meistens nicht vermeiden.

Die Schwankungen in den Konzentrationsverläufen haben mehrere Ursachen. Die Ventilatoren der Lüftungsgeräte arbeiten nicht ohne Unregelmäßigkeiten, was zu einer Änderung sowohl der Frischluft- und Fortluftvolumenströme als auch der Leckage- und Kurzschlußvolumenströme führt. Zudem können sich die Strömungsprofile in der Umgebungsluft geringfügig ändern. Da sich die Konzentration im umgebenden Raum möglichst nicht anreichern soll, werden bei einer Messung die Fenster geöffnet, wodurch eine Beeinflussung der Raumluftströmung durch äußere Einflüsse nicht ausgeschlossen werden kann.

Die Injektionsvolumenströme werden für beide Geräte in der Luftmengenstufe I auf 1,5 l/h, in den restlichen Luftmengenstufen auf 2 l/h gesetzt.

Die Schwankungen in den Temperaturverläufen entstehen durch die interne Regelung des Kühlgeräts in der Klimakammer. Diese schaltet bei Erreichen des gewünschten Temperaturwertes die Kühlung aus und aktiviert sie erst wieder nach Überschreiten eines im Kühlgerät festgelegten Differenzwertes.

Zu den Messungen zur Bestimmung des Kurzschlußvolumenstroms EXT7 mußten drei Meßstellen – C_0 , C_1 und C_4 – ausgewertet werden, wobei allerdings immer acht Kanäle vermessen wurden. Die Messungen an den restlichen Meßstellen dienten Kontrollzwecken. Das Zeitintervall zwischen den Meßwerterfassungen betrug 40 s, der Abstand zwischen zwei Konzentrationsmessungen an derselben Entnahmestelle folglich 480 s. Abweichungen traten nur bei der Messung der internen Leckagen und der Kurzschlüsse für Gerät B in den Luftmengenstufen I und II auf. Das Tracergas wurde im Frischluftkanal injiziert. Die Konzentration C_1 wurde allerdings vor der Injektionsstelle gemessen, da sie dem Konzentrationswert entspricht, der sich aus den Konzentrationen der Umgebung und einem durch den Kurzschluß bestimmten Konzentrationsanteil der Fortluft zusammensetzt. Wichtig ist, daß bei der Bestimmung des externen Kurzschlusses EXT7 die Klimakammer zuvor mit einer Anfangskonzentration angefüllt wird, die im späteren Verlauf der Messung ungefähr der Fortluftkonzentration entspricht. Ansonsten würde die Klimakammer durch den Injektionsvolumenstrom nur langsam mit Tracergas angereichert, bis sich die Konzentrationen stabilisieren und konstant bleiben. Dadurch würde wertvolle Meßzeit verloren gehen.

Die Messungen der internen Leckagevolumenströme und des Kurzschlußvolumenstroms EXT8 können, wie in Kapitel 9 erwähnt, gemeinsam durchgeführt werden, da sich der Meßaufbau in beiden Fällen gleicht. Zur Auswertung mußten an sieben Meßstellen die Konzentrationen gemessen werden (C_1 , $C_{2.1}$, $C_{2.2}$, $C_{3.1}$, $C_{3.2}$, C_4 , C_5). Allerdings wurden auch hier immer acht Kanäle vermessen, wobei der verbleibende achte Kanal zur Überprüfung der Konzentration in der Umgebungsluft eingesetzt wurde. Die Konzentration C_1 wurde im Gegensatz zur Messung des Kurzschlusses EXT7 nach der Tracergasinjektion gemessen. Der Injektionsvolumenstrom mußte dabei entsprechend dem Frischluftvolumenstrom so eingestellt werden, daß die Konzentration C_1 den Wert von 100 ppm nicht übersteigt, da dies der Detektionsgrenze des Tracergasanalysators entspricht.

Zur Messung der nominellen Rückwärmezahl ε wurden die Temperaturverläufe in der Frisch-, Zu-, Ab- und Fortluft sowie in der Klimakammer mit Pt 100 aufgenommen. Die Kühltemperatur wurde am Kühlgerät auf 8 °C eingestellt, wobei allerdings immer ein Mittelwert von nur 12 °C erreicht wurde. Diese Temperatur erwies sich aber als guter Kompromiß, denn je tiefer die gewünschte Temperatur ist, desto größer werden die Schwankungen um den Mittelwert. Die globale Rückwärmezahl η wurde unter Berücksichtigung der Leckage- und Kurzschlußvolumenströme aus der nominellen Rückwärmezahl ε berechnet.

A9.4.1 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurzschlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe I

In Abbildung A9.6 ist erkennbar, daß die Anfangskonzentration in der Klimakammer zu hoch eingestellt war. Dadurch erreicht die Konzentration an der Meßstelle C₄ erst nach etwa 4500 s ihren endgültigen Wert. Ab dieser Meßzeit wurden die Verläufe durch Geraden angenähert. Die Konzentrationen an den restlichen Meßstellen sind über die gesamte Meßdauer nahezu konstant. Die Meßdauer betrug bei dieser Messung 8040 s. Der Injektionsvolumenstrom wurde auf 1,5 l/h gesetzt.

