

Validierung des innovativen Lüftungssystems einer Produktionshalle

Von dem Fachbereich Architektur

der Universität Hannover

zur Erlangung des Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN

– Dr. Ing. –

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Phys. Uwe Großmann

geboren am 18. April 1960 in Lüchow, Kreis Dannenberg

2002

Referentin: Prof. Dr. Margrit Kennedy
Institut für Bautechnik und Entwerfen
Abteilung Technischer Ausbau und
Ressourcensparendes Bauen
Universität Hannover

Korreferent: Prof. Dr. Klaus Vajen
Fachbereich Maschinenbau
Institut für Thermische Energietechnik
Fachgruppe Solar- und Anlagentechnik
Universität Kassel

Tag der Promotion: 9. Juli 2002

ABSTRACT

Validierung des innovativen Lüftungssystems einer Produktionshalle

Das Verhalten eines thermisch angetriebenen Lüftungssystems, das eine Produktionshalle mittels Quelllüftung mit in Erdwärmetauschern vorkonditionierter Zuluft versorgt, wurde bisher noch nicht intensiv untersucht. Diese Kombination lässt bei einer luftdichten Gebäudehülle einen besonders niedrigen Lüftungswärmebedarf erwarten.

Die Arbeit untersucht die Entwicklung des Lüftungssystems vom ersten Konzept bis zu seiner Umsetzung und die Betriebserfahrungen der ersten vier Jahre. Anhand der gesammelten Erfahrungen im Planungs- und Bauprozess gibt sie Hinweise für die Nutzung dieses Lüftungssystem in anderen Hallen.

Den Schwerpunkt der Arbeit bildet die Untersuchung der Erdreichwärmetauscher (EWT) und der Massenströme in der Halle. Neben dem Vergleich verschiedener Kenndaten der EWT und des Lüftungssystems mit den Simulationsergebnissen aus der Planungs- und Bauphase sind die nutzungsbedingte Entwicklung der Massenströme in die Halle hinein und aus ihr heraus, das Aufstellen einer Massenstrombilanz sowie die Berechnung der realen Lüftungswärmeverbräuche von besonderem Interesse. Aus der Kenntnis der Massenströme in den EWT und dem Öffnungszustand der wichtigsten Gebäudeöffnungen wie Tore und Rauch- und Wärmeabzugsklappen wird ein Modell entwickelt, mit dem die Massenströme in der Halle abgeschätzt werden können.

Ziel der Arbeit ist es, die Ergebnisse der Berechnungen und die praktischen Erfahrungen im Umgang mit dem Lüftungssystem so aufzubereiten, dass sie Planer in die Lage versetzen, das Lüftungssystem in anderen Produktionshallen erfolgreich einzusetzen.

Schlagworte:

- Erdreichwärmetauscher
- Lüftung
- Energieeinsparung
- Produktionshalle

ABSTRACT

Validation of an innovative ventilation system in a production facility

The behaviour of a ventilation system driven by thermal buoyancy, which supplies a production facility with preconditioned fresh air by displacement ventilation and ground heat exchanger, has not been analysed up to now. This combination is expected to result in a very low air change heat, if the shell of the production facility has a high air tightness.

The research study analyses the development of this ventilation system from the first concept right through its realization and describes the practical experiences of the first four years. It provides recommendations for planning and building similar ventilation systems in other production facilities.

The main emphasis of the study is on the analysis of the ground heat exchanger and of the air mass flow in the production facility. One point of interest is the comparison of the different simulated characteristic data of the ground heat exchanger and/or the ventilation system with its actually measured performance. Another point is the development of the air mass flows into and out of the production facility as a result of changes in its use. As the mass flow balance and the real heat loss by air changes are especially important, a model has been developed, to estimate the air mass flows through the gates and the exhaust air outlets of the production facility.

The objective of the study is to provide planners with the results of the practical experiences and calculations of the ventilation system, so that they are able to apply this ventilation system successfully in other production halls.

Keywords:

- Ground heat exchanger
- Ventilation
- Energy saving
- Production facility

Danke. . .

Viele Menschen waren daran beteiligt, dass diese Arbeit überhaupt entstehen konnte. Ihnen sei an dieser Stelle herzlich gedankt!

Frau Prof. Margrit Kennedy hat das Forschungsprojekt durch die Antragsstellung im Rahmen des Forschungsprogramms „SolarBau“ initiiert und damit den Rahmen für die vorliegende Dissertation geschaffen.

Die Förderung der Forschungsarbeiten an der Produktionshalle durch das Bundesministerium für Wirtschaft hat die Durchführung des Projekts erst ermöglicht.

Herr Dr. Bertram vom Projektträger BEO begleitete das Forschungsvorhaben in seiner sehr konstruktiven Art.

Die Fa. Hübner hat sich auf das Experiment eines Forschungsprojekts eingelassen, das ihr den Bau einer innovativen Produktionshalle ermöglichte. Die Firmenleitung, der Betriebsleiter Herr Möbus, Frau Marth, Herr Nordmeier und die gesamte Belegschaft des 2.BA haben zum Gelingen dieses Experiments tatkräftig mit großem persönlichem Einsatz beigetragen.

Sehr anregend war es, mit den anderen Mitgliedern des interdisziplinär zusammengesetzten Forschungsteams zusammenzuarbeiten. So war es für die Beteiligten möglich, Erkenntnisse in einer nicht alltäglichen Tiefe und Bandbreite auszutauschen. Insbesondere Prof. Michael Kappert und Reto Miloni begleiteten mich durch viele Gespräche, kritische Diskussionen und Anregungen.

Besondere Unterstützung erhielt ich aus der Abteilung Technischer Ausbau und Ressourcensparendes Bauen. Hier konnte ich die Arbeit jederzeit diskutieren und erhielt wertvolle Anregungen. Ganz herzlich bedanken möchte ich mich dafür bei Frau Prof. Margrit Kennedy, Udo Scherer, Joli Bethe, Helga Schwarze und den studentischen Hilfskräften.

Herr Prof. Dr. Klaus Vajen hatte sich trotz des sehr engen Zeitplans zur Übernahme des Korreferat bereit erklärt.

Ohne die Unterstützung im privaten Bereich durch meine Frau Margit, meine Schwester Sylke, meine Eltern und die restliche Familie hätte ich die Arbeit nicht schreiben können, die über Monate nur wenig Spielraum für Freunde, Freizeit und Alltag ließ.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Forschungsleitende Hypothesen	3
1.2	Wiederentdeckung eines alten Lüftungsprinzips	4
2	Der Planungs- und Bauprozess der Halle unter besonderer Berücksichtigung des innovativen Lüftungssystems	12
2.1	Die Integrale Planung zur Erstellung der Produktionshalle	13
2.1.1	Denk- und Handlungsweisen in der Integralen Planung	14
2.1.2	Arbeits- und Kommunikationstechniken	15
2.1.3	Einschätzung der Integrale Planung durch die beteiligten Planer	17
2.2	Der Planungsprozess	19
2.2.1	Die Ausgangssituation auf dem Gelände	19
2.2.2	Die Entwicklung des Entwurfs	20
2.2.2.1	Das Vorprojekt	23
2.2.2.2	Das Ausführungsprojekt	26
2.2.3	Das Nutzungskonzept	35
2.3	Der Bauprozess	38
2.3.1	Das Gebäude	38
2.3.2	Integration des Technischen Ausbaus	40
2.4	Zusammenfassung	43

3	Betriebserfahrungen	45
3.1	Betriebserfahrungen der Beschäftigten	46
3.1.1	Erste Erfahrungen der Beschäftigten mit der innovativen Gebäudetechnik	46
3.1.2	Ergebnisse der Befragungen	48
3.2	Behobene Probleme der Halle	51
3.2.1	Auskühlung und Zegerscheinungen durch die Tore . . .	51
3.2.2	Leckagen in der Gebäudehülle	53
3.2.3	Erdwärmetauscher	55
3.2.4	Heizungsanlage	56
3.3	Bisher nicht behobene Probleme	56
3.3.1	Heizwärmeverbrauch	56
3.3.2	Regensicherheit der RWA-Klappen	57
3.4	Zusammenfassung	59
4	Validierung des Lüftungssystems der Halle	61
4.1	Vorschriften und Normen	62
4.1.1	Freie Lüftung in der ASR 5	63
4.2	Das Lüftungssystem der Halle	67
4.3	Untersuchungen des Lüftungssystems	72
4.3.1	In der Planungs- und Bauphase berechnete Gesamtpri- märenergiebilanz der Halle	73
4.3.2	Fluidynamische Simulation des Lüftungskonzepts	73
4.3.3	Nebelversuche	75
4.3.3.1	Entwicklung der Strömungsverhältnisse an den Luftauslässen	76
4.3.3.2	Bestimmung der Luftgeschwindigkeit in den EWT aus Laufzeitversuchen	81

4.3.4	Messungen der Luftdichtheit	83
4.3.4.1	Erste Untersuchungen	83
4.3.4.2	Durchführung und Ergebnisse des ersten Luftdichtheitstests	85
4.3.4.3	Ergebnisse der zweiten Messung der Luftdichtheit	93
4.4	Validierung der Erdreichwärmetauscher	94
4.4.1	Auslegung der EWT	94
4.4.2	Betriebserfahrungen mit dem EWT	103
4.4.2.1	Wassereinbruch in das System	103
4.4.3	Ergebnisse der Untersuchungen der EWT	106
4.4.3.1	Volumenströme in den EWT	107
4.4.3.2	Temperaturverhalten der EWT	130
4.4.3.3	Wärme- und Kühlbilanz des EWT	138
4.4.3.4	Hygienische Verhältnisse in den EWT	144
4.4.3.5	Wachstumsbedingungen von Keimen in den EWT	146
4.5	Berechnung der Lüftungswärmeverluste	157
4.5.1	Gebäudeöffnungen in der Halle	158
4.5.2	Berechnung des Massenstroms durch die Gebäudeöffnungen	162
4.5.2.1	Zusammenwirken von Winddruck und thermischem Auftrieb und ihre Auswirkungen auf die Berechnungen	165
4.5.2.2	Bestimmung des Winddrucks	170
4.5.2.3	Bestimmung des Leckagestroms (Lüftungszustand 1)	175
4.5.2.4	Allgemeiner Ansatz für die neutrale Höhe	184
4.5.2.5	Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der EWT (Lüftungszustand 2)	186

4.5.2.6	Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der RWA-Klappen und der EWT (Lüftungszustand 3)	196
4.5.2.7	Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der AWT-Jalousie und der EWT (Lüftungszustand 4)	206
4.5.2.8	Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der AWT-Jalousie, der EWT und eines Hallentores (Lüftungszustand 8)	217
4.5.2.9	Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der RWA-Klappen, der AWT-Jalousie und der Erdkanäle (Lüftungszustand 11)	224
4.5.3	Bewertung der Lüftungswärmeverluste der Halle	231
4.5.3.1	Vergleich der durch die Lüftungszustände entstandenen Lüftungswärmeverluste	232
4.5.3.2	Berechnung der Luftwechselrate der Halle im Untersuchungszeitraum	234
4.5.3.3	Berechnung der Jahres-Lüftungswärmeverluste der Halle in der Heizzeit des Untersuchungszeitraums	235
4.5.3.4	Vergleich des Betriebsenergieverbrauchs der untersuchten Halle mit den Simulationsergebnissen der Planungs- und Bauphase	241
4.6	Zusammenfassung	248
4.6.1	Hinweise für die Planung eines thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystems in einer Produktionshalle	250
4.6.2	Hinweise für den Einsatz von EWT bei größeren Gebäuden	252
5	Anhang	254
5.1	Berechnung der Volumenströme in den EWT aus den Sensordaten	254
5.1.1	Ermittlung der Luftgeschwindigkeit aus Laufzeitversuchen	260

5.2	Gebäudedaten	264
5.3	Liste der verwendeten Sensoren und Messgeräte	265

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

A	durchströmte Öffnungsfläche [m^2]
$A_{eff, AWT}$	effektive Öffnungsfläche des AWT [m^2]
$A_{eff, RWA}$	effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen [m^2]
A_{Lee}	Öffnungsfläche auf der Lee-Seite [m^2]
A_{Luv}	Öffnungsfläche auf der Luv-Seite [m^2]
A_{RWA}	Öffnungsfläche der RWA-Klappen [m^2]
Ar	Archimedeszahl [–]
C_c	Strömungskoeffizient [$\frac{kg}{s \cdot Pa^n}$]
C_d	Durchflusskoeffizient [–]
$C_d(\alpha)$	vom Öffnungswinkel abhängiger Durchflusskoeffizient der RWA-Klappen [–]
$C_{p,i}$	Druckkoeffizienten der verschiedenen Hüllflächen der Halle [–]
$C_{p,Lee}$	Druckkoeffizient der windangeströmten Fassade der Halle [–]
C_p	Druckkoeffizient [–]
c_p	Spezifische Wärmekapazität der Luft [$kWh/(kg \cdot K)$]
c_p	spezifische Wärmekapazität der Luft [$\frac{kW \cdot s}{kg \cdot K}$]

$\overline{\Delta C_p}$	Mittelwert aller Druckkoeffizienten $[-]$
d_{Rohr}	Rohrdurchmesser $[m]$
g	Erdbeschleunigung $(9,81 m/s^2)$
$G_{t,U}$	Gradtagszahl im Untersuchungszeitraum $[K \cdot d/a]$
G_t	Gradtagszahl nach VDI 2067 Blatt 2 $[K \cdot d/a]$
$\overline{G}_{t,Kassel}$	mittlere Gradtagszahl für den Standort Kassel $[K \cdot d/a]$
H	geodätische Höhe $[m]$
H_{Halle}	Höhe der Halle incl. Sheds $(9,06 m)$
$H_{Leck,aus}$	mittlere Höhe aller auswärts durchströmten Flächenelemente der Gebäudehüllfläche $[m]$
$H_{Leck,ein}$	mittlere Höhe aller einwärts durchströmten Flächenelemente der Gebäudehüllfläche $[m]$
$H_{Neutral}$	Höhe der neutralen Schicht
H_{RWA}	Höhe der Sheds $[m]$
l_{Rohr}	Rohrlänge $[m]$
\dot{m}	Massenstrom $[kg/s]$
$\dot{m}(n)$	Massenstrom bei einem Strömungsexponenten n $[kg/s]$
$\dot{m}_{aus,i}$	aus der Halle gerichteter Massenstrom des i -ten Datensatzes $[kg/s]$
\dot{m}_{aus}	aus der Halle gerichteter Massenstrom $[kg/s]$
$\dot{m}_{AWT,aus}$	auswärts gerichteter Massenstrom durch den AWT $[kg/s]$
$\dot{m}_{AWT,ein}$	einwärts gerichteter Massenstrom durch den AWT $[kg/s]$
\dot{m}_{ein}	in die Halle gerichteter Massenstrom $[kg/s]$
\dot{m}_{EWT}	Massenstrom durch die EWT $[kg/s]$

$\dot{m}_{Leck,aus}$	Durch die Leckagen aus der Halle ausströmender Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{Leck,ein}$	Durch die Leckagen in die Halle einströmender Massenstrom [kg/s]
\dot{m}_{LG}	Massenstrom durch die Leckagen des Gebäudes [kg/s]
$\dot{m}_{rel}(n)$	relativer Massenstrom bei einem Strömungsexponenten n [–]
$\dot{m}_{RWA,aus}$	auswärts gerichteter Massenstrom durch die RWA-Klappen [kg/s]
$\dot{m}_{RWA,ein}$	einwärts gerichteter Massenstrom durch die RWA-Klappen [kg/s]
$\dot{m}_{Tor,aus}$	auswärts gerichteter Massenstrom durch die Hallentore [kg/s]
$\dot{m}_{Tor,ein}$	einwärts gerichteter Massenstrom durch die Hallentore [kg/s]
n	Strömungsexponent [–]
n_{50}	Luftwechsel bei einem Über- bzw. Unterdruck von 50 Pa , wie bei Luftdichtheitstests verwendet wird [Pa]
$n_{Heizzeit}$	Anzahl der Datensätze in der Heizzeit des Untersuchungszeit- raums [–]
$n_{i,Heizzeit}$	Anzahl der Datensätze der reinen Lüftungszustände in der Heiz- zeit des Untersuchungszeitraums [–] nomenref 4.75
p	Druck [Pa]
Δp	Druckdifferenz zwischen Gebäudeinneren und -äußeren [Pa]
$\Delta p_{Auftrieb}$	Druckdifferenz durch den thermischen Auftrieb [Pa]
$\Delta p_{Verlust}$	Druckverlust [Pa]
Δp_{Wind}	Druckdifferenz durch den Windangriff [Pa]

$Q_{L,i}^*$	Lüftungswärmeverlust in den auswertbaren Datensätzen der Heizzeit des Lüftungszustands i [MWh]
$\overline{Q_{L,i}}$	Durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust pro auswertbarem Datensatz aus der Heizzeit für den Lüftungszustand i
\dot{Q}_{EWT}	Wärme- bzw. Kühlleistung der EWT [kW]
q_{EWT}	auf das Luftvolumen bezogene spezifische Wärme- bzw. Kühlmenge [Wh/m^3]
$Q_{H,korr}$	witterungsbereinigter Jahres-Heizwärmeverbrauch [MWh/a]
Q_I	interne Gewinne [MWh/a]
Q_i	internen Wärmelasten [kWh/a]
$Q_{L,i}$	Lüftungswärmeverlust in den sämtlichen Datensätzen der Heizzeit des Lüftungszustands i [MWh]
$Q_{L,korr}$	witterungsbereinigte Jahres-Lüftungswärmeverluste [MWh/a]
Q_L	Jahres-Lüftungswärmeverluste [MWh/a]
Q_L	Lüftungswärmeverluste der reinen Lüftungszustände
Q_S	solare Gewinne [MWh/a]
Q_T	Transmissionswärmeverluste [MWh]
\dot{Q}_{Trans}	Wärmeübertragung [W]
Re	Reynoldszahl [$-$]
T_0	Nullpunkttemperatur der Celsius-Skala [K]
T_a	Außentemperatur [K]
t_a	Außentemperatur
T_{Erde}	Erdreichtemperatur [K]
$\overline{T_i}$	mittlere Hallentemperatur [K]

ΔT_{EWT}	Temperaturdifferenz durch die EWT [K]
ΔT_{EWT}	Temperaturdifferenz in den EWT [K]
ΔT_i	Temperaturdifferenz zwischen der Hallen- und der Außenluft des i-ten Datensatzes [K]
$t_{EWT,aus}$	Lufttemperatur hinter den EWT [$^{\circ}C$]
t_{Halle}	mittlere Hallentemperatur
t_{Luft}	Lufttemperatur [$^{\circ}C$]
t_{Mess}	Messzeit eines Datensatzes ($\frac{1}{4}h$)
t_{Tau}	Taupunkttemperatur [$^{\circ}C$]
\dot{V}	Volumenstrom [m^3/h]
$\dot{V}_{EWT,ost}$	Volumenstrom im östlichen EWT
$\dot{V}_{EWT,west}$	Volumenstrom im westlichen EWT
\dot{V}_{EWT}	Volumenstrom durch die EWT [m^3/h]
v	Luftgeschwindigkeit [m/s]
$\langle v_{EWT} \rangle$	über den Querschnitt der EWT gemittelte Luftgeschwindigkeit [m/s]
$v_{EWT,ost}$	Luftgeschwindigkeit in dem östlichen EWT
$v_{EWT,west}$	Luftgeschwindigkeit in dem westlichen EWT
\bar{v}_{Nebel}	Aus den Laufzeitversuchen bestimmte mittlere Luftgeschwindigkeit [m/s]
v_{Sensor}	in den EWT gemessene Luftgeschwindigkeit [m/s]
$v_{Wind,Grenz}$	Grenzwindgeschwindigkeit ab der eine annähernd horizontale Luftströmung in einem Gebäude herrscht [m/s]
v_{Wind}	Windgeschwindigkeit am Standort [m/s]

v_{Wind}	Windgeschwindigkeit [m/s]
φ	relative Luftfeuchte [%]
ρ	Dichte der Luft [kg/m^3]
ρ	Luftdichte [kg/m^3]
ρ_0	Normdichte der Luft [$kg \cdot m^{-3}$]
ρ_a	Dichte der Außenluft [$kg \cdot m^{-3}$]
ρ_i	Dichte der Hallenluft [$kg \cdot m^{-3}$]
ρ_i	Luftdichte [kg/m^3]
AIVC	Air Infiltration and Ventilation Center
AWT	Abluftwärmetauscher. Er befand sich im dritten nordöstlichen Shed. Der ausströmenden Luft sollte 30 bis 50% ihrer Wärme entzogen und über das KVS dem Wärmetauscher in der Zulufterwärmung bereit gestellt werden.
AWT	Abluftwärmetauscher
BA	Bauabschnitt
BSH	Brettschichtholz
CFD	Computergestützte fluiddynamische Simulation
EG	Erdgeschoss
EWT	Erdwärmetauscher. In der Erde verlegte Rohre, durch die die Zuluft der Halle strömte, bevor sie in die Halle gelangte. Die Zuluft wird in der warmen Jahreszeit gekühlt und in der kalten Jahreszeit erwärmt.
GFZ	Geschossflächenzahl
IEA	Internationalen Energieagentur

KVS	Kreislaufverbundsystem. Geschlossenes Rohrsystem das zwei Wärmetauscher miteinander verbindet. In dem Rohrsystem befindet sich ein Wärmeträger, meistens Wasser mit Zusatz eines Frostschutzmittels, das durch eine Pumpe umgewälzt wird. Dadurch kann Wärme bzw. Kälte von dem einen Wärmetauscher zum anderen transportiert werden.
Leeseite	Im Windschattenliegende Gebäudeseite
Luvseite	Dem Wind zugewandte Gebäudeseite
LWR	Luftwechselrate
MAG	Membranausgleichsgefäß. Es wird in Heizungsanlagen benötigt, um temperaturbedingte Druckunterschiede ausgleichen zu können.
MVOC	Mikrobiologisch produzierte flüchtige organische Verbindungen
MWA	Messwerterfassunganlage
MWA	Messwerterfassunganlage. Zum Messen, Berechnen und Speichern der forschungsrelevanten Sensormesswerte innerhalb und außerhalb der Halle wurde eine MWA in der Halle installiert
OG	Obergeschoss
OSB-Platten	Grobspanplatten
RLT-Anlagen	Raumlufttechnische Anlagen. Ihre Aufgabe ist es, Luftverunreinigungen, Heiz- oder Kühllasten und/oder Stofflasten aus den von ihnen versorgten Räumen zu entfernen
WSchV '95	Wärmeschutzverordnung

1 Einleitung

Hohe Arbeitsplatzqualität in Verbindung mit Energieeffizienz wird in Zeiten knapper werdender Ressourcen, steigenden Umweltbewusstseins und anspruchsvolleren Fertigungstechniken in Gewerbe und Industrie zukünftig einen immer größeren Stellenwert bekommen. Einen Schritt zur Erfüllung dieser Anforderungen stellt das in dieser Arbeit vorgestellte Lüftungssystem einer Produktionshalle dar.

In Europa existieren zwei Produktionshallen, deren Lüftungssystem durch den thermischen Auftrieb angetrieben und deren Zuluft durch Erdwärmetauscher (EWT) vorkonditioniert wird. Eine davon ist die 1998 in Betrieb genommene Produktionshalle in Kassel, bei der die Möglichkeit bestand, in einem dreieinhalbjährigen Forschungsprojekt

- das lüftungstechnische und energetische Verhalten der Halle zu erforschen und mit den Vorgaben aus Simulationen sowie Planungs- und Bauphase zu vergleichen,
- die tages- und kunstlichttechnischen Qualitäten der Halle zu untersuchen und
- die Beschäftigten nach ihrer subjektiven Einschätzung der Arbeitsplatzqualität in der Halle zu befragen¹⁾.

Die Untersuchungen finanzierte das Bundesministerium für Wirtschaft (BMWi) im Rahmen des Forschungsprogramms „SolarBau“ Teilkonzept 3²⁾. Pro-

¹⁾ Die zweite Halle, das Regionaldruckzentrum der Print Media Corporation in Oettwil (Schweiz), wurde bisher nicht wissenschaftlich untersucht [KJ und Transsolar 1998].

²⁾ SolarBau TK3: Meßprogramm [sic] und Evaluierung des Neubaus einer energetisch optimierten Produktionshalle der Firma Hübner in Kassel. Fördernr. 033 5006 N

jektträger war das Forschungszentrum Jülich, Bereich Energie und Ökologie (BEO).

Ursprünglich war geplant, dass diese Arbeit die Ergebnisse sämtlicher durchgeführter Maßnahmen zur Energieeinsparung und zur Verbesserung der Arbeitsplatzqualität in der Halle zusammenfassen und den sich aus ihnen ergebenden Einfluss auf die relevanten aktuellen Vorschriften und Normen aufzeigen sollte. Während der Projektlaufzeit ergab sich jedoch aus den Messungen, dass die Halle einen etwa viermal höheren Heizwärmeverbrauch als geplant aufwies. Dies veränderte die Fragestellung. Die Suche nach den Ursachen entwickelte sich zum wichtigsten Punkt dieser Arbeit.

Das Forschungsteam vermutete nach einigen Diskussionen, dass der höhere Heizwärmeverbrauch auf einen deutlich höheren Lüftungswärmebedarf zurückzuführen sei. Durch die Annahme eines 0,3-fachen Luftwechsels in der Halle durch die langen Öffnungszeiten der Tore während der Arbeitszeit und der Veränderungen einiger anderer Parameter in der Halle, wie z.B. Hallentemperatur und Maschinenabwärmen, ließ sich der höhere Lüftungswärmebedarf in Simulationen ebenfalls erreichen. Zur Bestätigung dieser Vermutung wurden die Lüftungswärmeverluste aus den Messdaten berechnet. Weiterhin war zu untersuchen, worin die Ursache der hohen Lüftungswärmeverluste bestand.

Damit verlagerte sich der Schwerpunkt der Arbeit. Um Funktion und Einflussfaktoren des innovativen Lüftungssystems genauer zu bestimmen, mussten auch die Erdwärmetauscher, die einen wichtigen Teil des Lüftungssystems darstellen, in die Untersuchung mit einbezogen werden.

Wie die erste Idee zur Anwendung des Lüftungssystems unter Berücksichtigung der anderen relevanten Einflussgrößen des Projekts entwickelt und umgesetzt wurde, behandelt das Kapitel 2 „Planungs- und Bauprozess“. Bedeutsam sind dabei unter anderem die vom Planungsteam zu Grunde gelegten Annahmen zur Hallennutzung, die die Ausgestaltung des Lüftungssystems entscheidend beeinflussten.

Die in der Halle ausgeführten mechanischen und feinmechanischen Arbeiten sind mit denen konventioneller Produktionshallen vergleichbar. Daher können die an dem Projekt gesammelten Erfahrungen, die in Kapitel 3 „Betriebserfahrungen“ vorgestellt werden, beim Neubau von Gewerbe- und Industriehallen Anwendung finden.

Die intensive Behandlung aller im Rahmen der wissenschaftlichen Begleitforschung durchgeführten Untersuchungen würde den Umfang dieser Arbeit überschreiten. Daher werden die Ergebnisse

- der soziologischen Begleitforschung,
- der Untersuchungen zur Tages- und Kunstlichtsituation,
- der Riechtests,
- der Analyse des Elektroenergieverbrauchs sowie
- zur thermischen Behaglichkeit in der Halle

hier nur dann zitiert, wenn sie für ein Verständnis der verschiedenen Abschnitte dieser Arbeit relevant sind. Die vollständigen Untersuchungsergebnisse sind in dem multimedialen Forschungsbericht dokumentiert [Kennedy und Großmann 2002].

1.1 Forschungsleitende Hypothesen

1. Es ist möglich, in einer Produktionshalle ein Lüftungssystem einzusetzen, für dessen Antrieb der in der Halle entstehende thermische Auftrieb ausreicht.
2. Wird ein solches Lüftungssystem als Quelllüftungssystem ausgelegt, entstehen Arbeitsplätze mit hoher thermischer Behaglichkeit.
3. In Verbindung mit Erdwärmetauschern und einer nach Niedrigenergiestandard gedämmten Gebäudehülle kann der Betriebsenergieverbrauch auf etwa 40% einer konventionellen Halle gesenkt werden.
4. Die Anwendung der Integralen Planung ist erforderlich, um eine gute Einbindung des Lüftungssystems in *alle* anderen Gewerke sicherzustellen.
5. Für die Funktion des Lüftungssystems ist eine sehr gute Luftdichtheit der Gebäudehülle Voraussetzung.

6. Windeinflüsse bewirken ungleichmäßige, schwer zu steuernde Volumenströme und sollten soweit wie möglich verhindert werden.
7. Für eine optimale Funktion des Lüftungssystems sind gut regelbare, richtig dimensionierte Öffnungsflächen wichtig.
8. Mit einem thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystem lassen sich in die Halle einströmende Leckageströme nicht unterdrücken.
9. Aus technischer und hygienischer Sicht ist die Kombination von Erdwärmetauschern und thermosyphonisch angetriebenem Lüftungssystem problemlos möglich.
10. In bestimmten Fällen (wie bei diesem Projekt) kann auf Bypässe an den Erdwärmetauschern verzichtet werden.
11. Aus einer detaillierten Messung der Luftdichtheit eines Gebäudes kann sein Fugenluftwechsel bestimmt werden.
12. Personenbezogene Außenluftströme sind für die Berechnung des erforderlichen Zuluftvolumenstroms geeigneter als solche, die sich auf das Rauminnenvolumen oder die Nutzfläche beziehen.

1.2 Wiederentdeckung eines alten Lüftungsprinzips

Die Nutzung des thermischen Auftriebs zur Entlüftung von Gebäuden ist eine Technik, die die Menschen insbesondere in den wärmeren Klimazonen schon seit Jahrhunderten einsetzen. Der Einsatz von thermischer Speichermasse, zu der auch Erdwärmetauscher gezählt werden können, hat eine vergleichbar lange Tradition.

Die Vorbilder für solche Lüftungssysteme finden sich in der Tierwelt. Termiten errichten mehrere Meter hohe schlanke Bauten, die durch den Kamineffekt belüftet und gekühlt werden. Der nordamerikanische Präriehund sorgt durch Höhenunterschiede von wenigen Zentimetern zwischen den Ein- und Ausgängen seines Baus für einen dauernden leichten Luftstrom, der den Bau belüftet.

Die Bewohner der Wüsten- und Steppengebiete entwickelten Lüftungssysteme, bei denen sowohl die thermische Masse der Gebäude als auch der Wind zum Antrieb einer kühlenden, das gesamte Gebäude durchdringenden Luftbewegung genutzt wird. Teilweise kommen feuchte, in den Zuluftstrom gehängte Tücher zum Einsatz, die die Luft adiabatisch kühlen und den Staub aus der Luft filtern. Ein Beispiel ist das Badgir-Ventilationprinzip aus Bagdad. Der Badgir ist ein gebäudehoher Schacht, der sich in die Hauptwindrichtung öffnet. Durch ihn strömt die Frischluft in das Gebäude ein und wird durch die kühlen Wände des Badgir temperiert. Die Abluft entweicht durch Gebäudehochpunkte (Abbildung 1.1, links) oder durch Innenhöfe (Abbildung 1.1, rechts). Voraussetzungen für die Funktion des Lüftungssystems sind große Temperaturschwankungen z.B. zwischen Tag und Nacht, damit sich der Badgir während der kühlen Zeit regenerieren kann. Für die gemäßigteren Klimazonen eignen sich diese Lüftungssysteme nicht, da dort zum einen die starken Schwankungen der Tagestemperatur fehlen und zum anderen eine von der Jahreszeit abhängige Kühlung bzw. Erwärmung der Zuluft benötigt wird.

Vor der Erfindung des Elektromotors und der Klimaanlage boten Kellergewölbe und EWT zwei der wenigen Möglichkeiten zur Kühlung bzw. Erwärmung der Zuluft. Ein frühes Beispiel stellen die *Costozza-Villen* nahe Vincenza dar. Sie stehen am Fuß und am Hang eines von Höhlen durchzogenen Hügels. Die Erbauer nutzten die in den Höhlen gekühlte Luft für die Belüftung der Villen, indem sie Verbindungen zwischen den Höhlen und den Villen schufen. Über runde, verzierte Marmorgitter im Boden strömte die Luft in die Gebäude (Abbildung 1.2, r. u.).

„Palladio war von diesem System fasziniert und versuchte, es in seinen Entwürfen anzuwenden.“ [Behling 1996, Seite 121] Ein Gebäude, in dem er dieses Lüftungssystem anwendete, ist die *Villa Rotonda*, die 1566 auf einem kleinen Hügel in der Nähe von Vincenza erbaut wurde. Die warme Luft in den Räumen entweicht durch einen zentralen Auslass im Zenit der Kuppel. Sie saugt dadurch kühle Luft aus den Kellerräumen über einen Auslass im Atrium in den Aufenthaltsbereich des Gebäudes an (Abbildung 1.3). Der mit dem Bau von Kellern bzw. EWT verbundene hohe finanzielle Aufwand verhinderte ihre stärkere Verbreitung.

Mit der Zunahme der Gebäudehöhen und -breiten in den Städten der Indus-

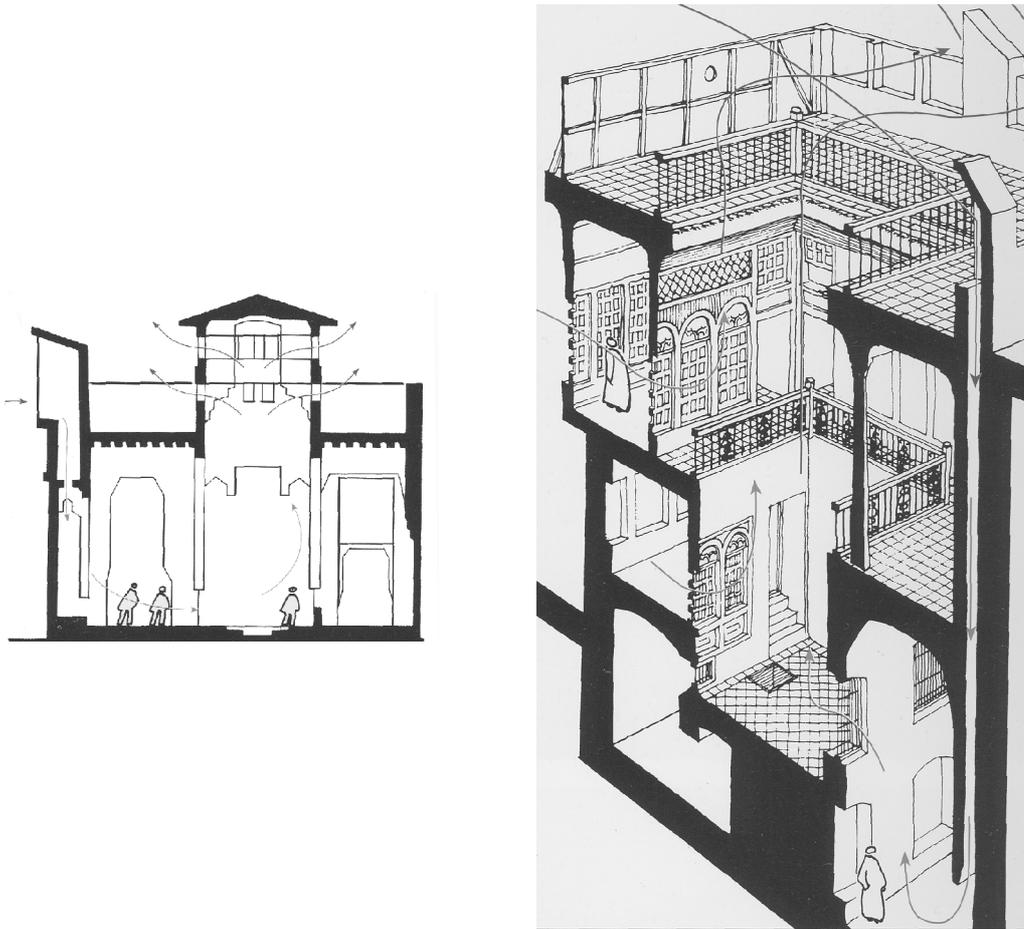


Abbildung 1.1: Badgir-Ventilation [Behling 1996, Seite 64]

Bild links: Entlüftung über den Gebäudehochpunkt

Bild rechts: Entlüftung über den Innenhof.

trieländer am Ende des 19. Jahrhunderts wurde die Belüftung der Innenräume ohne mechanische Lüftung aus einer Reihe von Gründen immer kritischer.