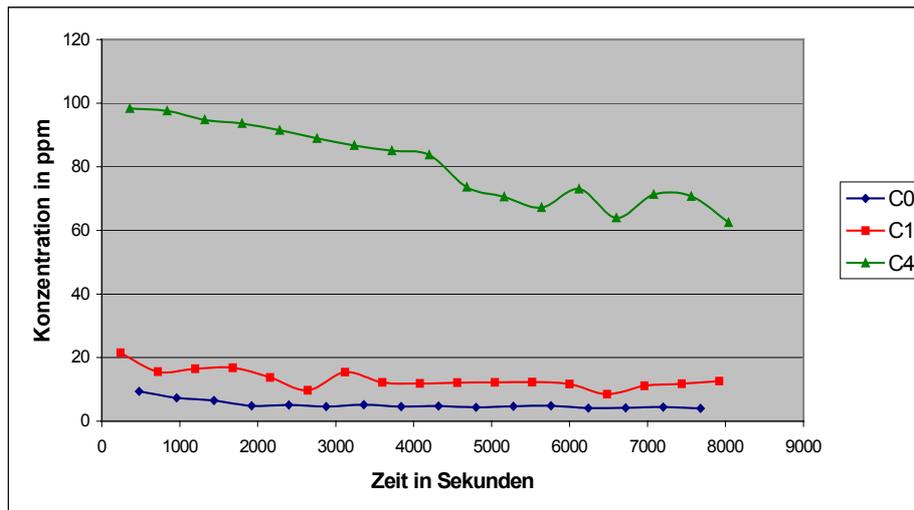


ABBILDUNG A9.6: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES EXTERNEN KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 FÜR GERÄT A IN STUFE I.

Bei der Messung der internen Leckagen und des Kurzschlußvolumenstroms EXT8 (Abb. A9.7) fällt der Injektionsvolumenstrom von anfangs 90 ppm nach 4500 s auf etwa 75 ppm ab. Dieser Wert bleibt dann bis zum Meßzeitende (8040 s) konstant. Die Geradenfits werden im Zeitraum von 5000 s bis 8040 s vorgenommen. Da die Zuluftvolumenströme der beiden Öffnungen verschieden sind (siehe Tabelle 9.3), stellen sich auch Unterschiede von bis zu 10 ppm in den Zuluftkonzentrationen ein.

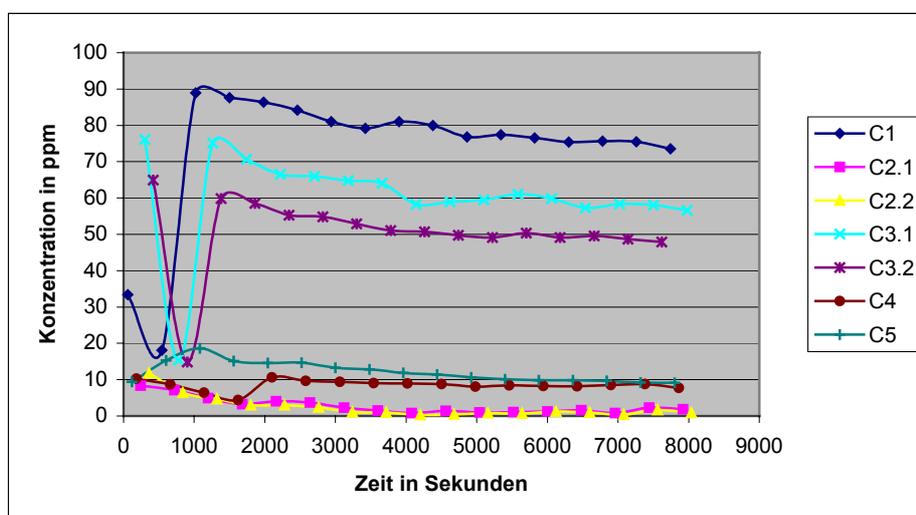


ABBILDUNG A9.7: MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 FÜR GERÄT A IN STUFE I.

A9.4.2 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe I

In Darstellung A9.8 haben sich die Temperaturen schon auf ihre Endwerte eingestellt. Aufgrund der jeweils zwei Zu- und Abluftöffnungen des Geräts müssen an sieben Meßstellen Temperaturwerte aufgezeichnet werden. Die Gesamtmeßzeit beträgt 6500 s. Die Messung hätte auch schon früher abgebrochen werden können, da sich die Werte über die gesamte Meßdauer nicht mehr ändern.

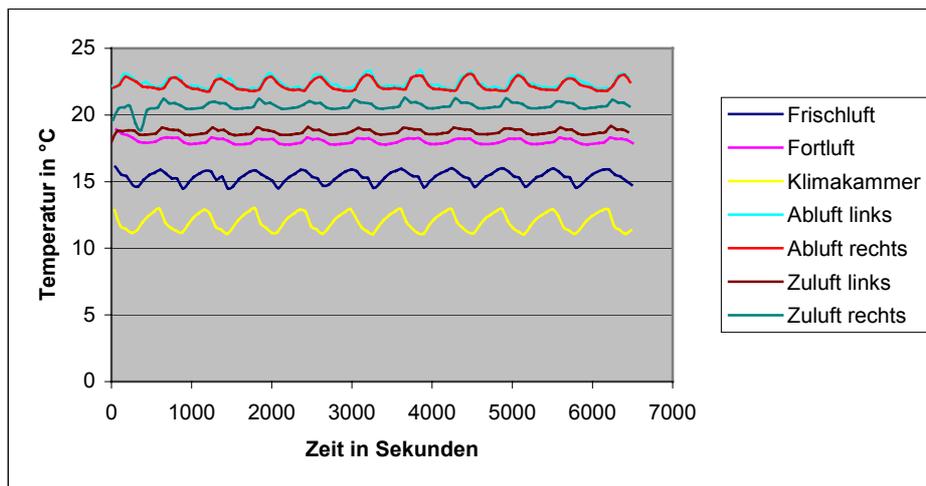


ABBILDUNG A9.8: MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ε FÜR GERÄT A IN DER LUFTMENGENSTUFE I.

A9.4.3 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurzschlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe V

Die Meßdauer beträgt bei dieser Messung 8040 s (Abb. A9.9). Die Fortluftkonzentration stellt sich nach etwa 2000 s auf einen Wert von 90 ppm ein. Die einzelnen Funktionen wurden im Zeitintervall von 2600 s bis 8000 s durch Geraden angenähert.

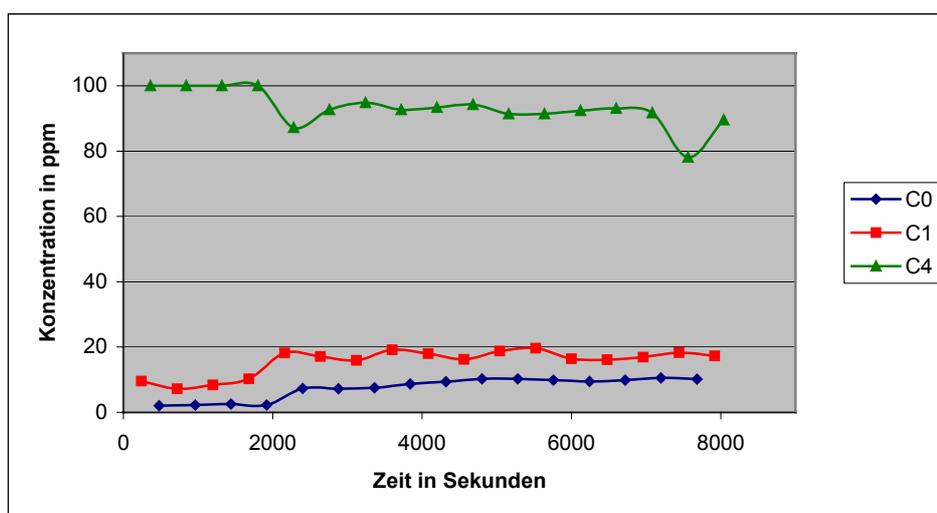


ABBILDUNG A9.9: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 AN GERÄT A IN DER LUFTMENGENSTUFE V.

Das in Abbildung A9.10 dargestellte Diagramm gibt die Meßergebnisse zur Bestimmung der Leckagevolumenströme INT1 und INT2 und des Kurzschlußvolumenstroms EXT8 in Luftmengenstufe V wieder. Diese Messung lieferte Konzentrationsverläufe, die sehr geringe Abweichungen gegenüber dem jeweiligen Mittelwert haben. In diesem Fall kann auf den Geradenfit verzichtet werden. Die Mittelwertbildung erstreckt sich über das Zeitintervall von 500 s bis 7200 s.

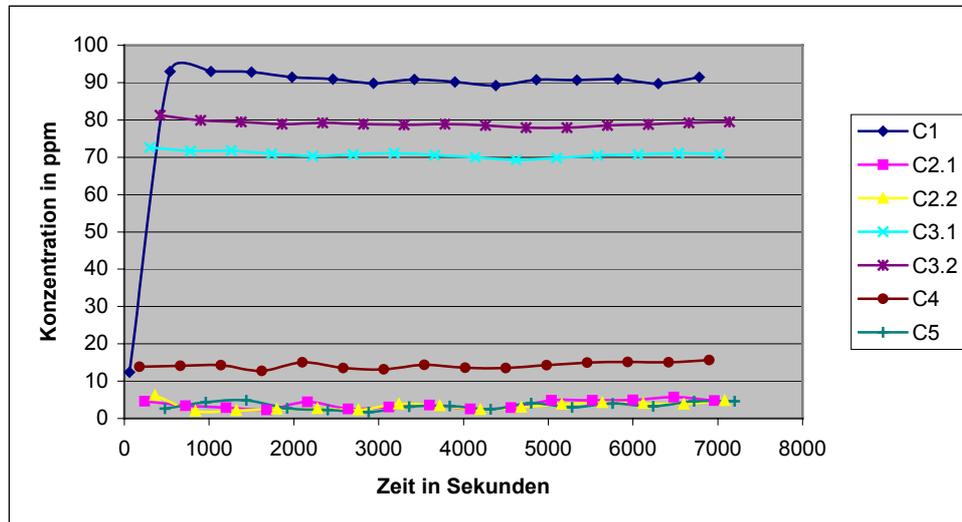


ABBILDUNG A9.10: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 FÜR GERÄT A IN STUFE V. AUF EINEN GERADENFIT WURDE HIER VERZICHTET.

A9.4.4 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe V

In Abbildung 9.11 sind die Temperaturverläufe zur Messung der Effizienz der Wärmerückgewinnung für Gerät A in der Luftmengenstufe V von Anfang an dargestellt. Zunächst herrschen konstante Temperaturen innerhalb und außerhalb der Klimakammer ($t = 0$). Das zu untersuchende Lüftungsgerät ist zu dieser Zeit noch außer Betrieb. Anhand der Klimakammertemperatur kann man den Zeitpunkt erkennen, wann die Kühlung einsetzt ($t = 2000$ s). Während außerhalb der Klimakammer die Temperaturen konstant bleiben, wird die Luft innerhalb der Klimakammer auf den gewünschten Wert heruntergekühlt. Ist dieser Wert erreicht, setzt die schon oben beschriebene Schwankung ein ($t = 6000$ s). Ab einer Meßzeit von etwa 7000 s wird das Lüftungsgerät eingeschaltet, was an dem stark ansteigenden Wert der Fortlufttemperatur und dem Abfallen der Zulufttemperatur zu erkennen ist. Die Temperaturwerte regeln sich dann auf Ihre Endwerte ein. Ab einer Meßzeit von etwa 8000 s werden die Meßwerte wie schon bei der Messung der Leckage- und Kurzschlußvolumenströme durch eine Gerade angenähert.