- In hohen Gebäuden entwickelte sich durch den thermischen Auftrieb innerhalb der Gebäude ein permanenter Luftzug, so dass teilweise das Öffnen bzw. Schließen von Türen schwierig wurde und andere typische Durchzugserscheinungen auftraten [Banham 1969, Seite 73 ff].
- Die auftretenden großen Winddruckunterschiede waren mit den zur damaligen Zeit verfügbaren Regelungstechniken für natürliche Lüftung nicht beherrschbar. Erst heute ist es durch hochintegrierte und kosten-

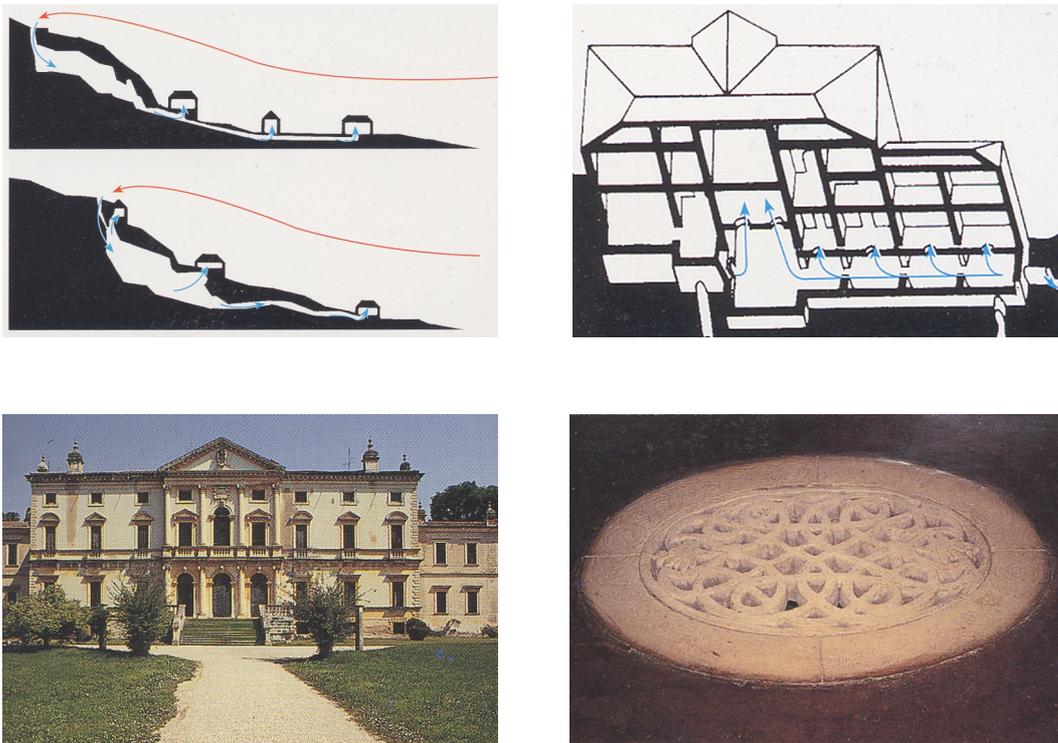


Abbildung 1.2: Lüftungsprinzip der Costozza-Villen [Behling 1996, Seite 121].
Prinzipsschnitt durch den Hügel, Luftverteilung im Gebäude,
Ansicht einer Villa und Luftauslass (von links oben nach rechts
unten)

günstige Prozessortechnik möglich, den Luftvolumenstrom in Gebäuden auch bei natürlicher Lüftung auf konstantem Niveau zu halten.

- Bei großen Gebäudetiefen wurde es ohne mechanischen Antrieb zunehmend komplizierter, im gesamten Gebäude für eine gleichmäßig gute Luftqualität zu sorgen.

Außerdem fehlten die technischen Möglichkeiten, um die Entwicklung der Luftströmungen in einem größeren Gebäude im Voraus berechnen zu können. 1877 untersuchten FISCHER UND STIEHL experimentell einen Erdwärmetauscher für Büro- und Versammlungsräume und erarbeiteten Planungshinweise für die Auslegung der EWT. Für das „Verfahren zur Kühlung und Vorwärmung der Luft mit Hülfe [sic] der Erdwärme“ meldeten sie ein Patent an

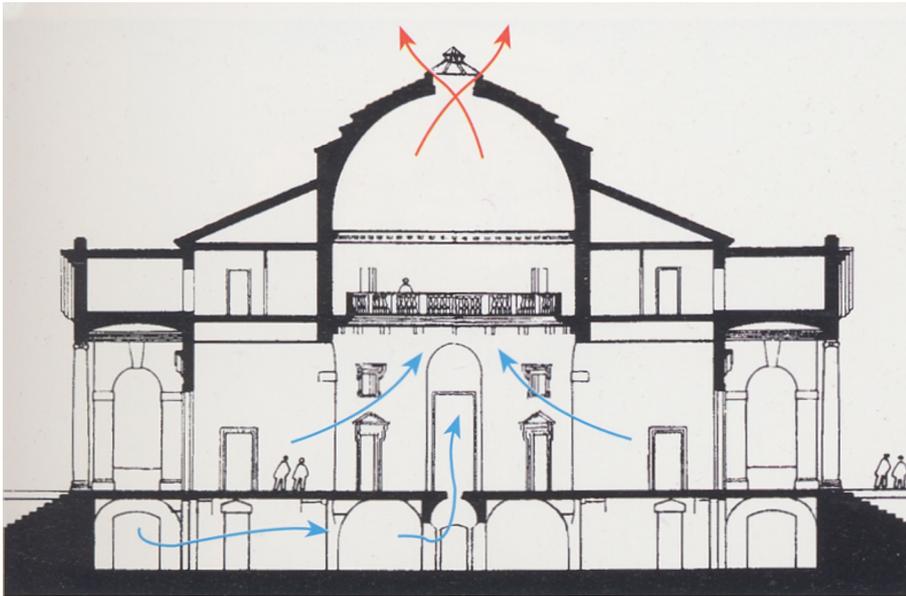


Abbildung 1.3: Lüftungsprinzip der Villa Rotonda von Palladio [Behling 1996, Seite 121]

[Fischer und Stiehl 1877]. Heute ist durch die Forschung bekannt, dass EWT nicht die Erdwärme sondern im Erdboden gespeicherte Sonnenenergie nutzen. Neben den Gebäudeabmessungen sorgte auch die zunehmend schlechtere Außenluftqualität in den Ballungsräumen dafür, dass vermehrt versucht wurde eine Luftkonditionierung und mechanische Belüftung von Gebäuden zu ermöglichen [Banham 1969, Seite 75]. BANHAM führt dafür zwei Beispiele auf:

- Das *Royal Victoria Hospital* in Belfast 1903 von Henman und Cooper gebaut sowie
- das *Larkin Administration Building* in Buffalo von Frank Lloyd Wright aus dem Jahr 1906.

Der Hauptkomplex des Royal Victoria Hospital, indem die Krankenstationen und Operationssäle untergebracht waren, hatte eine Länge von etwa 156 m und eine Breite von etwa 41 m (Abbildung 1.4). Die kompakte Bauweise wurde durch ein Lüftungssystem ermöglicht, dessen Zentrale in einem am Kopfen- de des Haupterschließungsgangs gelegenen Maschinenhaus (1) untergebracht war (Abbildung 1.5). In ihm wurde die Zuluft gefiltert, bei Bedarf erwärmt

und durch einen unter dem zentralen Erschließungsgang liegenden Kanal (2) geführt.

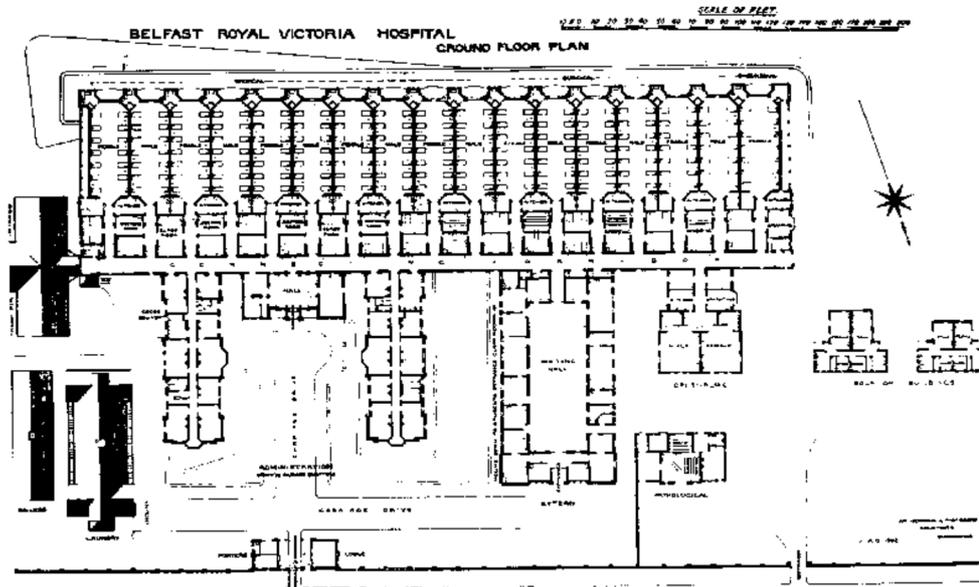


Abbildung 1.4: Grundriss des Royal Victoria Hospital. Am linken Bildrand in der Mitte liegt das Maschinenhaus, das das Gebäude zentral mit warmer Luft versorgt [Banham 1969, Seite 79].

Eine gewollte Regelung von Temperatur *und* Feuchte ermöglichten die Patente von Stuart Cramer aus dem Jahr 1906, die zum Bau der ersten Klimaanlage führten. Zu den ersten klimatisierten Gebäude in Amerika gehört das Larkin Administration Building in Buffalo, New York [Wright 1943, Seite 86 f] (Abbildung 1.6). Wright rüstete es zum Schutz der Beschäftigten vor den gesundheitsschädigenden Abgasen des nahen New Yorker Hauptbahnhofs mit einer Klimaanlage aus und schuf deshalb ein Gebäude, das für die damalige Zeit eine sehr hohe Luftdichtheit aufwies.

Von Klimaanlage wurde erwartet, dass sie die Gebäude vom Außenklima vollständig abgekoppelt auf einer vorgegebenen Temperatur und Luftfeuchte in den Räumen halten konnten. Je nach Nutzungsart sollte so das für die Tätigkeit optimale Raumklima geschaffen werden können. Der Einfluss der klimatischen Bedingungen am Standort des Gebäudes brauchten unter diesen Bedingungen nicht mehr berücksichtigt zu werden.

Neben dem hohen investiven und betrieblichen Aufwand zeigte sich jedoch in

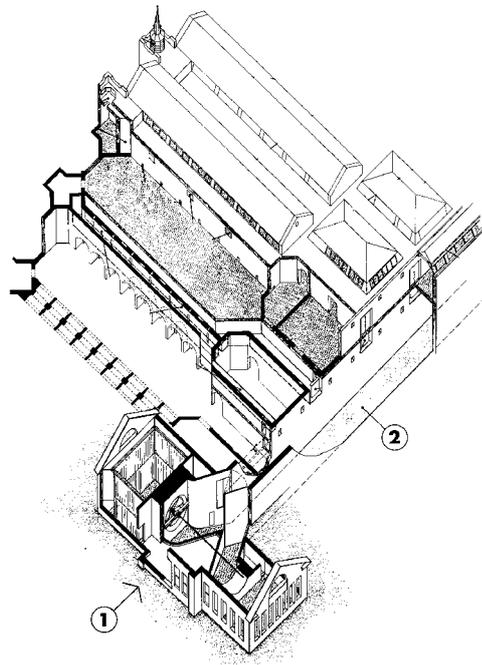


Abbildung 1.5: Detail des Lüftungssystems des Royal Victoria Hospital. Im Bild unten befindet sich das Maschinenhaus [Banham 1969, Seite 79].

den letzten Jahrzehnten, dass die an Gebäude mit Klimatechnik gestellten Erwartungen häufig nicht erfüllt werden konnten. Klagen über Zugerscheinungen, zu niedrige und zu hohe Temperaturen, hygienische Probleme infolge ungenügender Wartung, aber auch Krankheitsfälle, die als „Sick Building Syndrome“ bekannt wurden, führten zu einer gewissen Ernüchterung der Nutzer hinsichtlich dieser Technik. In vielen Fällen, z.B. in fast allen Schulzentren, die in den 60er und 70er Jahren gebaut wurden, schaltete man die Klimaanlage im Nachhinein vollständig ab und ging stattdessen zur Fensterlüftung über, da die Unzulänglichkeiten nicht in den Griff zu bekommen und die Unterhaltskosten erheblich waren. In den letzten Jahren ist daher eine gewisse Umorientierung zu beobachten. Es wird wieder verstärkt versucht Klimatechnik zu vermeiden und mit ausgeklügelten Lüftungsanlagen sowie konstruktiven Maßnahmen ein Überhitzen der Gebäude zu vermeiden.

TRÜMPER U.A. [1991] erwähnen einige Gebäude in Deutschland, die seit etwa 1980 mit EWT errichtet und messtechnisch begleitet wurden. Seit dieser

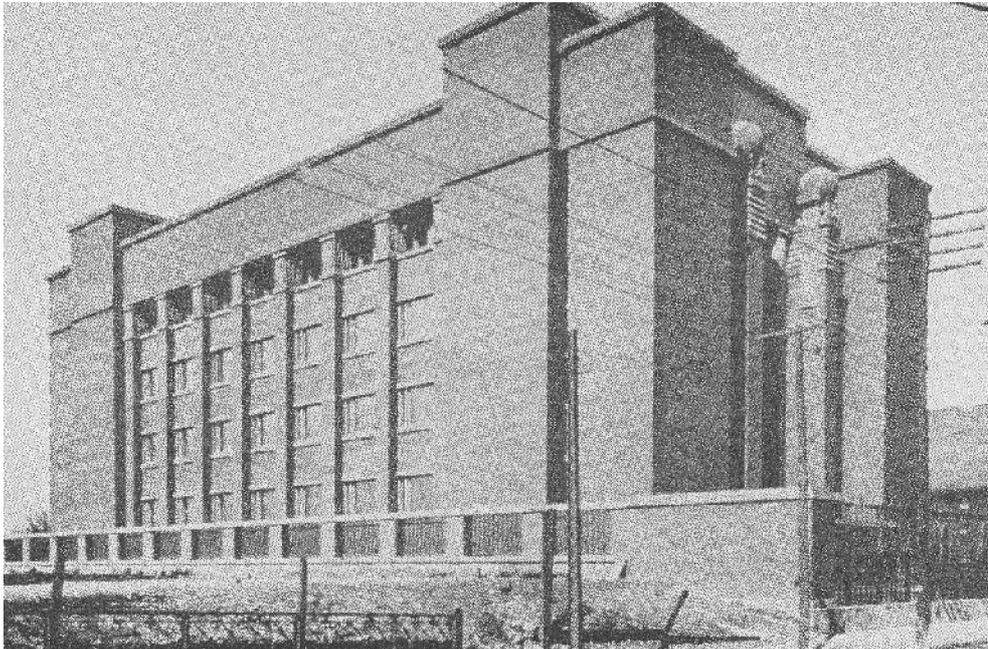


Abbildung 1.6: Das Larkin Administration Building von Frank Lloyd Wright (1906). Eines der ersten Gebäude mit Vollklimatisierung

Zeit verstärkt sich wieder das Interesse an der Anwendung und der Untersuchung von EWT. Eine neuere Studie zeigt, dass weltweit von unterschiedlichen Institutionen am Einsatz von EWT in den verschiedenen Klimaten geforscht wird [Kennedy u. a. 2001]. Die Untersuchung von Schulgebäuden mit Erdwärmetauschern wird beispielweise von der Europäische Union im Rahmen des THERMIE-Programms sowie von der Internationalen Energieagentur (IEA) im Rahmen des HybVent-Programms gefördert. Das Lüftungssystem der untersuchten Halle lässt sich daher gut in diese Reihe von Forschungsprojekten zu den Themen „EWT“ und „Lüftung von Gebäuden“ einordnen.

2 Der Planungs– und Bauprozess der Halle unter besonderer Berücksichtigung des innovativen Lüftungssystems

Sowohl der Planungs– als auch der Bauprozess entscheiden über eine gelungene oder mißlungene Umsetzung der Wünsche des Bauherren. Bezüglich einfacher Bauaufgaben kennen erfahrene Planer die Momente und Situationen, die für das Gelingen eines Projekts entscheidend sind. Bei komplexen Bauaufgaben stellt sich die Lage etwas anders dar. Oft ist erst im Nachhinein ersichtlich, warum und an welcher Stelle die Umsetzung der Ideen aus den anfänglichen Planungen scheiterte. Besonders wichtig ist die Kenntnis dieser entscheidenden Punkte für die erfolgreiche Realisierung von ambitionierten Projekten mit hohen ökologischen Anforderungen im Nicht-Wohnungsbau. In diesem Bereich liegen noch sehr wenig Erfahrungen vor, auf die die Planer zurückgreifen können, um die kritischen Situationen im Planungs– und Bauprozess frühzeitig genug zu erkennen. Wie bei den ersten Niedrigenergiehäusern im Wohnungsbau bedarf es auch im Nicht-Wohnungsbau einiger Pionierleistungen von Architekten und Fachplanern um zum einen die prinzipielle Machbarkeit zu demonstrieren und zum anderen Erfahrungen über die speziellen Anforderungen solcher Projekte zu sammeln. Das war einer der Gründe dafür, dass die Bundesregierung 1995 das Förderkonzept „SolarBau“ initiierte [BMBF 1995].

Das in dieser Arbeit behandelte Projekt einer 2.000 m^2 großen Produktionshalle wurde ab einem frühen Zeitpunkt wissenschaftlich begleitet. Dadurch ergab sich die Möglichkeit, den Planungs- und Bauprozess zu dokumentieren und die anfänglichen Planungsüberlegungen mit den Ergebnissen aus der Nutzung zu vergleichen. Dabei lag der Schwerpunkt von Anfang an auf der Untersuchung des innovativen Lüftungssystems.

Im Gegensatz zu einer konventionellen Halle, sollte in die geplante Halle

- ein spezielles Lüftungssystem eingebaut,
- die Umsetzung eines recyclingfähigen Baukörpers angestrebt und
- eine möglichst günstige Gesamtprimärenergiebilanz über den gesamten Lebenszyklus des Gebäudes erreicht

werden.

Planungswerkzeuge der *Seriellen Planung* wären damit überfordert gewesen. Deshalb wurde die bei komplexen Bauaufgaben inzwischen bekannte *Integrale Planung* angewendet. Für die Integrale Planung fehlt in den üblichen Vorschriften zur Zeit noch eine präzise Definition, so dass die Leistungen, die die Planer bei der Integralen Planung zu erbringen haben, oft unklar sind. Daher wird im folgenden Abschnitt die in diesem Projekt angewandte Integrale Planung kurz umrissen, bevor in den sich daran anschließenden Abschnitten der Planungs- und Bauprozess der Halle mit dem Schwerpunkt „Lüftungssystem“ behandelt wird.

2.1 Die Integrale Planung zur Erstellung der Produktionshalle

Der Begriff *Integrale Planung* beschäftigt seit 1988 die Arbeitsgruppe „Integrale Planung“ der Fachgruppe für Haustechnik und Energie (FHE) in der Schweiz um „... die erforderliche Konvergenz innerhalb der bestehenden Haustechnik-Organisationen zu bewirken...“ [Wirth 1991, Seite 85].

Bei der bisher üblichen *Seriellen Planung* sind solche Rückkopplungen zwischen dem Entwurf des Architekten und den Planungen der Haustechniker bei komplexeren Gebäuden nicht mehr möglich, da sie im Planungsablauf zu verschiedenen Zeitpunkten stattfinden, wie Abbildung 2.1 zeigt.