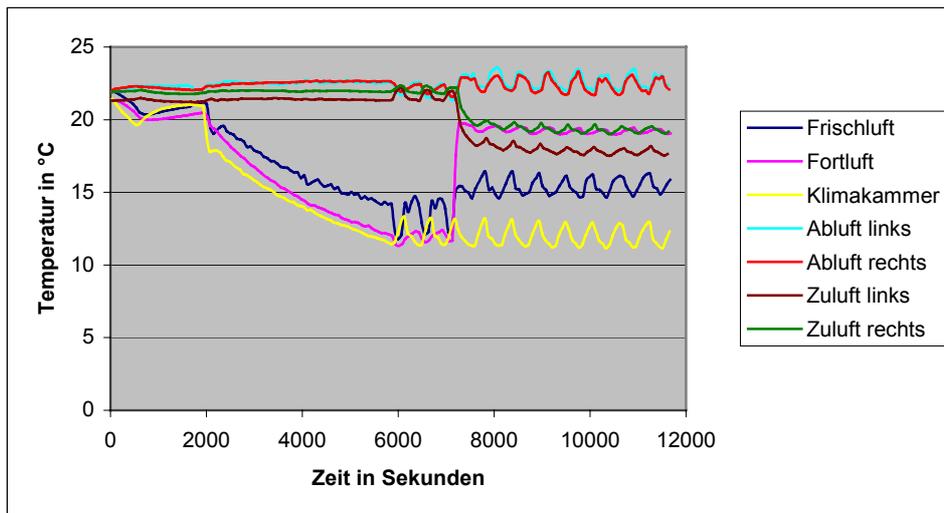


ABBILDUNG A9.11: MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ FÜR GERÄT A IN DER LUFTMENGENSTUFE V.

A9.4.5 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurzschlußvolumenströme zu Gerät A in der Luftmengenstufe X

Die Fortluftkonzentration C_4 bleibt nach 2000 s relativ konstant bei 80 ppm. Die Geradenfits wurden ab dieser Zeit bis zum Meßzeitende (7700 s) vorgenommen.

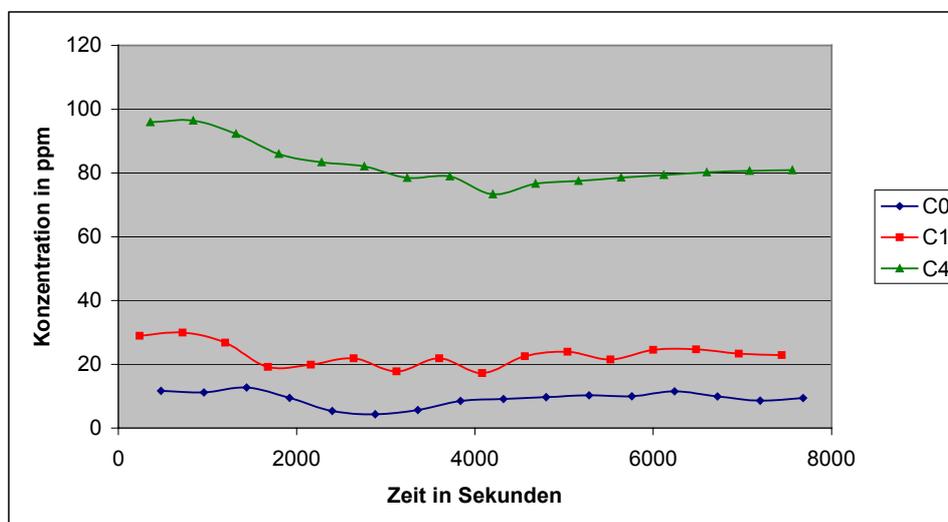


ABBILDUNG A9.12: MESSUNG DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 FÜR GERÄT A IN DER LUFTMENGENSTUFE X.

Bei der Messung der internen Leckagen und des Kurzschlusses EXT8 (Abb. A9.13) sind die Konzentrationen aufgrund des hohen Frischluftvolumenstroms niedriger als in den vorhergehenden Messungen. Dies hat aber noch keine Auswirkungen auf die Auswertung.

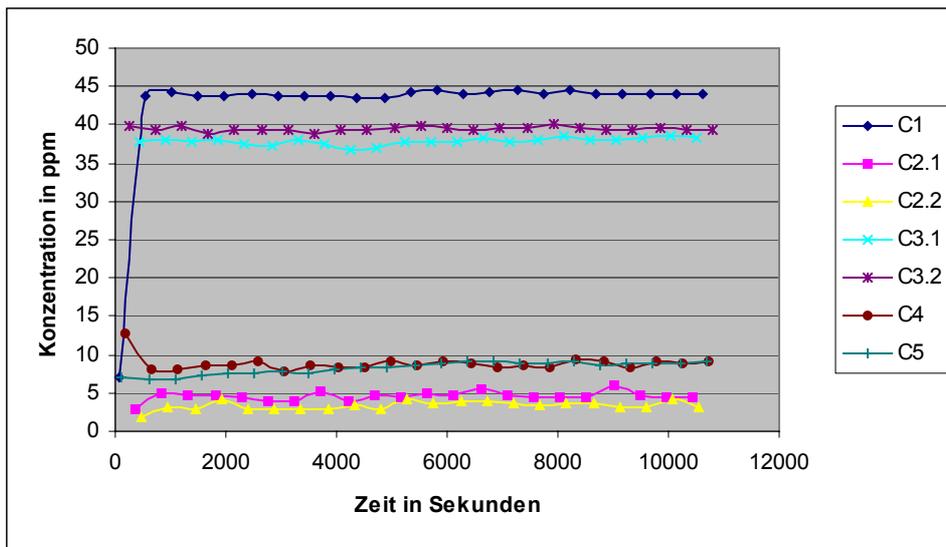


ABBILDUNG A9.13: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUBVOLUMENSTROMS EXT8 FÜR GERÄT A IN STUFE X.

A9.4.6 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät A in der Luftmengenstufe X

Wie in Abbildung A9.11 sind hier die Temperaturverläufe komplett aufgenommen worden. Die Meßzeit hätte kürzer ausfallen können, da die Endwerte schon nach etwa 5000 s erreicht wurden.

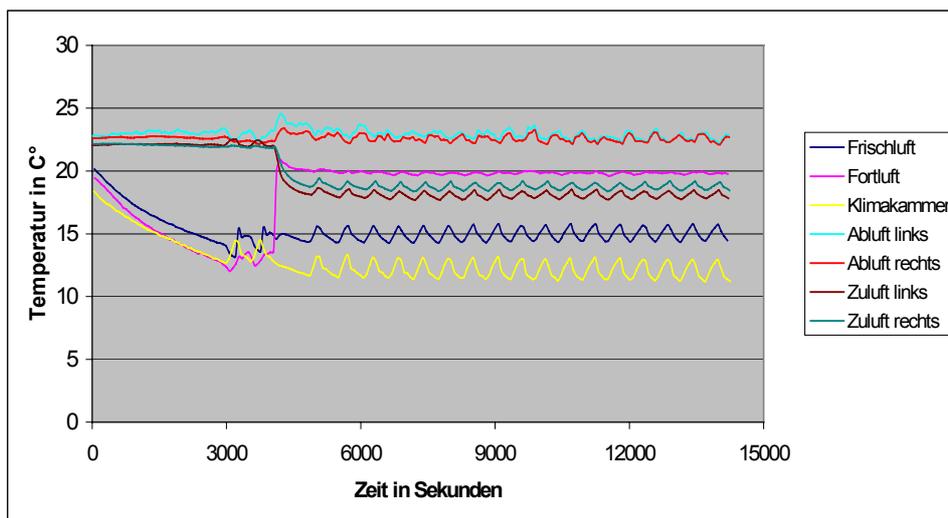


ABBILDUNG A9.14: MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ε FÜR GERÄT A IN DER LUFTMENGENSTUFE X.

A9.4.7 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurzschlußvolumenströme zu Gerät B in der Luftmengenstufe I

Bei dieser Messung (Abb. A9.15) liegt der Konzentrationswert C_4 mit etwa 15 ppm sehr niedrig. In der Frischluft und Umgebungsluft werden nahezu keine Gaskonzentrationen gemessen.

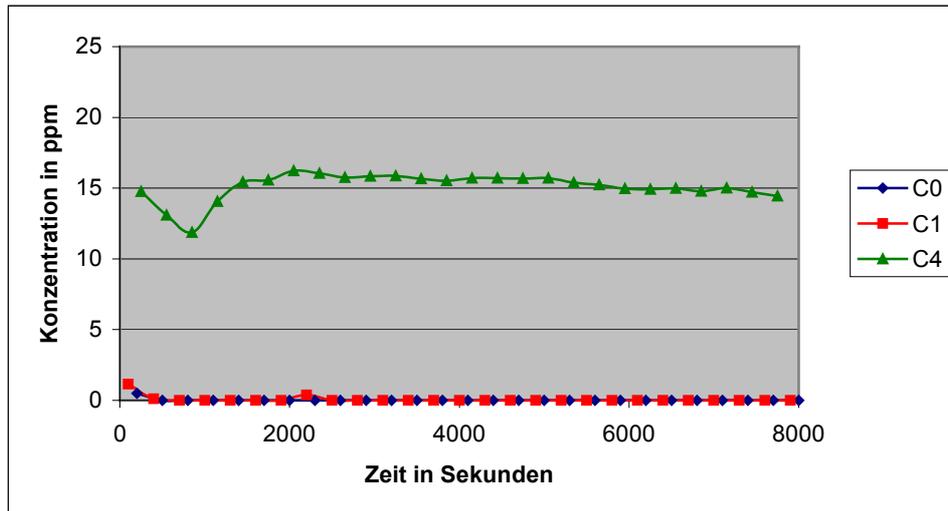


ABBILDUNG A9.15: MESSUNG DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT7 FÜR GERÄT B IN DER LUFTMENGENSTUFE I.

Bei der Messung zur Bestimmung der internen Leckagen und des Kurzschlusses EXT8 für Gerät B in der Luftmengenstufe I treten in der Frischluft etwas größere Schwankungen der Tracergaskonzentration auf, während die Konzentrationen an den restlichen Entnahmestellen über die gesamte Meßzeit konstante Werte annehmen (Abb. A9.16). Solche Schwankungen traten vorwiegend bei den Messungen zu Gerät B auf (s. a. Abb. A9.19).