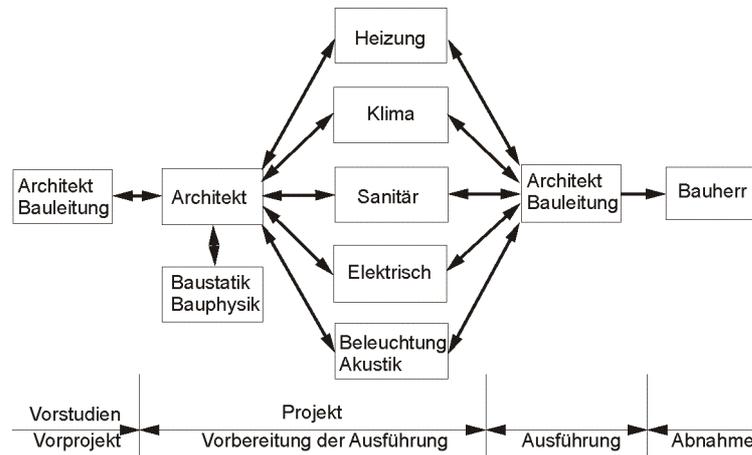


Abbildung 2.1: Ablaufdiagramm der seriellen Planung [Hediger 1991]

Bei der Integralen Planung werden dagegen die wichtigsten Fachplaner schon vor Planungsbeginn vom Bauherren in das Planungsteam berufen, um bereits in der Vorentwurfsphase ihre Ideen und Anregungen mit einbeziehen zu können (Abbildung 2.2). Für diese neue Art der Planung bedarf es neben anderer Arbeits- und Kommunikationstechniken auch neuer Denk- und Handlungsweisen, da ein wichtiger Teil der Arbeit interdisziplinär in einer Gruppe erfolgt.

2.1.1 Denk- und Handlungsweisen in der Integralen Planung

Grundlage der Integralen Planung bei der Produktionshalle war die Berücksichtigung des gesamten Lebenszyklusses des zu planenden Gebäudes, was die Nutzung *und* den Rückbau mit einschließt. Die Halle bietet damit für langfristige Überlegungen des Bauherren Vorteile und stellt ein Gebäude mit hoher Arbeitsplatzqualität dar.

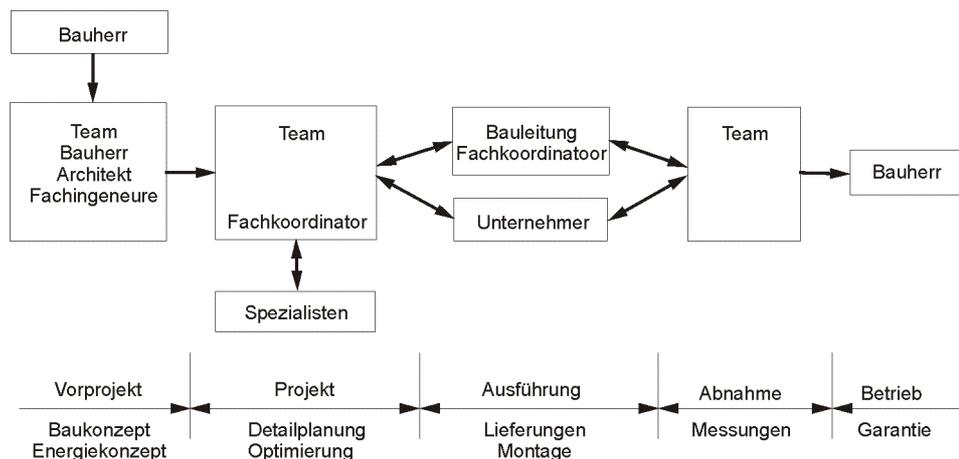


Abbildung 2.2: Ablaufdiagramm der integralen Planung [Hediger 1991]

Die Integrale Planung bot eine Plattform, auf der sich die an der Planung Beteiligten treffen und über

- Planungsziele,
- daraus folgenden Aufgabenstellungen und
- notwendigen Lösungsansätze

verständigten konnten.

Von den Teilnehmern wurde erwartet, dass sie die Bereitschaft mitbrachten, das Team über die eigenen Interessen hinaus darin zu unterstützen, die beste Lösung für die gestellte Aufgabe zu finden. Dadurch verlagerten sich die Ansprüche an die Tätigkeit jedes einzelnen Teilnehmers weg von der *gewerkeorientierten* Sichtweise hin zu einer *ganzheitlichen, aufgabenbezogenen* Betrachtungsweise. Das führte unter anderem dazu, dass sich jeder Teilnehmer mit den Fachbegriffen der anderen Berufsgruppen vertraut machen musste und seine eigene Fachsprache nicht zur Abgrenzung von den anderen Berufsgruppen einsetzte.

2.1.2 Arbeits- und Kommunikationstechniken

Eine weitere Voraussetzung für den Erfolg der Integralen Planung ist die richtige Wahl der Arbeits- und Kommunikationstechnik. Experimentelle Labor-

untersuchungen über das Verhalten von Kommunikationssystemen haben nach SCHALCHER [1991, Seite 25] ergeben, dass sich von den verschiedenen möglichen Kommunikationsstrukturen die „Vollstruktur“ für die Durchführung der Integralen Planung am besten eignet¹⁾. Die „Vollstruktur“ benötigt für die Kommunikation keinerlei Hierarchie, da jedes Gruppenmitglied mit jedem anderen kommunizieren kann (Abbildung 2.3). Der direkte, ungefilterte Austausch zwischen den einzelnen Akteuren ist für die schnelle und optimale Lösung eines Problems am effektivsten. Außerdem muss die Zusammensetzung des Teams dem Projekt angepasst sein.

Im Planungsprozess stellte sich heraus, dass es innerhalb des Projekts sinnvoll war, Arbeitsgruppen aus Fachplanern zu bilden. Sie bearbeiteten jeweils einen bestimmten Teil der Gesamtaufgabe. Diese Arbeitsgruppen widersprachen nicht dem Konzept der Integralen Planung, weil ihre Ergebnisse den anderen Mitgliedern des Planungsteams vorgestellt wurden und Änderungen möglich blieben. Die von den Arbeitsgruppen entwickelten verschiedenen Varianten für die Teilaufgabe blieben im „Pool“ der möglichen Lösungen, auf die bei Bedarf zurückgegriffen werden konnte.

Ein Mitglied des Planungsteams der untersuchten Halle beobachtete, dass so-

¹⁾ Betrachtet wurden vier typische Strukturen für Kommunikationssysteme mit fünf Personen. Bei diesen Tests sollten die Gruppen jeweils eine Aufgabe lösen, wobei jedes Gruppenmitglied nur über einen beschränkten Teil der für die Lösung der Aufgabe notwendigen Informationen verfügt. „Als Erfolgskriterien gelten die Leistungsfähigkeit der Gruppe (Zeitbedarf und Ergebnis), der Grad der Motivation und die Zufriedenheit der Gruppenmitglieder sowie die Organisationsfähigkeit und die Stabilität der Gruppe. [Schalcher 1991, Seite 26]

Die Untersuchungen zeigten, dass die „Vollstruktur“ instabil ist. Sie erhielt im Laufe der Versuche eine hierarchische Ordnung, die der Sternstruktur nahe kam. Im Gegensatz zur Sternstruktur blieben die Kommunikationswege untereinander jedoch erhalten. Die Gruppenleitung übernahm die Person mit den ausgeprägtesten Führungseigenschaften und der größten Teamfähigkeit.

SCHALCHER schließt daraus, dass

- stark hierarchisch gegliederte Organisationen mit festgelegten Dienstwegen für den integralen Planungsprozess ungeeignet sind,
- die Leitung des Planungsteams auf die Person mit den besten Führungsqualitäten und der größten Teamfähigkeit übertragen werden sollte. Fachwissen einer bestimmten Richtung oder Wissensvorsprung gegenüber den anderen Gruppenmitgliedern spielt eine untergeordnete Rolle,
- sich ein gewisse Hierarchie in der Gruppe nach kurzer Zeit von selbst einstellt, stabil bleibt und auf den Planungsprozess keine nachteilige Wirkung hat.

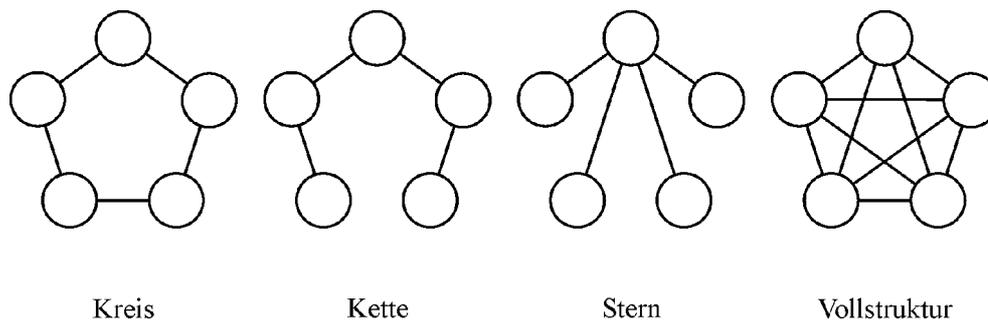


Abbildung 2.3: Typische Kommunikationssysteme für fünf Personen [Schalcher 1991]. Personen sind durch einen Kreis dargestellt, die Striche symbolisieren wechselseitige Kommunikationswege

gar eine größere Dynamik innerhalb des Planungsprozesses möglich ist und die Optimierung der Bauaufgabe beschleunigt wird [Miloni 2001]. Letztendlich wurde die endgültige Lösung in einem iterativen Prozess der Entwicklung und des Austauschs über die erzielten Ergebnisse gefunden.

Das Arbeiten im Team stellte an jeden Einzelnen hohe Anforderungen an die Disziplin. Grundregeln für die Kommunikation wie aktives Zuhören, Nachfragen, Gesprächsreihenfolgen einhalten et cetera erhielten einen höheren Stellenwert als bei anderen Arbeitsformen. Große Bedeutung hatte die Gesprächsleitung, die für die Einhaltung der Kommunikationsregeln, für eine angemessene Dauer der Teambesprechungen sowie für die Anfertigung eines Protokolls zuständig war.

Die modernen Kommunikationsmittel ermöglichen einen schnellen Gedanken- und Datenaustausch auch ohne den direkten persönlichen Kontakt. Dennoch blieb der persönliche Kontakt unter den Teammitgliedern für die erfolgreiche und für alle Seiten zufriedenstellende Projektabwicklung überaus wichtig.

2.1.3 Einschätzung der Integrale Planung durch die beteiligten Planer

Um einen möglichst umfassenden Überblick über den Ablauf der Integralen Planung in diesem Projekt zu geben, wurden verschiedene Quellen ausgewertet. Neben dem Forschungsbericht über die Planungs- und Bauphase [Kennedy u. a. 1999] und den Beobachtungen der Planung durch den Verfasser

wurden einige der am Projekt beteiligten Fachplaner nach ihrer Einschätzung des Planungs- und Bauprozesses befragt.

Alle Befragten stimmten darin überein, dass trotz der zwischenzeitlich aufgetretenen Probleme die intensiven Besprechungen in der Planungsphase ein wesentlicher Schlüssel zur erfolgreichen Umsetzung des Projekts war. Nicht alle Befragten sahen das Vorgehen jedoch als Integrale Planung an. Diejenigen, die an den Besprechungen teilnahmen, zeigen sich mit dem Ablauf der Gespräche insgesamt zufrieden. Diejenigen die erst später in das Projekt einbezogen wurden, bedauerten dies und empfanden dadurch ihre Gestaltungsmöglichkeiten stark eingeschränkt. Alle Befragten hielten die Anwendung der Integralen Planung prinzipiell für richtig und würden bei anderen Projekten diese Art der Planung der seriellen Planung vorziehen. Teilweise wurde sogar eine noch stärkere Abstimmung untereinander gewünscht.

Als große Schwäche des Planungsprozesses wird von einigen die Kürze der Umplanungszeit angesehen, in der ihrer Meinung nach keine Integrale Planung mehr statt gefunden hat (Abschnitt 2.2.2.2). Andere sahen die geringe Einbindung des Planungsteams in den Bauprozess als Nachteil für das Projekt an.

Das größte Hemmnis für die Integrale Planung war offensichtlich der im Vergleich zur Seriellen Planung höhere Zeitaufwand durch die Gespräche, dessen Kosten durch die normalen von der HOAI vorgegebenen Honorare nicht abgedeckt sind [HOA 1996]. Deshalb müssen gesonderte Vereinbarungen mit dem Bauherren getroffen werden, wie sie §5 der HOAI „Berechnung des Honorars in besonderen Fällen“ ermöglicht²⁾. Es gibt Hinweise darauf, dass die Integrale Planung durch höhere Motivation und größere Kreativität der beteiligten Fachplaner für bessere Planungsergebnisse und einen reibungsloseren Bauablauf sorgt. Die dadurch entstehenden Mehrkosten werden mehr als aufgewogen. Für eine eindeutige Beurteilung wäre jedoch die Verifizierung an weiteren Projekten notwendig, die vielleicht im Rahmen des Forschungsprogramms „SolarBau“ TK3 durchgeführt werden könnte.

²⁾ §5 (4a) der HOAI erlaubt die Vereinbarung eines Erfolgshonorars von bis zu 20% der Auftragssumme, wenn es durch besondere Leistungen des Planers zu wesentlichen Kostensenkungen ohne Verminderung des Standards kommt.

2.2 Der Planungsprozess

In diesem Abschnitt der Arbeit soll ein Einblick in die Projektentwicklung insbesondere in die Entwicklung des Lüftungssystems gegeben werden. Die Grundlage dafür bilden zum einen die im Rahmen der wissenschaftlichen Begleitforschung von den Beteiligten erstellten Berichte und zum anderen die Protokolle der Besprechungen. An den meisten dieser Besprechungen konnte der Verfasser dieser Arbeit selbst teilnehmen. Sie liefern die Informationen über die Entwicklung des Lüftungssystems von der ersten Idee bis zur Fertigstellung. Die folgende Beschreibung soll unter anderem die planungsentscheidenden Punkte herausarbeiten, so dass sie bei der Planung eines Nachfolgeprojekts berücksichtigt werden können.

2.2.1 Die Ausgangssituation auf dem Gelände

Das im nordwestlichen Teil Kassels liegende Gelände der Fa. Hübner ist Teil des Industrie- und Gewerbegebiets Kassel-Waldau. Es liegt am Anfang der Ringerschließungsstraße des Industriegebiets an der Kreuzung mit einer Hauptverkehrsstraße. Es wird im Norden durch die Straße und im Südwesten durch eine eingleisige Eisenbahnstrecke begrenzt. Die nicht bebauten Flächen werden als Ackerflächen genutzt.

Das Gelände war bisher nur in seinem nördlichen Teil bebaut. Das Gebäude gehörte zu den ersten, die in diesem Gebiet errichtet wurden. Es verfügt über etwa 10.000 m^2 Produktions- und Lagerflächen sowie einen an der nordöstlichen Seite eingeschobenen teilunterkellerten Gebäudeteil mit ca. 4.200 m^2 . Im EG befinden sich Flächen für die Produktion sowie Büros und im OG weitere Büros und die Kantine. Dieses Gebäude wird im Weiteren als *1.BA* bezeichnet. Der Entwurf stammt von der Architektin Inken Balla. Er zeichnet sich durch sein charakteristisches Faltdach mit Dachbegrünung aus (Abbildung 2.4), die anfangs vom Bebauungsplan bei allen Gebäuden in diesem Industriegebiet gefordert, aber nur in wenigen Fällen realisiert wurde.

Die Halle ist teilweise von weitläufigen Grünflächen umgeben, die sich sowohl günstig auf Kleinklima und Luftqualität auswirken als auch den Beschäftigten in den Arbeitspausen als Aufenthaltsflächen dienen. Neben den Rasenflächen



Abbildung 2.4: Der 1.BA auf dem firmeneigenen Gelände aus nördlicher Richtung. Links von dem Gebäude befindet sich die Erweiterungsfläche mit dem Bauplatz für den Neubau. Das Gelände wird im Hintergrund durch eine Bahnlinie begrenzt. Im Vordergrund verläuft die Ringerschließungsstraße, rechts außerhalb des Bildes die Landesstraße 3236. Quelle: Fa. Hübner, Kassel

finden sich Gebüsche und Hecken mit heimischen Gehölzen sowie einzelne Bäume.

2.2.2 Die Entwicklung des Entwurfs

1994 begannen bei der Fa. Hübner in Kassel die Planungen für eine Erweiterung des Produktionsstandortes Kassel-Waldau, bei denen zu berücksichtigen war, dass die Firma an diesem Standort eine Fläche von ca. $50.000 m^2$ besitzt, die im Laufe der nächsten Jahre durch weitere Bauabschnitte bebaut werden sollte. Insgesamt sollten die Erweiterungsbauten eine Fläche von etwa $15.000 m^2$ einnehmen. Die Firmenleitung wünschte vorerst die Erweiterung um eine Montagehalle mit einer Nutzfläche von $5.000 m^2$, die soweit wie möglich aus Holz gebaut werden sollte.

Aus den Erfahrungen mit der Errichtung des 1.BA entstanden drei Grundanforderungen an die Erweiterungsbauten des Standorts:

1. Die Baukosten im 1.BA waren weit höher als die erste Kostenschätzung erwarten ließ. Bei der Erweiterung wurde daher eine Kostenobergrenze für die Baukonstruktion (KG 300) von $1.000 \text{ DM}/\text{m}^2$ festgelegt.
2. Im 1.BA herrschte durch unzureichende Schalldämmung ein permanenter, unangenehm hoher Schallpegel. In der Erweiterung sollte daher für einen verstärkten Schallschutz gesorgt werden.
3. Die hohen rechteckigen Oberlichter im 1.BA mit ihrer seitlichen, vertikal angeordneten Verglasung ließen viel Licht in das Gebäude, das jedoch nicht ausreichte, um den mehrfachen Schattenwurf durch die punktförmig angeordneten Kunstlichtstrahler mit hohem Direktlichtanteil zu verhindern. Dies wirkt sich besonders beim Schweißen sehr störend aus (Abbildung 2.5). Daher hatte eine gute, den Tätigkeiten in der Halle angepasste Tages- und Kunstlichtversorgung einen hohen Stellenwert.

Der Architekt Eble aus Tübingen überzeugte die Firmenleitung davon, dass es auch zu den geforderten sehr niedrigen Baukosten möglich sei, hohe ökologische Ansprüche in der Planung umzusetzen und eine Halle zu erstellen, die durch Materialwahl, Wärmedämmstandard und technischen Ausbau zu einer hohen Arbeitsplatzqualität betragen könnte.

Um die ökologischen Ansprüche überzeugend formulieren zu können, zog der Architekt für seinen Entwurf einen auf die Brettstapelbauweise spezialisierten Tragwerksplaner und einen Energieberater hinzu. Der Energieberater schlug zwei Lüftungskonzepte für die Halle vor:

- die Porenlüftung, bei der durch poröse Materialien in der Decke und/oder der Außenwand Außenluft in die Halle gesaugt werden sollte und
- die Quelläftung, angetrieben durch den thermischen Auftrieb in der Halle, bei der die Luft durch großflächige Luftauslässe in die Halle gelangt und die Frischluft über Erdwärmetauscher aus den Grünbereichen angesogen wird.

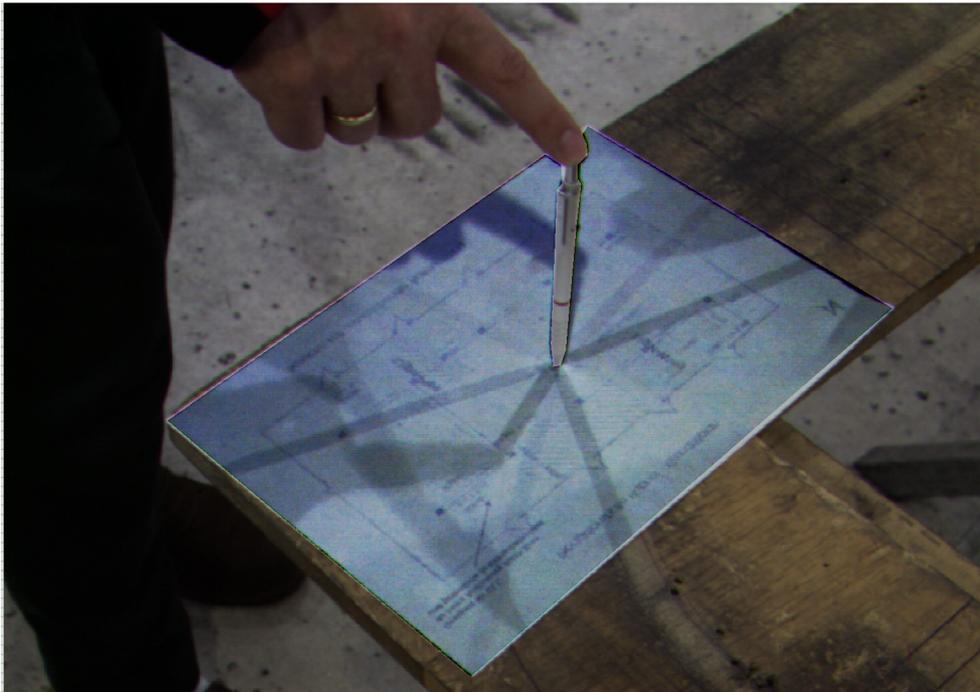


Abbildung 2.5: Schattenwurf in der Halle des 1.Bauabschnitts. Der mehrfache Schatten erschwert beim Schweißen das Erkennen von Details auf dem Schweißgut.

Bei der Porenlüftung wird die Zuluft gezwungen, gegen die natürliche Konvektion zu strömen. Daher war nicht auszuschließen, dass die Schadstoffe *in* die Aufenthaltszone statt *aus* ihr heraus transportiert werden. Da dadurch eine schlechtere Luftqualität entstehen könnte, entschied sich das Planungsteam für den Einsatz eines Quelllüftungssystems.

Der Vorschlag des Energieberaters war, die Zuluft durch Erdwärmetauscher anzusaugen und durch großflächige, bodennahe Luftauslässe impulsarm in die Halle einströmen zu lassen. Die Abluft würde durch die Rauch- und Wärmeabzugsklappen (RWA-Klappen) aus der Halle entweichen. Für den Antrieb des Lüftungssystems sollte der thermische Auftrieb genutzt werden, der durch die Wärmelasten der Personen und Maschinen in der Halle entstünde. Ventilatoren wären für den Antrieb des Lüftungssystems nicht notwendig. Daher würde es lediglich Elektroenergie für die Regelung der RWA-Klappen benötigen.

Richtig ausgelegt entstünde im Aufenthaltsbereich der Halle ein 2 bis 2,5 m hoher „Frischluffsee“ mit sehr guter Luftqualität. Schadstoffe und Gerüche, die

von Wärmequellen emittiert werden, würde der durch sie erzeugte thermische Auftrieb aus der Aufenthaltszone abtransportieren.

Voraussetzung für die Funktion des Lüftungssystems war

- eine für den Industriehallenbau außergewöhnlich luftdichte Gebäudehülle mit einem Fugenluftwechsel unter $0,05 h^{-1}$ sowie
- eine Zuluftverteilung mit möglichst geringem Strömungswiderstand.

Es wird im Abschnitt 4.2 eingehend erläutert.

Das Lüftungskonzept ist Bestandteil des Energiekonzepts der Halle, das aus weiteren Komponenten besteht:

- gedämmte Gebäudehülle mit Niedrigenergiestandard,
- Sonnenenergienutzung zur Heizungsunterstützung,
- Abluftwärmerückgewinnung durch ein Kreislaufverbundsystem (KVS).

Ein markanter Einschnitt im Planungsprozess war ein Planungsabbruch kurz vor Beginn der Ausführungsplanung. Die Planungen wurden wieder aufgenommen, allerdings für eine wesentlich kleinere Halle, die im Weiteren als „Ausführungsprojekt“ bezeichnet wird. Die folgenden beiden Abschnitte beschreiben die Planungen für die beiden Hallen, das vom Planungsabbruch betroffene „Vorprojekt“ und das tatsächlich gebaute Ausführungsprojekt und ihren Einfluss auf die Ausgestaltung des Lüftungssystems.

2.2.2.1 Das Vorprojekt

Die geplante Halle war von Anfang an Teil eines Gesamtkonzepts für die zukünftige Bebauung des Firmengeländes. Neben der zu errichtenden Halle (2.BA) wurden die Standorte von zwei weiteren Hallen (3. und 4.BA) festgelegt, in denen neben der Produktion auch ein Verwaltungsbereich vorgesehen war (Abbildung 2.6). Für die geplanten Bauabschnitte sah der Entwurf des Vorprojekts einen zentralen Andienungshof vor, um den sich die Hallen gliedern sollten. Zwischen dem bestehenden Gebäude und den neu zu errichtenden

Hallen sollte eine Fuge in Form einer neu anzulegenden Grünzone entstehen. Auch die Hallen sollten von Grünzonen umgeben werden, die aus Wiesen und Gehölzen bestehen und an die vorhandenen Grünzonen anknüpfen.



Abbildung 2.6: Lageplan der Erweiterung. Quelle: Sonnenmoser

Das Konzept der geplanten Hallen des Vorprojekts basiert auf einer Modulbauweise, mit einer Kantenlänge von $19,60\text{ m} \times 19,60\text{ m}$. Hinzu gekommen wären Bandraster mit einer Breite von $4,40\text{ m}$, in denen sich die Stützenkonstruktion in Form von Böcken mit einem Raster von $4\text{ m} \times 4\text{ m}$ befunden hätten. Die gesamte Trag- und Dachkonstruktion sollte in Brettstapelbauweise erstellt werden. Die Dachflächen sollten zwischen den Stützen in einer Bogenform eingehängt und begrünt werden. Nuten auf der Innenseite des Daches hätten die Schallstreuung der bogenförmigen Dächer durch zusätzliche Schallabsorption unterstützt (Abbildung 2.7). Sheds sollten Hochpunkte im Dachbereich der Bandraster bilden und die natürliche Belüftung der Halle unterstützen. Sie wären für eine günstige Entlüftung der Halle parallel zur Hauptwindrichtung angeordnet worden. Die Hochpunkte hätten außerdem die vom Energieberater gewünschten südostorientierten Flächen für die Solarenergienutzung gebildet. Auf der Südostseite wären die Sheds senkrecht verglast gewesen. Das dem Entwurf der Halle angepasste Energiekonzept gibt Abbildung 2.8 wieder.

Das Planungsteam wurde in einer frühen Planungsphase des Vorprojekts um

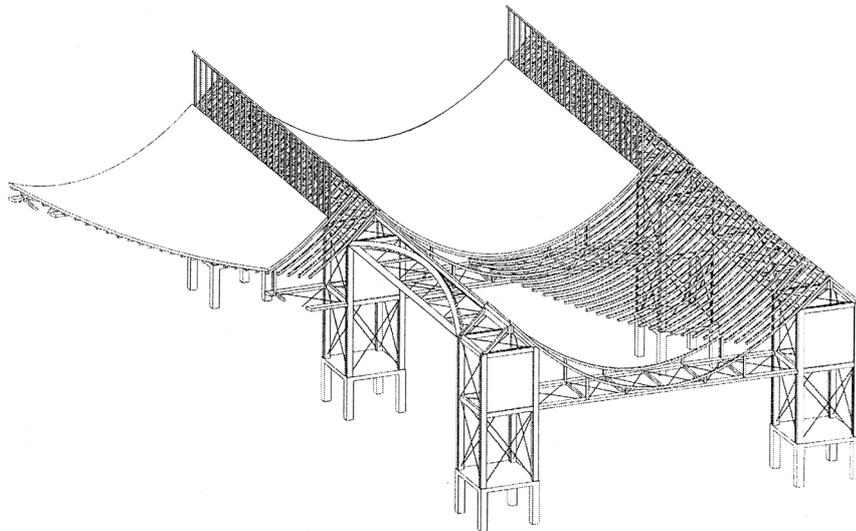


Abbildung 2.7: Isometrie des Vorprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.4]

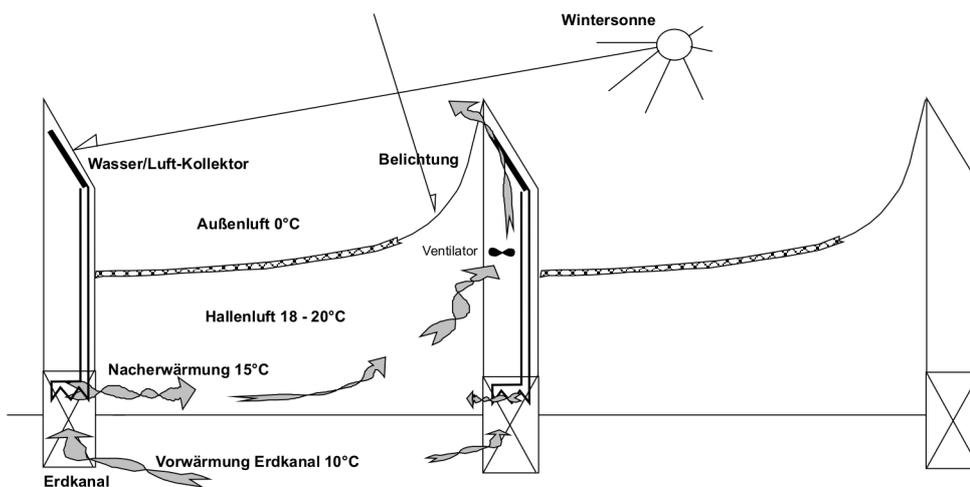


Abbildung 2.8: Energie- und Lüftungskonzept des Vorprojekts [Stahl und Graw 1999, Abbildung 5.2]

den Haustechniker, die Freiraumplanerin, die Projektleiterin und den Projektsteuerer ergänzt. Andere Spezialisten wie z.B. der Boden- und der Brandschutzgutachter wurden bei Bedarf hinzugezogen.

Im weiteren Projektverlauf äußerte der Bauherr Bedenken gegenüber der Stützenkonstruktion. Das Planungsteam ging davon aus, dass der Raum, der nicht

von den vorgesehenen Kranbahnen erreicht worden wäre, für notwendige Büros, Sozialräume und die Quellluftauslässe des Lüftungssystems zu nutzen wäre. Der Bauherr war jedoch davon überzeugt, dass die Fläche für diese Funktion zu hoch angesetzt war. Daher hätten bei einer anderen Stützenvariante die Quellluftauslässe entweder in die Wände oder in den Fußboden integriert werden müssen.

Zum Zeitpunkt dieses fortgeschrittenen Planungsstands wurde noch ein Lichtplaner hinzu gezogen, um Fragen der Tageslichtnutzung zu klären. Er empfahl statt der bisher aus energetischen Gründen südwestorientierten Glasflächen in den Erkern und den Sheds nordorientierte Sheds vorzusehen, um die Blendung und die sommerliche Überwärmung in der Halle kostengünstig und mit einfachen Mitteln zu verhindern. Da die Halle längs der bestehenden Betriebsstraße errichtet werden sollte, wurde die Planung zugunsten einer nordostorientierten Halle abgeändert, wodurch nach Meinung des Lichtplaners in der Halle die Gefahr der Blendung durch die frühe Morgensonne entstehen könnte. Die Beschäftigten bestätigten in den während der Validierung durchgeführten Befragungen, dass insbesondere an den Erkerfenstern zwischen 7 und 9 Uhr Blendungen auftreten.

2.2.2.2 Das Ausführungsprojekt

Firmeninterne Veränderungen zwangen den Bauherren in dem sehr späten Planungsstadium dazu, auf den Bau der Halle zu verzichten. Statt dessen sollte nun eine 2.000 m^2 große Produktionshalle errichtet werden. Sie musste möglichst schnell erstellt werden und sehr preisgünstig sein, weswegen sich der Bauherr nach einer Standardhalle aus Porenbeton erkundigte. Ihr Kostenvorteil beruhte unter anderem auf ihrem hohen Vorfabrikationsgrad. Das Angebot für diese Porenbetonhalle wird im Weiteren als „Referenzprojekt“ bezeichnet. Bei einer Realisierung des Referenzprojekts wäre keine der im Vorprojekt geplanten Maßnahmen umgesetzt worden.

Nach Gesprächen zwischen den Planern und dem Bauherren willigte letzterer ein, eine Holzhalle inklusive der bei dem Vorprojekt vorgesehenen innovativen Komponenten bauen zu lassen, wenn ihre reinen Baukosten nicht höher als beim Referenzprojekt wären. Das Team erarbeitete in nur vier Wochen einen Entwurf, der im Weiteren als „Ausführungsprojekt“ bezeichnet wird. Ohne

die intensiven Vorarbeiten mit der Integralen Planung für das Vorprojekt wäre jedoch eine so komplexe Planung in der kurzen Zeit nicht möglich gewesen. Der Bauherr hätte eine konventionelle Produktionshalle bauen müssen.

Durch den engen Zeit- und Kostenplan fanden die aus den Planungen für das Vorprojekt bekannten Koordinationssitzungen aller Planungsbeteiligten nicht mehr statt. Instrumente der Integralen Planung wurden nicht mehr angewendet. Die später festgestellte mangelnde Luftdichtheit und der geringe Tageslichtquotient der Halle sind auf diese fehlenden Absprachen zurückzuführen. Es fehlten Zeit und Geld, um das Projekt, das durch seine innovativen Komponenten wie Lüftungssystem, Luftdichtheit des Baukörpers und Wärmedämmstandard für den Industriebau richtungsweisend war, mit der erforderlichen Gründlichkeit zu Ende planen zu können. Die Folge waren umfangreiche und kostspielige Sanierungen nach etwa zweijährigem Betrieb, um die Luftdichtheit des Gebäudes in dem Maße herstellen zu können, wie sie für die Funktion des Lüftungssystems benötigt wurde.

Voraussetzung für die Realisierbarkeit des Ausführungsprojekts war eine Förderung des zusätzlichen Mehraufwands, der beispielsweise für die Auslegung des Lüftungssystems erforderlich war, die im Rahmen der Forschungsprogramms „SolarBau“ gewährt wurde.

Dazu gehörten

- Berechnungen sowie anschließenden Simulationen mit TRNSYS für die Auslegung der Erdwärmetauscher (EWT),
- fluiddynamische Simulationen der Luftströmungen in der Halle mit dem Programm RESCUE unter Berücksichtigung verschiedener Varianten für die Wärmelasten der geplanten Maschinen und Aggregate,
- Auslegung von drei Luft-Wasser-Wärmetauschern mit luftseitig besonders geringen Druckverlusten. Davon sollten zwei über ein Kreislaufverbundsystem (KVS) verbundene Wärmetauscher die Zuluft mittels aus der Abluft zurückgewonnener Wärme vorwärmen. Der dritte, von der Heizungsanlage versorgte Wärmetauscher sollte die Zuluft erwärmen, falls die bereitgestellte Wärmemenge aus dem (KVS) nicht ausreichen sollte.

Dieser Mehraufwand sollte nach den Erfahrungen des Projekt- und Kostensteuerers durch eine aufwändigere Ausschreibung – die nach den Fachlosen bei der Beteiligung von mehreren Bietern einen stärkeren Wettbewerb unter den Bietern auslöst – ausgeglichen werden. Dadurch, so argumentierte er, entstehen Kostenvorteile in der Größenordnung von 15%, ohne dass eine Verringerung der Qualität der ausgeführten Arbeiten auftritt [Schlüter 1999, Seite 75 f]. Dieser Aspekt war für die Konkurrenzfähigkeit des Ausführungsprojekts gegenüber dem Referenzprojekts letztendlich von entscheidender Bedeutung. Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise war die Möglichkeit, für ein Gewerk Angebote mit verschiedenen Baustoffen für die Ausführung anzufordern, was bei der Vergabe an einen Generalunternehmer nicht möglich war. So blieb eine größere Flexibilität während der Planungsphase für die Gewerke erhalten, bei denen aus verschiedenen Gründen die genaue Ausführung zum Zeitpunkt der Baugenehmigung und Detaillierung noch nicht festgelegt werden konnte. Die späteren Konsequenzen wie Schwierigkeiten bei der Suche nach den Ursachen für die Wassereinträge in die EWT zeigen aber auch die möglichen Nachteile der Ausschreibung nach Fachlosen auf. Die EWT und der Zuluftsammelschacht wurden von drei verschiedenen Firmen erstellt. Bevor wegen der Wassereinträge eine Mängelrüge ausgesprochen werden konnte, musste erst geklärt werden, in welchem Teil des Gewerks sich die Leckagen befinden.

Die Halle wurde an derselben Stelle errichtet, die auch für das Vorprojekt vorgesehen war. Da ihre Grundfläche nur 40% der Grundfläche des Vorprojekts besaß, musste auch das gesamte Erweiterungskonzept überarbeitet werden. Der Lageplan mit dem neuen Erweiterungskonzept ist in Abbildung 2.9 wieder gegeben. Er sieht den Zubau weiterer, mit dem Ausführungsprojekt identischer Hallen vor, die in Form von zwei Hallenspangen das Produktionsflächenangebot vergrößern.

Die Anzahl der EWT wurde proportional zur kleineren Nutzfläche von 5 auf 2 reduziert. Da sich die internen Wärmelasten gegenüber dem Vorprojekt nur geringfügig geändert hatten, mussten die EWT für eine vergleichbare Kühl- und Wärmeleistung verlängert werden. Die geplanten Standorte der Frischluftbrunnen am südwestlichen Grundstücksrand parallel zum Bahndamm blieben unverändert.