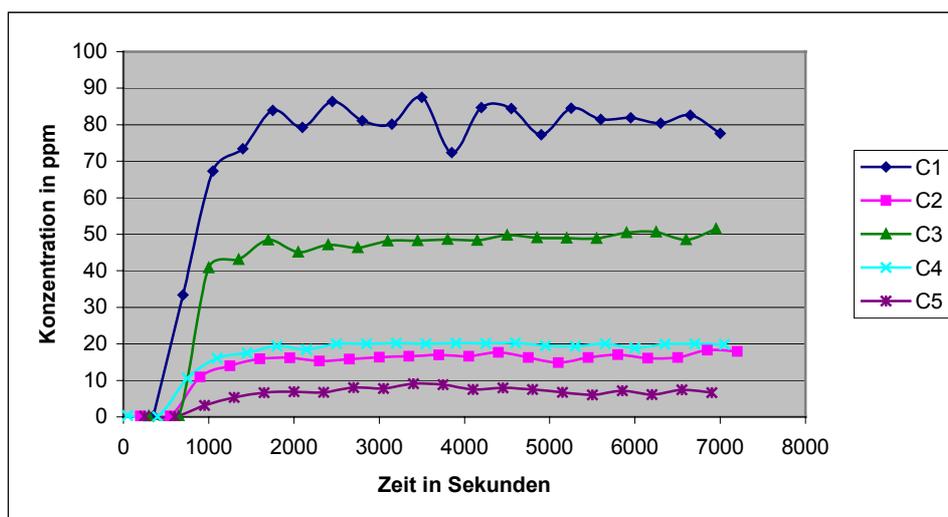


ABBILDUNG A9.16: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGEN INT1 UND INT2 UND DES KURZSCHLUßVOLUMENSTROMS EXT8 FÜR GERÄT B IN STUFE I.

A9.4.8 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ϵ zu Gerät B in der Luftmengenstufe I

Auch hier sind wieder die kompletten Temperaturverläufe aufgetragen worden. Die Geradenfits wurden für das Intervall von 13000 s bis 15000 s (Meßende) vorgenommen.

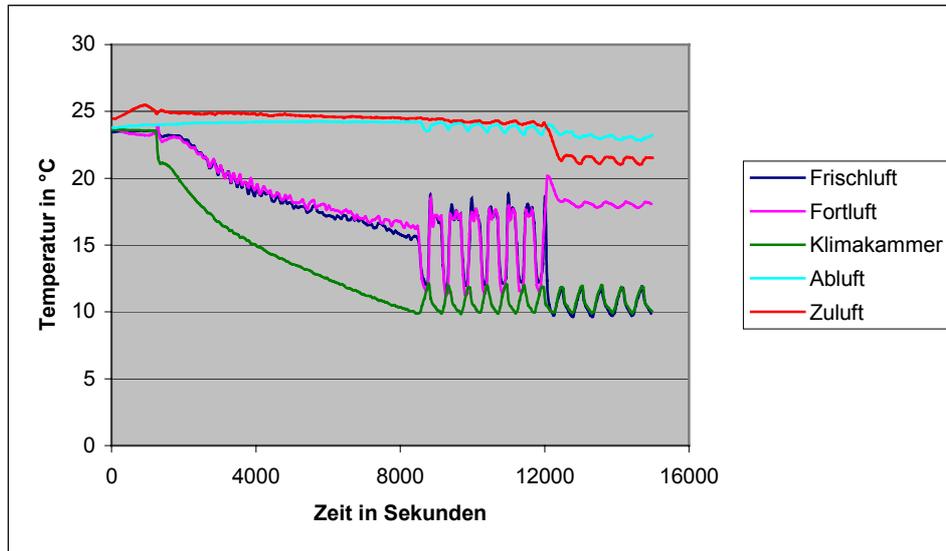


ABBILDUNG A9.17: MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAHL ϵ FÜR GERÄT B IN DER LUFTMENGENSTUFE I.

A9.4.9 Konzentrationsverläufe zur Bestimmung der internen Leckagen und der Kurzschlußvolumenströme zu Gerät B in der Luftmengenstufe II

Abbildung A9.18 zeigt den Konzentrationsverlauf zur Messung des Volumenstroms EXT7. Die Konzentration C_0 liegt bei etwa 1 ppm und die Konzentration C_1 zwischen 1,5 und 2 ppm. Beide Konzentrationen sind über die gesamte Meßzeit konstant. Die Konzentration C_4 steigt zu Beginn der Messung noch an, bleibt aber dann bei 22 ppm konstant. In der Klimakammer wurde eine Anfangskonzentration von 15 ppm eingebracht. Das Meßintervall zwischen zwei aufeinanderfolgenden Meßpunkten beträgt bei dieser Messung ausnahmsweise 50 s und zwischen zwei Messungen desselben Kanals 200 s, da insgesamt nur fünf Kanäle vermessen wurden. Die Gesamtmeßzeit wurde auf 5650 s gesetzt.

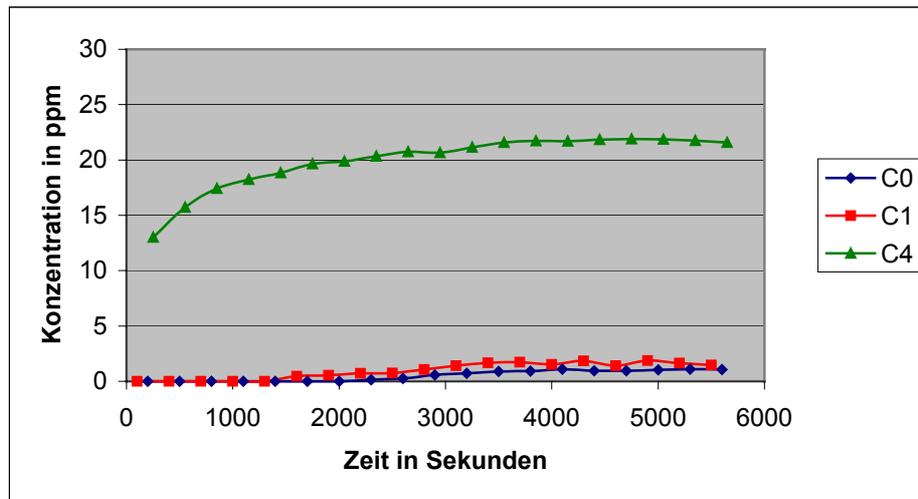


ABBILDUNG A9.18: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DES KURZSCHLUBVOLUMENSTROMS EXT7 FÜR GERÄT B IN STUFE II. DIE AUSWERTUNG ERFOLGTE FÜR DAS ZEITINTERVALL VON 2000 S BIS 5600 S.