Von Seiten des Bauherren ergaben sich durch die veränderte Lage ebenfalls

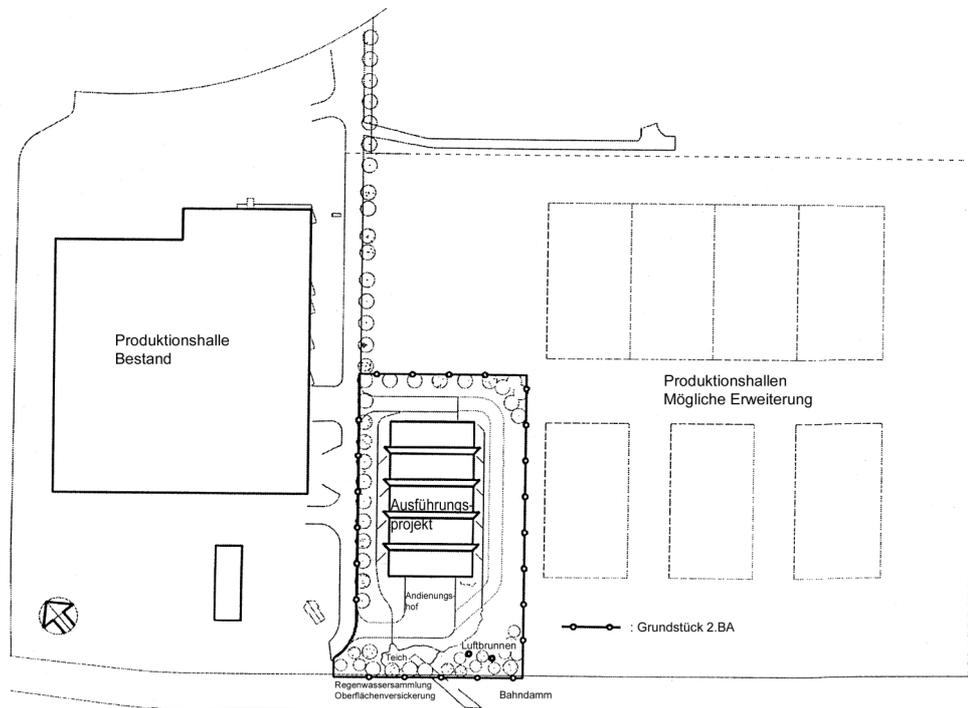


Abbildung 2.9: Erweiterungskonzept für das Ausführungskonzept [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.5]

Veränderungen im geplanten Produktionsablauf und folglich auch in der funktionalen Ausstattung der Halle. Dadurch erlangte das Ausführungsprojekt eine größere Komplexität als das Vorprojekt. Forderungen des Bauherren waren nun:

- Die zur Verfügung stehenden Flächen müssen möglichst gut genutzt werden und für alle denkbaren Arbeiten geeignet sein. Entsprechend ist der technische Ausbau der Halle zu konzipieren, damit sämtliche notwendigen Medien schnell, unproblematisch und kostengünstig an eine veränderte Produktionsweise angepasst werden können.
- Die Flächen, die von den Kranbahnen überstrichen werden, sind zu maximieren. Stützenböcke, wie sie im Vorprojekt vorgesehen waren, finden daher keine Zustimmung.
- Wandflächen, die für Heizkörper oder Quellluftauslässe benötigt werden, sind möglichst klein zu halten.

- Die Produktion in der Halle soll u-förmig verlaufen, aber jederzeit auf eine lineare Produktion umgestellt werden können.
- Die Andienung der Halle soll vorerst aus dem Südwesten erfolgen, damit kurze Transportwege zum 1.BA entstehen.
- Die Halle musste eine möglichst hohe Toleranz gegenüber unterschiedlich hohen internen Wärmelasten aufweisen, da sie sich durch Nutzungsänderungen verändern konnten.
- Ein-, Zwei- oder Dreischichtbetrieb soll ohne Schwierigkeiten in der Halle möglich sein.
- Die Bodenplatte ist auf eine Flächenlast von 10 t/m^2 auszulegen.

Das Ausführungsprojekt hat eine Länge von 62 m und eine Breite von 33 m . Es ist in zwei Längsschiffe geteilt, die eine Spannweite von $21,30 \text{ m}$ bzw. $11,70 \text{ m}$ besitzen. Der Grundriss der Halle ist in Abbildung 2.10 dargestellt.

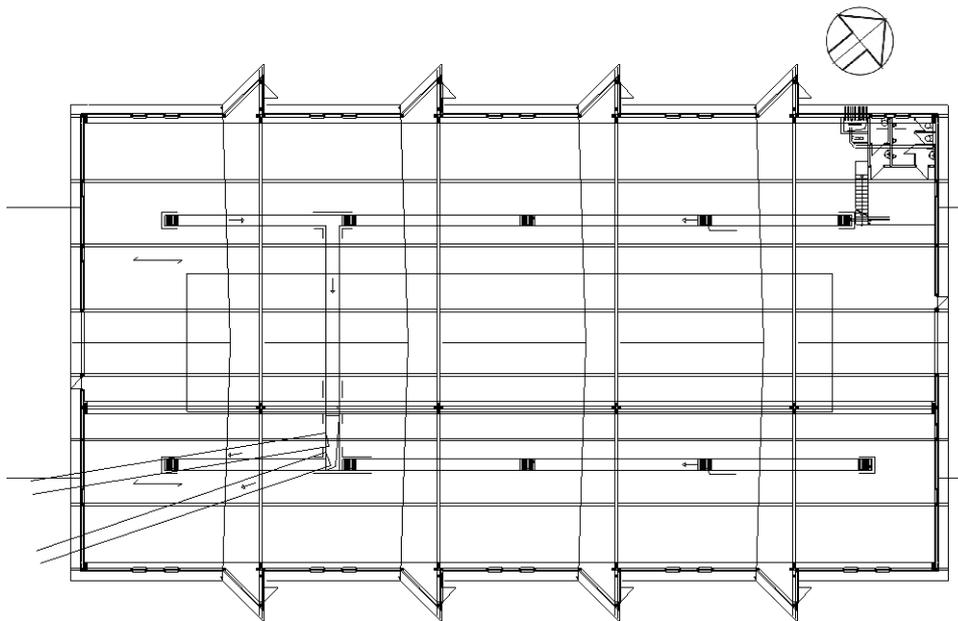


Abbildung 2.10: Grundriss des Ausführungsprojekts mit Zuluftkanalsystem [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]

Eine Stützenreihe stellt die sichtbare Trennung der beiden Schiffe dar (Abbildung 2.11). Die Asymmetrie der Schiffe resultiert aus der mittigen Anordnung

der Hallentore an den Schmalseiten der Halle und der Forderung nach störungsfreien Verkehrswegen zwischen beiden Toren, sowohl für die u-förmige als auch für die lineare Produktion.



Abbildung 2.11: Nordostansicht und Schnitt B-B des Ausführungsprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]

In Längsrichtung besteht die Halle aus insgesamt 5 Hallenabschnitten. Ein Shed mit senkrechter, nordostorientierter Verglasung, das an beiden Längswänden in einen Erker mit dreieckiger Grundfläche und ebenfalls nordostorientierter Verglasung übergeht, verbindet jeweils zwei Hallenabschnitte miteinander und sorgt für den Einfall von blendfreiem Tageslicht (Abbildung 2.12).



Abbildung 2.12: Nordwestansicht und Schnitt A-A des Ausführungsprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]

Die im Vorprojekt geplante Dachkonstruktion mit einer der Luftbewegung angepassten Wölbung und Hochpunkten zur Unterstützung der freien Lüftung,

reduzierten sich auf eine einfache Shedkonstruktion. Da sich aus den Diskussionen mit dem Betriebsleiter ergab, dass beim Ausführungsprojekt eine höhere spezifische Wärmelast anfallen würde als beim Vorprojekt, war auch ein höherer thermischer Auftrieb zu erwarten, der für den Antrieb des Lüftungssystems ausreichend sein würde. Gleichzeitig sanken infolge der voraussehbar niedrigeren Zahl von Beschäftigten in der Halle das notwendige Lüftungsvolumen. Spezielle Solarsheds waren daher nicht mehr erforderlich.

Der Energieberater überarbeitete sein Lüftungskonzept, so dass die Quellluftauslässe von den Wänden in die Fußböden verlegt werden konnten. In einer Arbeitsgruppe diskutierten die Planer die damit verbundenen Vor- und Nachteile.

Die vertikalen Auslassflächen hätten den Vorteil gehabt, dass der Impuls der einströmenden Luft horizontal ausgerichtet gewesen wäre. Das hätte die Verteilung der Luft in der Halle unterstützt (Abbildung 2.13). Der Impuls einer Strömung aus einer horizontalen Auslassfläche müsste dagegen von der Schwerkraft erst in einen vertikalen Impuls verändert werden, bevor er die Luft in der Fläche verteilen könnte.

Nachteilig würde sich nach Einschätzung der Planer bei vertikalen Auslassflächen jedoch das Aufstellen von Material, Maschinen und Arbeitsgeräten in der Halle auswirken. Sie würden die Luftströmung behindern, wenn sie einen Teil der Auslassfläche verdeckten. Dadurch gelänge nur ein Teil des möglichen Luftvolumenstroms in die Halle. Um einen ausreichenden Zuluftvolumenstrom sicherzustellen, wären vorbeugend entsprechend größere und kostenintensivere Auslassflächen notwendig.

Daher erschien es sinnvoller, die Quellluftauslässe in dem Boden zu integrieren, vorausgesetzt, sie wären so angeordnet, dass die Wahrscheinlichkeit möglichst gering wäre, dass sie zugestellt würden oder sich in unmittelbarer Nähe von Dauerarbeitsplätzen befänden. Die Quellluftauslässe wurden deshalb an der Grenze zwischen Produktions- und Verkehrsflächen angeordnet. Des Weiteren war die Lage der Luftauslässe zu den Abluftöffnungen zu berücksichtigen, um Kurzschlussströmungen zu verhindern, weshalb die Quellluftauslässe um ein halbes Raster seitlich versetzt zu den Sheds angeordnet wurden. Das Lüftungskonzept des Ausführungsprojekts zeigt Abbildung 2.14.

Wie im Vorprojekt sollte das Tragwerk des Ausführungsprojekts aus Holz be-

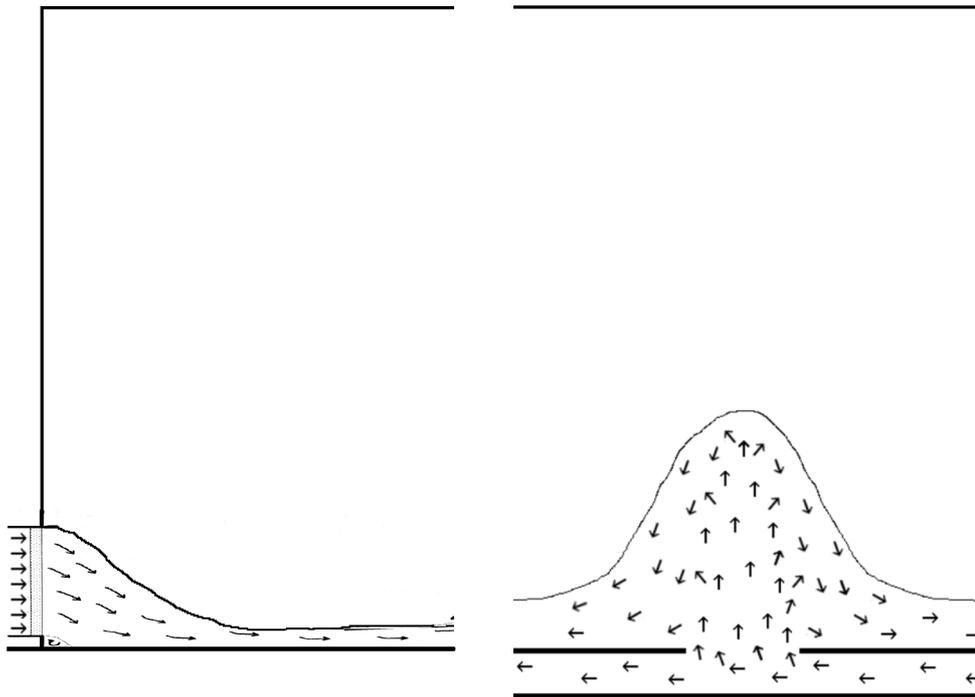


Abbildung 2.13: Vergleich der Luftverteilung beim Ausströmen aus einem Wand- bzw. Bodenauslass

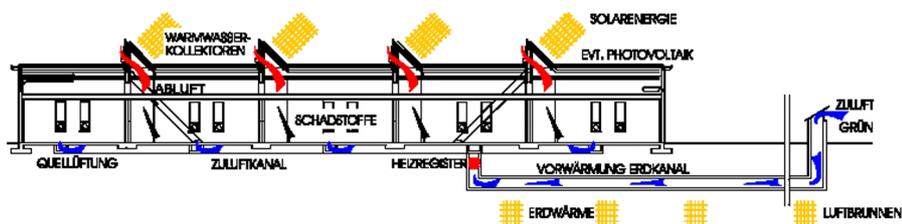


Abbildung 2.14: Schnitt A-A des Ausführungsprojekts mit Lüftungskonzept [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.9]

stehen. Statt der Brettstapelbauweise wurde jedoch aus Kostengründen eine Konstruktion aus Brettschichtholz (BSH) gewählt. Die Hauptträger verlaufen in Hallenquerrichtung direkt hinter der Ebene der Verglasung der Sheds. Sie lagern auf eingespannten Stützen, die wie die Queraussteifung der Halle ebenfalls aus BSH gefertigt sind. Die Außenwände bestehen aus einer Holzrah-

menkonstruktion. Für die Längsaussteifung sorgen Stahlkreuze, die zwischen einigen Stützen auf der Innenseite der Außenwände befestigt sind.

Auf das Dach aus Brettschichtholz, wie es für das Vorprojekt geplant war, musste aus Kostengründen verzichtet werden. Um auch die gewünschte gute Schalldämmung erreichen zu können, wählte der Architekt stattdessen gelochtes Trapezblech, das mit einer Wärmedämmung aus Mineralwolle von durchschnittlich 15 cm Dicke³⁾ versehen sein sollte.

Untersuchungen im Rahmen der Begleitforschung zeigten jedoch, dass diese Konstruktion sowohl Luftdichtheit und Tageslichtnutzung als auch die Gesamtprimärenergiebilanz der Halle negativ beeinflusst.

Daraus resultierten erhebliche Leckagen, die ein Funktionieren des Lüftungssystems praktisch unmöglich machte (Abschnitt 4.3.4). Der Themenkomplex „Tageslichtnutzung“ wird in dieser Arbeit nicht explizit behandelt, ist jedoch im multimedialen Forschungsbericht dokumentiert [Kennedy und Großmann 2002, Abschnitte Licht bzw. Gesamtprimärenergiebilanz].

Die Außenwände wurden als Holzrahmenkonstruktion mit einer 18 cm starke Wärmedämmschicht aus Mineralwolle erstellt. Eine für das Lüftungskonzept folgenreiche Entscheidung war, dass die aus Grobspanplatten (OSB-Platten) bestehende Innenbeplankung gleichzeitig als Luftdichtheitsschicht dienen sollte. Die zuerst geplante separate Luftdichtheitsschicht wurde aus Kostengründen nicht realisiert. Architekt, Bauherr und Projektsteuerer vertraten die Auffassung, dass die OSB-Platten der Innenverkleidung der Wände diese Funktion mit übernehmen könnten.

Die im Rahmen der Forschung durchgeführten Messungen der Luftdichtheit zeigten, dass die Platten selbst zwar luftdicht sind, die Stöße jedoch Probleme bereiteten. Besonders, wenn die Platten nicht geradlinig aneinander gereiht, sondern in einem Winkel aufeinandertreffen. Sie können dann nicht mit Nut und Feder verbunden werden, wodurch luftdichte Anschlüsse ohne weitere Dichtungsmaßnahmen nicht herzustellen sind. Als ähnlich undicht erwiesen

³⁾ In [Kennedy u. a. 1999, Tabelle 5.4] sind 18 cm angegeben, eine spätere Nachfrage beim Architekten ergab, dass es sich dabei um die maximale Dämmschichtdicke handelt, die nur im Bereich der Sicken anzutreffen ist. Der k-Wert des Dachs beträgt daher nicht $0,19 W/(m^2 \cdot K)$, sondern $0,22 W/(m^2 \cdot K)$ wie in Tabelle 2.1 angegeben.

sich die Anschlüsse zwischen den OSB-Platten und der Tragkonstruktion der Halle.

Obwohl es für Hallen dieser Größe von der Wärmeschutzverordnung (WSchV'95) nicht gefordert wird, empfahl der Energieberater die Dämmung der Fußbodenplatte, um die Wärmeverluste so gering wie möglich zu halten. Die 20 cm starke, auf Streifenfundamenten gegründete Betonplatte wurde dazu auf einer 15 cm starken Schicht aus geschäumten Glasschrott aufgebaut. Geschäumter Glasschrott findet bisher im Straßenbau Verwendung, seine Eigenschaften – hochbelastbar, kostengünstig und leicht zu verarbeiten – machen ihn zu einer interessanten Alternative zum Foamglas. Verglichen mit Foamglas besitzt geschäumter Glasschrott jedoch eine höhere Wärmeleitfähigkeit. Bei Foamglas liegt sie je nach Produkt zwischen $\lambda_R = 0,040 - 0,055 W/(m \cdot K)$, während sie für Glasschrott $\lambda_R = 0,091 W/(m \cdot K)$ beträgt [Mis 2001, Deu 2000]. Dadurch werden größere Dämmschichtdicken notwendig, um vergleichbare U-Werte zu erhalten. Die Dämmschichtdicke spielte jedoch bei der Materialwahl für die Dämmung der Bodenplatte eine untergeordnete Rolle.

Abschließend gibt Tabelle 2.1 die errechneten k-Werte⁴⁾ und den nach der WSchV'95 berechneten Jahres-Transmissionswärmebedarf Q_T für Ausführungs- und Referenzprojekt wieder.

2.2.3 Das Nutzungskonzept

Die Vorstellungen zur Hallennutzung (s. Seite 30) konkretisierten sich im Zuge der Planungen des Ausführungsprojekts. So ließ sich anhand eines Produktionsablaufplans klären, dass sich die Standorte der Maschinen an den Außenwänden orientieren. Das verbesserte die Möglichkeit der Tageslichtnutzung für die Arbeitsplatzbeleuchtung und den visuellen Außenkontakt der Beschäftigten. Die Verkehrs- und Lagerflächen, die die Produktionsflächen in zwei entlang der Längsseiten verlaufenden Flächen teilen, liegen im Halleninneren.

⁴⁾ Zur Zeit der Planung und Errichtung wurden der Wärmedurchgangskoeffizient k nach DIN 4108 in der Fassung von 1981 berechnet. Die heute üblichen U-Werte wurden erst im Jahr 2000 eingeführt.

⁵⁾ Der rechnerische Wert liegt bei $3,8 W/(m^2 \cdot K)$. Nach WSchV'95 durfte bei Gebäuden mit Innentemperaturen unter $19^\circ C$ für die Bodenplatte ein k-Wert $k_G = 2,0 W/(m^2 \cdot K)$ angesetzt zu werden, auch wenn dieser überschritten wurde.

Fläche		k-Wert	
		Ausführungs- projekt	Referenz- projekt
Dach	$[W/(m^2 \cdot K)]$	0,22	0,32
Shed	$[W/(m^2 \cdot K)]$	0,20	–
Wand	$[W/(m^2 \cdot K)]$	0,20	1,13
Fenster	$[W/(m^2 \cdot K)]$	1,30	1,30
Oberlichter, Lichtbänder	$[W/(m^2 \cdot K)]$	–	3,00
Tore	$[W/(m^2 \cdot K)]$	3,00	3,00
Bodenplatte	$[W/(m^2 \cdot K)]$	0,52	2,00 ⁵⁾
$Q_{T'}$ nach WSCHV'95	$[kWh/(m^3 \cdot a)]$	3,6	7,7

Tabelle 2.1: Vergleich der k-Werte und des Jahres-Transmissionswärmebedarfs zwischen dem Ausführungs- und dem Referenzprojekt. Beim Ausführungsprojekt sind die Wände mehr als fünfmal und die Bodenplatte gut siebenmal besser wärmegeämmt als beim Referenzprojekt. Die Wärmedämmung des Dachs ist etwa um 50% besser als beim Referenzprojekt.

Um dem Bauherren die Optionen sowohl für einen u-förmigen als auch für einen linearen Produktionsablauf offen zu halten, ordnete der Architekt an beiden Hallenquerseiten Tore für die Anlieferung an. Vor dem südwestlichen Tor wurde ein Hof für Anlieferung und Versand eingeplant, der eine Wendemöglichkeit auch für große Sattelzüge bieten sollte. Für das nordöstliche Tor genügte ein kleinerer Anlieferungshof.

Die Abbildung 2.15 zeigt das geplante Nutzungskonzept im Grundriss der Halle. Die Quellluftauslässe sind als blaue Rechtecke zwischen der Fertigungsstraße und den Produktionsflächen eingezeichnet.

Die vorgesehenen Heizflächen konnten durch den Einsatz einer Deckenstrahlungsheizung aus dem Bereich der Nutzflächen in einen nicht genutzten Bereich der Halle verlagert werden.

Für die Auslegung des Lüftungssystems musste die Höhe der abzuführenden Wärme- und Schadstofflasten und die Personenzahl in der Halle in etwa bekannt sein, um den notwendigen Luftwechsel bestimmen zu können. Sollte das

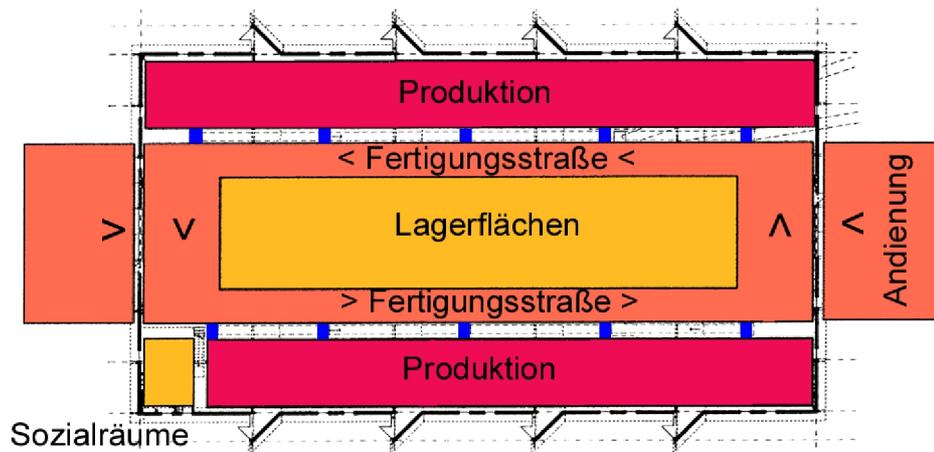


Abbildung 2.15: Aufteilung und Funktion der Flächen und die Betriebsabläufe im Ausführungsprojekt [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.6]

Lüftungssystem wie geplant ausschließlich mit dem thermischen Auftrieb arbeiten, waren diese Daten zusätzlich für die Bestimmung der Luftbewegungen wichtig.

Da Produktionshallen im allgemeinen durch hohe innere Wärmelasten zur sommerlichen Überwärmung neigen, mussten zudem die Nutzungszeiten bekannt sein. Mit ihnen sollte überprüft werden, ob und inwieweit durch eine verstärkte Nachtkühlung einer Überhitzung entgegengewirkt werden könnte. Da während der Nachtkühlung ein hoher Luftvolumenstrom die Halle durchströmen würde, könnte die Halle in dieser Zeit nicht genutzt werden.

Eine genaue Größe für die internen Wärmelasten konnte die Betriebsleitung nicht nennen, da Ausstattungsgrad, Leistungsaufnahme der Geräte und die Gleichzeitigkeit ihres Betriebs noch nicht bekannt waren. Die Schätzungen bewegten sich zwischen 30 und 50 kW. Diese inneren Wärmelasten gingen in die Simulationen der Halle mit ein und beeinflussten die sich ausbildenden Luftströmungen. Auch die Nutzungszeiten ließen sich nicht festlegen, da sie von der Auftragsentwicklung abhingen. Betriebsleitung und Energieberater verständigten sich auf die Annahme eines Zwei-Schicht-Betriebs.

2.3 Der Bauprozess

Insgesamt betrachtet verlief der Bauprozess wie geplant. Die Bauleitung übernahm der Architekt, der zwei bis drei Tage in der Woche auf der Baustelle zugegen war. Je nach Bedarf trafen sich Bauherr, Projektsteuerer, Bauleiter und die je nach Baufortschritt involvierten Fachplaner und Handwerker zu Koordinationsgesprächen. Für untergeordnete Gewerke wurden im Rahmen dieser Besprechungen auch noch Vergabegespräche geführt.

2.3.1 Das Gebäude

EWT

Als erstes verlegten die beauftragten Firmen die Rohre für die EWT, setzten die beiden Luftbrunnen und betonierten den Zuluftsammelschacht, dessen Sohle sich drei Meter unter dem Hallenboden befindet. Da der Grundwasserspiegel auf dem Gelände dem Bodengutachten zufolge sieben Meter unter der Oberfläche liegt und die Erdkanäle an ihrem Tiefpunkt bei den Luftbrunnen maximal in einer Tiefe von vier Metern liegen, wurden an den Erdwärmetauschern keine Abdichtungsmaßnahmen gegen drückendes Wasser für notwendig erachtet. Dies stellte sich in der späteren Betriebsphase als aus folgendem Grund als Fehleinschätzung heraus:

Das Dachwasser, das in offenen Rinnen vom Gebäude zum Versickerungsteich geleitet wird, sammelte sich bei starken Niederschlägen im gestörten Bodenaufbau unter der Halle. Dort wirkte es wie drückendes Wasser, drang durch Undichtigkeiten in die EWT ein und überflutete sie.

Tragkonstruktion

Im Anschluss an die Fertigstellung der Gewerke für die EWT wurden Streifenfundament und Betonplatte in Ortbeton gefertigt. Nachdem Druckproben die ausreichende Festigkeit der Bodenplatte zum Befahren mit Autokränen und anderen für die Montage notwendigen Geräten bestätigten, konnte der Aufbau der Tragkonstruktion beginnen. Die Elemente der Tragkonstruktion wurden

industriell vorgefertigt, mit Sattelzügen zur Baustelle transportiert und von Autokränen aufgestellt.

Außenhaut

Die Außenwände wurden ebenfalls industriell vorgefertigt. Die Herstellerfirma lieferte und montierte sie ohne äußere und innere Verschalung. Die äußere Verschalung aus sägerauhem Lärchenholz und die Innenverkleidung aus OSB-Platten wurden erst nach der vollständigen Montage der Außenwände und des Dachs angebracht.

Dach

Der aus Kostengründen notwendige Verzicht auf das Holzdach beschränkte die geplante industrielle Vorfertigung auf Außenwände und Tragkonstruktion. Durch eine industrielle Vorfertigung des anfangs geplanten Holzdachs wäre eine zusätzliche Zeitersparnis bei der Errichtung der Halle möglich gewesen. Das statt dessen verwendete Trapezblechdach verlängerte nicht nur die Bauzeit, sondern verschlechterte auch die Ökobilanz des Gebäudes. Die Berechnung der Ökobilanz, die die Forschung während der Bauphase durchführte, ergab, dass 55% der gesamten Herstellungsenergie für die Herstellung und den Transport des Trapezblechs der Dachkonstruktion aufgewendet wurden [Natterer u. a. 1999, Tabelle 8.8].

Tore

Für die beiden Tore wählten die Planer zwei verschiedene Fabrikate, da durch den geplanten u-förmigen Produktionsablauf in der Halle nur das südwestliche Tor ständig benutzt werden sollte. Das nordöstliche Tor sollte nur zur Vorhaltung dienen. Um die Lüftungswärmeverluste in der Heizzeit möglichst gering zu halten, empfahl der Energieberater, auf der Südwestseite ein Schnellauftor einzubauen, das aus gedämmten Sektionen besteht. Auf der gegenüberliegenden Seite im Nordosten ließ der Bauherr ein gedämmtes Sektionaltor ohne Schnelllaufeigenschaften einbauen. Beide Sektionaltore bieten durch Dichtlippen und -bürsten eine geringe Luftdichtheit, die im Rahmen der Messungen

der Luftdichtheit untersucht wurde. Sie zeigten, dass etwa 25% des gesamten Leckagestroms durch die Undichtheiten an den Toren entstanden. Bei Nachfolgeprojekten könnte Entwicklung und Einsatz von Hallentoren mit einer verbesserten Luftdichtheit eine bedeutende Senkung des Fugenluftwechsels ergeben.

Der Verzicht auf den Einbau eines Schnelllauftores auf der nordöstlichen Hallenseite führte beim späteren Übergang zu einem linearen Produktionsablauf zu großen Problemen durch starke Auskühlung der Halle sowie zu heftigen Zuglufterscheinungen (Kapitel 3).

Luftdichtheit

Trotz der sehr hohen Anforderungen, die der Energieberater an die Luftdichtheit der Halle stellte, wurde keine Messung der Luftdichtheit in der Bauphase eingeplant. Damit konnte nicht überprüft werden, ob diese wesentliche Voraussetzung für die Funktion des Lüftungssystems erfüllt war. Der Luftdichtheitstest fand erst 1 Jahr nach Inbetriebnahme der Halle als Teil der Begleitforschung statt. Die notwendige nachträgliche Beseitigung der gefundenen Leckagen gestaltete sich dadurch sehr aufwändig (vergleiche Abschnitt 4.3.4).

2.3.2 Integration des Technischen Ausbaus

Der Technische Ausbau der Halle soll an dieser Stelle kurz beschrieben werden. Für detaillierte Informationen wird auf die entsprechenden Abschnitte im Forschungsbericht [Kennedy und Großmann 2002] verwiesen.

Lüftung

Das im Vorprojekt geplante Lüftungssystem konnte mit leichten Veränderungen auf die kleinere Grundfläche des Ausführungsprojekts angepasst werden. Erdkanäle konditionieren die Außenluft vor, die durch insgesamt 10 befahrbare Quelluftauslässe im Fußboden in die Halle gelangt.

Heizung

Das Heizungssystem besteht in der Grundkonzeption aus einem Lüftungswärmetauscher, aus einer Deckenstrahlungsheizung sowie einigen statischen Heizflächen für die vorhandenen Sozialräume und das Büro. Durch das Förderkonzept „SolarBau“ konnte es um ein Kreislaufverbundsystem (KVS) erweitert werden. Es besteht aus einem Abluftwärmetauscher in einem Shed und einem zusätzlichen Wärmetauscher im Zuluftsammelschacht. Um die zur Verfügung stehenden geringen verfügbaren Wärmeströme effektiv übertragen zu können, wurden Wärmetauscher mit großer Außenfläche und guter Wärmeübertragung eingesetzt. Sie sollten abhängig von der vorliegenden Temperaturdifferenz zwischen Ab- und Außenluft und dem Volumenstrom eine Leistung zwischen 4,9 und 11,5 kW aufweisen. Der Wärmebedarf des 2.BA ist mit 79 kW so gering, dass die vorhandenen Reserven der bestehenden Heizanlage des 1.BA ausreichen, um den 2. BA mitzuversorgen. Eine etwa 200 m lange Nahwärmeleitung transportiert das Heizwasser unter der Stichstraße zum 2.BA.

Warmwasser

Eine Solaranlage mit 16 m² Kollektorfläche und einem 500 l Warmwasserspeicher erzeugt im Sommer das Warmwasser für Duschen und Handwaschbecken in den Umkleieräumen sowie für die Handwaschbecken in den Toiletten. Reicht die Solarenergie im Winter oder in der Übergangszeit nicht aus, wird die restliche Menge über einen Wärmetauscher von der Heizung des 1.BA geliefert.

Beleuchtung

Die künstliche Beleuchtung besteht aus 11 Leuchtenreihen, die oberhalb der Kranbahnen montiert sind. Sie stellt die in der Halle notwendige Grundbeleuchtung sicher. Im Rahmen der Forschungsarbeiten wurden alternative Leuchten in Form einer *Light-Pipe* und einer *Light-Wing* getestet. Letztere wurde von Lichtplaner speziell für die Anforderungen in der Produktionshalle entworfen. Die *Light-Pipe* konnte die Beleuchtungssituation in der Halle nicht verbessern. Eine leichte Erhöhung der Beleuchtungsstärke und eine gleichmä-

figere Verteilung des Lichts ergab die Untersuchung im Bereich der Light-Wing. Der Aufwand für diese Verbesserung ist jedoch zu hoch. Das Problem ist der erforderliche große Abstand der Leuchten von der Arbeitsebene, damit die vorhandenen Brückenkräne in der Halle arbeiten können.

Elektro

Unterhalb der Kranbahnträger wurden Stromschienen montiert, die fast die gesamte Halle mit Elektrizität versorgen. Zusätzliche Elektrokabel verlaufen durch den westlichen Luftverteilkanal unter der Bodenplatte. An den Wänden und an den Stützen im Halleninneren wurden Wechselstrom- und Drehstromsteckdosen installiert.

Druckluft

Die Druckluftleitung wurde als Ringleitung mit Anschlüssen an allen Arbeitsplätzen konzipiert. Wie bei der Elektroversorgung existiert im westlichen Luftverteilkanal eine Druckluftleitung für Arbeitsplätze, die in der Hallenmitte platziert sind. An den Stützen im Halleninneren sind zusätzliche Druckluftanschlüsse vorhanden.

Brandschutz

An der Decke der Halle sind Rauchmelder installiert, die bei Rauchentwicklung über die Brandmeldezentrale die Feuerwehr alarmieren und gleichzeitig die RWA-Klappen öffnen. Zur aktiven Brandbekämpfung befinden sich in der Halle zwei Wandhydrantenschränke mit jeweils 30 m Löschschlauch, mit denen jeder Punkt in der Halle erreichbar ist. Eine Sprinkler-Anlage kam nicht in Frage, da sie eine zusätzliche Investition bedeutet hätte. Außerdem wäre im Brandfall der Schaden, den das Löschwasser der Sprinkler-Anlage anrichten würde, vergleichbar mit dem Schaden, der durch das Feuer entstünde.

Messwerterfassungsanlage (MWA)

Die Evaluation der Produktionshalle erfordert die Erfassung von Messdaten

- der Temperatur,
- der Luftfeuchtigkeit,
- des CO₂-Gehalts und
- der Beleuchtungsstärke

an verschiedenen Stellen innerhalb und außerhalb der Halle sowie

- der Volumenströme in den EWT und
- der Windrichtung und -geschwindigkeit.

Die dafür notwendigen Sensoren wurden mit einem Datenlogger verbunden, der die Daten aufbereitet und speichert. Die MWA hat keinen Steuerungs- oder Regelungseinfluss auf die übrigen Teile des Technischen Ausbaus der Halle. Der Einbau der MWA erfolgte etwa ein Jahr nach der Inbetriebnahme der Halle, nach Bewilligung eines Antrags zur Evaluation der Halle im Rahmen des Förderkonzepts „SolarBau“⁶⁾.

2.4 Zusammenfassung

Die Planer, die Ausführenden und der Bauherr haben es trotz vier gegeneinander konkurrierender Kräfte –

- Zeitdruck,
- Kostendruck,
- Forderung eines ökologischen Standards sowie
- forschungsrelevante Innovation

⁶⁾ „Meßprogramm und Evaluierung des Neubaus einer energetisch optimierten Produktionshalle der Firma Hübner in Kassel“ Gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) im Rahmen des Förderkonzepts „SolarBau“. Förderkennzeichen 033 5006 N

– geschafft, diese Halle zu errichten. Eine Leistung, die ohne die intensive gemeinsame Vorarbeit im Vorprojekt nicht möglich gewesen wäre. Für die erfolgreiche Umsetzung war die Anwendung der Integralen Planung förderlich, mit der beim Vorprojekt die wichtigsten Parameter festgelegt wurden. Davon profitierte das Ausführungsprojekt, bei dem aus Zeitgründen eine Integrale Planung nicht mehr stattfand. Die Ergebnisse aus der Planungsphase des Vorprojekts und die entstandenen persönlichen Kontakte bildeten die Basis für die Planungen am Ausführungsprojekt.

Trotz einiger Veränderungen an der Zielsetzung des Bauherren konnte die Idee, ein thermosyphonisch angetriebenes Lüftungssystem in einer Produktionshalle zu installieren, realisiert werden. Die Analyse des Planungs- und Bauprozesses ergab, dass bei Nachfolgeprojekten auf folgende geachtet werden sollte:

- Alle Tore mit Schnellauftoren *und* Schleusen ausstatten.
- Kritische Gewerke nur in einem Fachlos vergeben.
- EWT grundsätzlich gegen drückendes Wasser sichern.
- Wichtige Projektziele, wie z.B. besondere Anforderungen an die Luftdichtheit sowie Termine für eine gemeinsame Qualitätssicherung mit Planern und ausführenden Firmen in das Leistungsverzeichnis aufnehmen.
- Innovative Komponenten so konzipieren, dass sie eine möglichst hohe Fehlertoleranz aufweisen.
- Genügend Zeit für die innovativen Komponenten in Planung und Bauleitung vorsehen. Geschieht dies nicht, droht ein Fehlschlag, der nicht zwangsläufig auf ein Nicht-Funktionieren der innovativen Komponenten zurück geführt werden kann.

3 Betriebserfahrungen

Seit dem Sommer 1998 wurde die Halle im Rahmen der Begleitforschung untersucht:

- Eine Soziologin führte in regelmäßigen Abständen Befragungen unter der Belegschaft durch, um die subjektive Arbeitsplatzqualität zu ermitteln. Dabei ergaben sich viele nützliche Hinweise und Anregungen seitens der Belegschaft auf positive und negative Eigenschaften der Halle.
- Der Lichtplaner untersuchte die Tages- und Kunstlichtsituation in der Halle.
- Die Messwerterfassungsanlage (MWA) speicherte seit dem März 1999 alle relevanten Daten innerhalb und außerhalb der Halle. Diese Daten bilden die Grundlage für die Auswertungen in der vorliegenden Arbeit.