Bei der Messung der internen Leckagen INT1 und INT2 und des Kurzschlußvolumenstroms EXT8 an Gerät B wurden wie bei der entsprechenden Messung zur Luftmengenstufe I relativ hohe Schwankungen in der Frischluftkonzentration C_1 von etwa 10 ppm festgestellt. Der Konzentrationsverlauf C_1 wurde zur Auswertung durch eine Gerade im Zeitintervall von 350 s bis 7700 s gefittet. Insgesamt wurden nur sieben Kanäle vermessen, das Zeitintervall zwischen zwei Messungen des gleichen Kanals beträgt somit 300 s. Das Intervall zwischen zwei aufeinanderfolgenden Messungen beträgt wie bei der vorigen Messung 50 s.

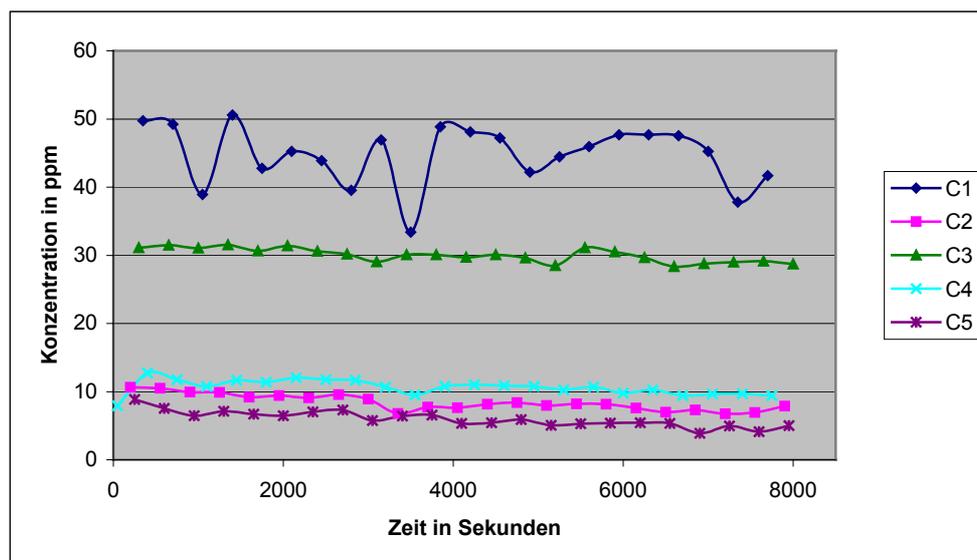


ABBILDUNG A9.19: KONZENTRATIONSVERLÄUFE ZUR MESSUNG DER INTERNEN LECKAGE INT1 UND INT2 SOWIE DES KURZSCHLUBVOLUMENSTROMS EXT8 FÜR GERÄT B IN STUFE II.

A9.4.10 Temperaturverläufe zur Bestimmung der Rückwärmezahl ε zu Gerät B in der Luftmengenstufe I

In Abbildung A9.20 ist der Temperaturverlauf zur Messung der Rückwärmezahl ε für Gerät B in der Luftmengenstufe II dargestellt. Hier existieren entgegen den oben geschilderten Eigenschaften des Kühlgeräts keine Schwankungen in den Temperaturverläufen, da das Kühlgerät bei diesem Frischluftvolumenstrom des Lüftungsgeräts aufgrund zu geringer Kühlleistung erst gar nicht auf die gewünschte Temperatur herunterkühlen konnte. Daher befindet sich das Kühlgerät im Dauerbetrieb und die Temperatur fällt langsam auf den eingestellten Wert ab. Der Vorteil dabei ist, daß die Temperaturverläufe keine periodischen Schwankungen aufweisen. Die Verläufe wurden in der Meßzeit von 5000s bis 7400 s durch Geraden angepaßt.

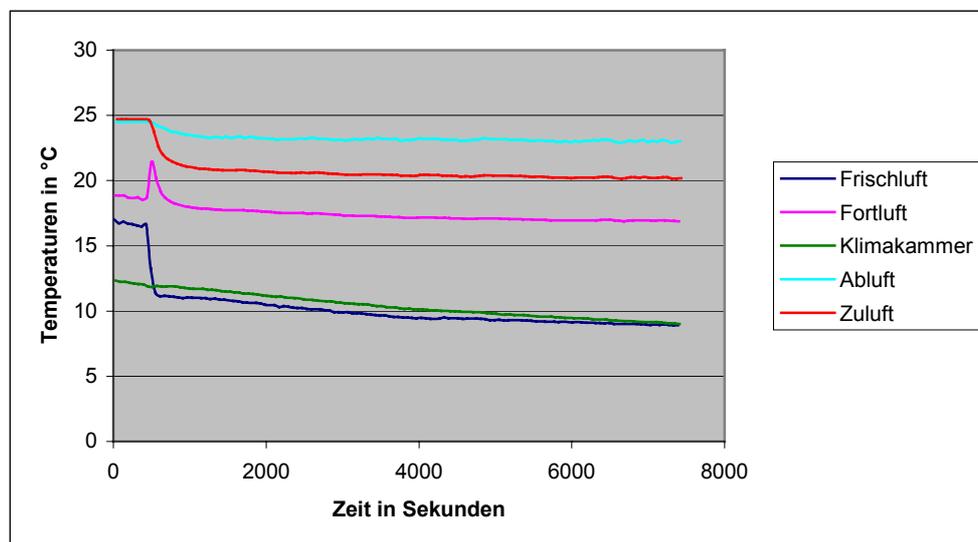


ABBILDUNG A9.20: MESSUNG DER RÜCKWÄRMEZAH L ε FÜR GERÄT B IN DER LUFTMENGENSTUFE II.

Literaturverzeichnis

- [1]: Ehm, H.:
Wärmeschutzverordnung '95.
2. Auflage, Bauverlag GmbH, Wiesbaden, 1995.
- [2]: BMWi, BMVBW:
Entwurf zur Energieeinsparverordnung – EnEV – Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden.
Oktober 2001.
- [3]: von Pettenkofer, Max:
Über den Luftwechsel in Wohngebäuden.
Literarisch-artistische Anstalt der J. G. Cotta'schen Buchhandlung, München, 1858.
- [4]: Brockhaus, F. A.:
Die Enzyklopädie in 24 Bänden.
F.A. Brockhaus GmbH, Leipzig – Mannheim, 2001.
- [5]: RWE Energie Aktiengesellschaft:
RWE Energie Bauhandbuch.
12. Ausgabe, Plitt Druck- und Verlag GmbH, Oberhausen, 1998.
- [6]: Manz, H.:
Schlußbericht zum Forschungsprogramm „Rationelle Energienutzung in Gebäuden“ - Einzelraumlüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung.
Eidgenössische Materialprüfungs- und Forschungsanstalt (EMPA), Dübendorf, Schweiz, 1998.
- [7]: Deutsches Institut für Normung:
DIN V 4108 Teil 7: Wärmeschutz im Hochbau.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, August 2001.
- [8]: Deutsches Institut für Normung:
DIN 1946 Teil 2: Gesundheitstechnische Anforderungen.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Januar 1994.
- [9]: Flomerics Limited:
"Flovent® Reference Manual"
Flomerics Limited, Surrey, England, 1994.
- [10]: Kalender, Volker:
Bedienungsanleitung zum Multicat-II-Gasanalysator.
Fachgebiet Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, September 2001.
- [11]: Maihak AG:
Benutzerhandbuch zum Maihak-Gasanalysator Baureihe 700.
Maihak AG, Hamburg, 1987.

- [12]: TracerTech GmbH:
Bedienungsanleitung zum Tracergasmonitor Autotrac 101.
TracerTech GmbH, Immenstaad a. B, Mai 1999.
- [13]: Roulet C.-A., Heidt F. D., Foradini F., Pibiri M.-C.:
Real Heat Recovery with Air Handling Units.
Energy and Buildings, 2000.
- [14]: Raatschen, W.:
Was ist Lüftungseffektivität.
Ki Klima-Kälte-Heizung, Heft 5-7/1988.
- [15]: Heidt, F. D.:
Skript zur Vorlesung: Bauphysik für Bauingenieure.
2. Auflage, Fachgebiet Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, 1999.
- [16]: Truckenbrodt, E.:
Fluidmechanik.
Band 1, Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [17]: Deutsches Institut für Normung:
DIN 13829: Bestimmung der Luftdurchlässigkeit von Gebäuden, Anhang B.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Februar 2001.
- [18]: Rabenstein, R.:
Weiterentwicklung und Erprobung von Methoden der Luftwechsellmessung in Räumen
und Gebäuden.
Fachgebiet Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, Februar 1990.
- [19]: Eckelmann, H.:
Einführung in die Strömungsmeßtechnik.
Teubner Studienbücher, 1997.
- [20]: Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte:
Prüfreglement für die Prüfung von dezentralen Wohnungslüftungsgeräten.
TZWL, Dortmund, 2000.
- [21]: Baehr, H. D., Stefan, K.:
Wärme- und Stoffübertragung.
Springer-Verlag, Berlin, 1994.
- [22]: Heidt, F.D.:
Vorlesungen zur Solartechnik I und II.
Fachgebiet Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, 1998-1999.
- [23]: Taylor, J. R.:
Fehleranalyse.
VCH Verlagsgesellschaft mbH, Weinheim, 1988.

- [24]: Durst, F., Melling, A., Whitelaw, J. H.:
Theorie und Praxis der Laser-Doppler-Anemometrie.
G. Braun, Karlsruhe, 1987.
- [25]: Heidt, F. D., Fischer T., Thiemann A.:
Energetische Beurteilung dezentraler Raumlüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung
– Methoden und Beispiele.
Heizung-Lüftung/Klima-Haustechnik, Band 49, Nr. 11, 1998, Seiten 52-62.

Danksagung

Mein Dank richtet sich an alle Personen, die mir während des Verlaufs dieser Arbeit geholfen haben. Mein besonderer Dank gilt:

- Herrn Prof. Dr. F. D. Heidt für die interessante Themenstellung und viele Ratschläge und Hilfestellungen,
- meinen Betreuern Herrn Dipl.-Phys.-Ing. V. Kalender und Herrn Dipl.-Ing. M. Müller für die fachliche Unterstützung,
- Herrn Dipl.-Phys. Th. Hagedorn für viele informative Gespräche über physikalische Themen, die nicht immer die Diplomarbeit betrafen,
- den Mitarbeitern der Arbeitsgruppe Bauphysik & Solarenergie für eine angenehme Arbeitsatmosphäre,
- meinen Eltern für die moralische und finanzielle Unterstützung während meines Studiums.

Erklärung

Die vorliegende Diplomarbeit habe ich selbständig verfaßt und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet.

Siegen, im Dezember 2001