Die gesammelten Daten ermöglichten eine Beurteilung der Praxistauglichkeit der Halle und ihres technischen Ausbaus, wie sie bisher in der Literatur für Produktionshallen nicht zu finden ist. Mit Hilfe der Datenauswertung konnte außerdem eine Optimierung des Lüftungs- und Heizungssystems vorgenommen werden.

Insgesamt sind die Betriebserfahrungen positiv.

3.1 Betriebserfahrungen der Beschäftigten

3.1.1 Erste Erfahrungen der Beschäftigten mit der innovativen Gebäudetechnik

In der Belegschaft wurde der Bezug der Halle mit einiger Spannung erwartet. Einige der Beschäftigten äußerten in späteren Interviews ihre anfängliche Skepsis der Halle gegenüber, was sicherlich auch daran lag, dass sie nur unzureichend über die Halle, ihre Eigenschaften und über den erforderlichen Umgang mit der Technik informiert worden waren. So war den Beschäftigten nicht erklärt worden, dass sie die Fenster nicht öffnen sollen, weil dadurch das Lüftungssystem nicht wie geplant arbeiten kann.

Bei einem Projekt wie diesem, bei der neue, den Nutzern noch nicht bekannte Techniken zum Einsatz kommen, ist eine Einweisung und Begleitung der Nutzer im Alltag erforderlich. Je größer die Unterschiede in der Bedienung der neuen im Vergleich zur herkömmlichen Technik ist, desto intensiver muss die Schulung sein. Dafür sind insbesondere die Forscher gefordert, die die Halle mit konzipiert haben bzw. in den nächsten Jahren wissenschaftlich begleiten werden. Zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme der Produktionshalle im Februar 1999 war die Validierungsphase zwar beantragt, jedoch noch nicht bewilligt worden, so dass hier aus Forschungssicht eine „Lücke“ in der Begleitung des Projekts von etwa vier Monaten entstand. Nach Beginn der Validierungsphase informierte das Forscherteam die Beschäftigten in Gesprächen an ihrem Arbeitsplatz. Zusätzlich wurde ein zweiseitiges Faltblatt erstellt, welches erklärt, wie die Halle optimal zu nutzen ist. Nach einer Eingewöhnungsphase wurde die Halle von fast allen Beschäftigten akzeptiert. Besonders überzeugend wirkten sich die angenehmen sommerlichen Hallentemperaturen auf die Akzeptanz aus.

Bei Inbetriebnahme der Halle waren die beiden Wärmetauscher des Kreislaufverbundsystems (KVS) und der von der Heizanlage versorgte Zuluftwärmetauscher infolge von Lieferschwierigkeiten noch nicht installiert. Dies war unproblematisch, weil die Halle im Frühsommer bezogen wurde und die Zuluft daher nicht mehr vorgewärmt werden musste. Als im Herbst die Wärmetauscher immer noch nicht installiert waren, gab es jedoch bei niedrigen Außentempe-

raturen die ersten Beschwerden seitens der Belegschaft, die sich kurzerhand selbst half, indem sie sämtliche Quelluftauslässe mit Pappen abdeckte. Dieser Mangel und Klagen über erhebliche Zugerscheinungen im Bereich der Außenwände sowie bei geöffneten Toren in der gesamten Halle ließen Unzufriedenheit aufkommen.

Für das Projekt entstand eine kritische Situation: Die Beschäftigten empfanden die *Luft*temperaturen in der Halle als zu niedrig. Sie lag zeitweise bei nur 13°C . Die Planungen hatten eine *Raumluft*temperatur von 15°C vorgesehen, die durch den Einsatz einer Deckenstrahlungsheizung nach Herstellerangaben einer *operativen Raumtemperatur* nach DIN 1946 von 18°C entsprechen sollte [DIN 1946-2 1994]. Durch die niedrigere Raumlufttemperatur sollte der Heizwärmebedarf der Halle verringert werden.

Einige Beschäftigte hatten sich Thermometer an ihren Arbeitsplätzen installiert und verwiesen auf die niedrigen Temperaturen. Auch Lufttemperaturen von 15°C wurden durch die Beschäftigten als zu niedrig abgelehnt. Die Argumentation der Forscher, dass 15°C Lufttemperatur einer operativen Raumtemperatur von 18°C entsprechen, konnte die Beschäftigten nicht überzeugen. Es gelang den Forschern nicht, ihnen den Unterschied zwischen zu kalter Luft, Zug, Lufttemperatur und operativer Raumtemperatur deutlich zu machen. Für die Beschäftigten war auch nicht nachzuvollziehbar, dass in einer ökologisch gebauten Halle mit guter Wärmedämmung und geringem Heizwärmebedarf keine höheren Temperaturen zu erreichen waren.

Unter diesen Voraussetzungen war eine unvoreingenommene Wahrnehmung der Hallentemperaturen durch die Beschäftigten nicht mehr möglich. Durch die Befragungen und Gespräche mit den Beschäftigten kam das Forschungsteam zu dem Ergebnis, dass die Ablehnung der niedrigen Hallentemperaturen nicht nur psychologische, sondern auch praktische Gründe hatte:

- Die teilweise durchzuführenden feinmechanischen Tätigkeiten sind in dicker wärmender Bekleidung schwerer auszuüben, da sie die Beweglichkeit der Arme einschränkt. Deswegen bevorzugten die Beschäftigten leichtere Bekleidung.
- Blanke Metallgegenstände und Werkzeuge fühlten sich nach Aussagen der Beschäftigten unangenehm kalt an. Da blanke Metallgegenstände ein

wesentlich höheres Reflexionsvermögen und ein besseres Wärmeleitvermögen als Kleidung aufweisen, befanden sie sich auf dem Temperaturniveau der Umgebungsluft. Feinmechanische und mechanische Tätigkeiten mit Gegenständen, die eine Temperatur von 15°C oder weniger besitzen, müssen als schwierig und unangenehm eingestuft werden.

Erst der Einbau der Wärmetauscher im Dezember 1998 ergab eine gewisse Entspannung der Situation, da ab diesem Moment warme Luft aus den Quellluftauslässen kam, was das gesamte Hallenklima positiv beeinflusste. Trotz dieser Verbesserung empfanden die Beschäftigten die Temperaturen in der Halle immer noch als zu niedrig. Auch die Probleme mit den Zegerscheinungen durch die Tore und im Außenwandbereich blieben bestehen. Ihre Ursachen und die Lösungen werden im folgenden erläutert.

3.1.2 Ergebnisse der Befragungen

Die mit 12 Befragungen beauftragte Soziologin berichtet von einer „... positiv aufgeschlossene[n] und konstruktiv kritische[n] Haltung der Beschäftigten zu ihrer Arbeitsstätte.

Mehrheitlich wurden Architektur und Gestaltung, insbesondere der starke Einsatz von Holz gelobt“ [Uhlendorf 2002] (Abbildung 3.1). Außerdem empfanden die Beschäftigten die Temperaturen, die geringe Lautstärke und die gute Luftqualität in der Halle als positiv. Sie schätzten ihren eigenen Gesundheitszustand als besser ein, seit sie in der Halle arbeiteten (Abbildung 3.2).

Klagen gab es über Blendungen besonders in den frühen Morgenstunden durch die Fenster in den östlichen Erkern. Auch an den Schlitzfenstern in der Fassade bemängelten die Beschäftigten zeitweise Blendungserscheinungen. In den ersten Wintern herrschte Unzufriedenheit über die zu niedrigen Hallentemperaturen. Sie waren durch Probleme mit der Heizungsanlage entstanden, konnten aber Anfang des Jahres 2001 behoben werden.

Nachdem Anfang des Jahres 2001 die wichtigsten Probleme mit der Heizungsanlage behoben werden konnten, so dass die Hallentemperaturen keine Temperatureinbrüche wie in den Jahren zuvor mehr aufwiesen. Nun

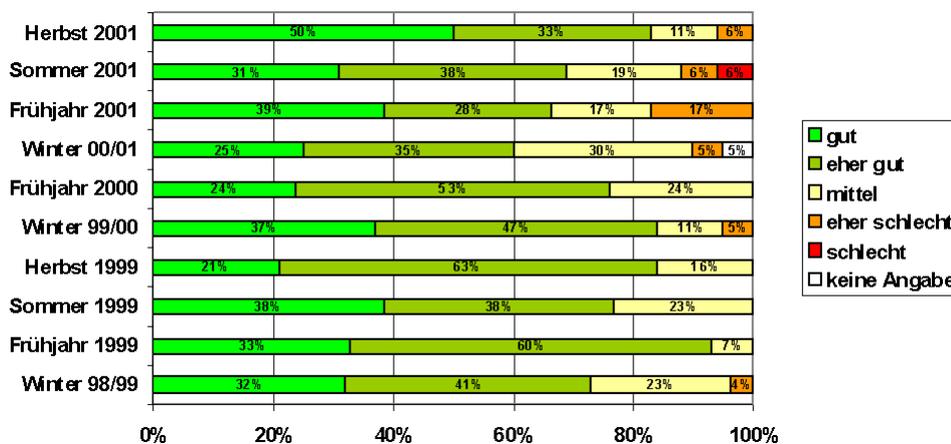


Abbildung 3.1: Beurteilung der Arbeitsplatzqualität durch die Beschäftigten zum Zeitpunkt der Befragungen [Uhlendorf 2002]. Mindestens 60% der Befragten beurteilten ihre Arbeitsplatzqualität als "gut" oder "eher gut". Teilweise waren sogar über 90% der Befragten der Meinung, dass ihre Arbeitsplatzqualität "gut" oder "eher gut" ist. Verglichen mit den ersten Jahren traten im Jahr 2001 kritischere Beurteilungen auf, die zum Teil auf einen Gewöhnungseffekt schließen lassen.

„...sind die Beschäftigten jedoch vollkommen zufrieden mit der Temperatur“ [Uhlendorf 2002]. Tatsächlich ergab die Befragung im Herbst 2001 eine 100%ige Zufriedenheit mit der Hallentemperatur, die zu der Zeit bei etwa 21°C lag (Abbildung 3.3)¹⁾.

Auch das Lüftungssystem und die Gebäudehülle waren bis zum Ende des Jahres 2000 von einer Reihe von Schwierigkeiten betroffen. Die Forschungsgruppe, in die auch einige Planer der Halle eingebunden waren, bekam dadurch die zusätzliche Aufgabe, diesen unvorhergesehenen Problemen auf den Grund zu gehen und Möglichkeiten ihrer Beseitigung zu finden. Einige Probleme waren so gravierend, dass die Weiterführung des Forschungsprojekts zeitweise gefährdet war. Hierzu sind unter anderem die erheblichen Leckagen der Gebäudehülle und die Wassereinträge in die EWT zu zählen.

Ohne die Messdaten wären einige Mängel erst sehr viel später aufgefallen und

¹⁾ Eine 100%ige Zufriedenheit ist nach ISO 7730 [1994] nicht zu erwarten. In der Literatur wird von einer maximalen Zufriedenheit von 95% ausgegangen. Ein Grund für diese größere Zufriedenheit kann die kleine Grundgesamtheit der Befragten sein. Die Zahl der befragten Personen lag zwischen 20 und 30 Personen.

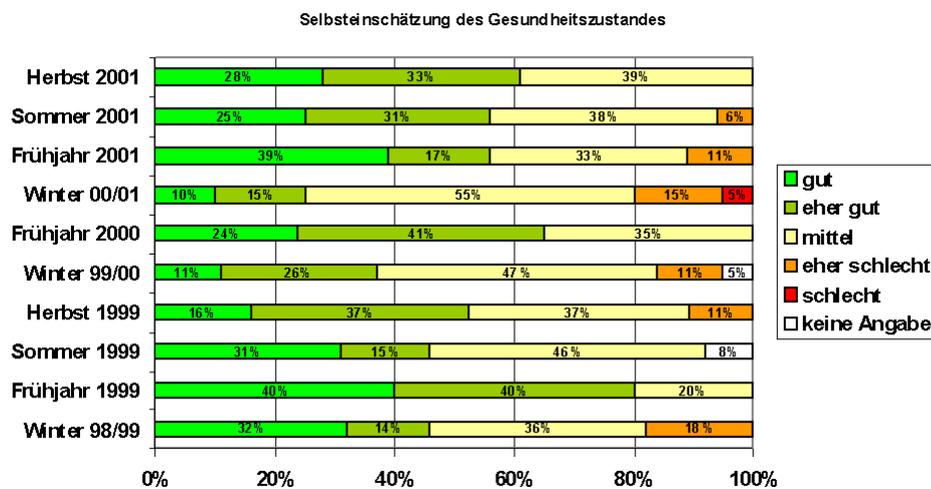


Abbildung 3.2: Selbsteinschätzung des Gesundheitszustands der Beschäftigten zum Zeitpunkt der Befragungen [Uhlendorf 2002]. Im Durchschnitt sind über 50% der Beschäftigten der Meinung gewesen, dass ihr Gesundheitszustand "gut" oder "eher gut" ist. Lediglich in der Befragung im Winter 2000/2001 drückte sich die Unzufriedenheit mit der Hallentemperatur in einer schlechten Beurteilung des eigenen Gesundheitszustands aus.

eine Fehlersuche äußerst schwierig geworden. Daher ist beim Einsatz innovativer Bauweisen oder Techniken eine messtechnische Erfassung des Gebäudes unerlässlich, um eine realistische auf Fakten gestützte Bewertung abgeben zu können.

Die aufgetretenen Probleme und die dafür gefundenen Lösungen stellen wichtige Ergebnisse der praxisnahen Forschung dar. Sie vereinfacht die Übertragbarkeit des Hallenkonzepts auf Nachfolgeprojekte, da deren Planern nicht nur Informationen für die Auslegung, sondern auch Hinweise auf besonders kritische Punkte gegeben werden können. Daher beschreibt der folgende Abschnitt die wichtigsten aufgetretenen Mängel im Zusammenhang mit dem innovativen Lüftungssystem sowie die dafür vorgeschlagenen Lösungen. Aus verschiedenen Gründen konnte nur ein Teil der Lösungsvorschläge umgesetzt werden. Meist verhinderten die damit verbundenen nicht unerheblichen Kosten eine Umsetzung. Hier bestätigte sich einmal mehr, dass bei einer nachträglichen Durchführung von Änderungen die Kosten viel höher sind, als wenn sich die

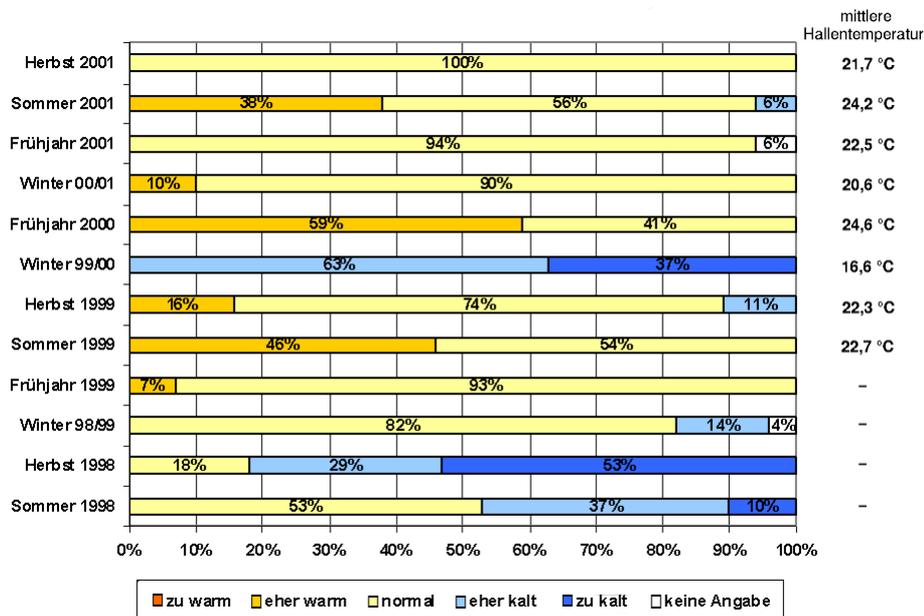


Abbildung 3.3: Beurteilung der Temperaturverhältnisse in der Halle durch die Beschäftigten [Uhlendorf 2002]. Nachdem im Frühjahr 2000 die Heizungsregelung angepasst und die Hallentemperatur auf etwa 20°C im Aufenthaltsbereich erhöht wurde, stellte sich bei den Beschäftigten eine sehr große Zufriedenheit mit den Hallentemperaturen ein. Besonders die Befragungen im Frühjahr und Winter 2001 ergaben eine außergewöhnlich hohe Zufriedenheit

Mängel schon in der Planungs- oder Bauphase abzeichnen und korrigiert werden können.

3.2 Behobene Probleme der Halle

3.2.1 Auskühlung und Zugscheinungen durch die Tore

Durch die Änderung des Produktionsablaufs in der Halle von u-förmigem zu linearem Ablauf und dem Aufbau eines Lagers in der östlichen Ecke der Halle wurde das Nordosttor wesentlich stärker als geplant für die Anlieferung genutzt (Abschnitt 2.2.3). Bei Anlieferung stand das Tor bis zu 20 Minuten offen, was in der Heizzeit zu einer sehr starken Auskühlung der Halle führte.

Wurde zusätzlich zum Nordtor auch noch das Südwesttor geöffnet, entstand ein Durchzug, der nach Aussagen der Beschäftigten sogar DIN A0-große Wellpappen durch die Halle wehte. Eine Ursache dafür war, dass die Achse, auf der die beiden Tore liegen, parallel zur Hauptwindrichtung verläuft, wodurch der Durchzug in der Halle maximiert wurde. Dies hatte drei Ursachen:

1. Die Halle ist nicht unterteilt, so dass ein ungehinderter Luftstrom durch beide Tore entstehen kann.
2. Die Tore liegen auf einer Achse in zwei sich gegenüberliegenden Wänden. Kommt der Wind aus einer Richtung, die in etwa senkrecht auf diese Wände trifft, entsteht ein hoher Differenzdruck zwischen den beiden Gebäudeseiten, weil auf der Luvseite ein Über- und auf der Leeseite ein entsprechender Unterdruck herrscht. Der Differenzdruck und der Düsen effekt der Tore können Luftgeschwindigkeiten erzeugen, die höher als die Windgeschwindigkeiten sind und den *Durchzug* in der Halle maximiert.
3. Die Achse, auf der die Tore liegen, verläuft parallel zur Hauptwindrichtung, wodurch der in Punkt 2 beschriebene Durchzug die größtmögliche Häufigkeit erhält.

Um diese ungünstige Anordnung der beiden Hallentore durch nachträgliche Maßnahmen abzumildern, empfahl das Forscherteam den Einbau eines Schnellauftors auf der Nordseite sowie eine gegenseitige Verriegelung beider Hallentore.

Nachdem die Betriebsleitung vor das nordöstliche Sektionaltor das empfohlene textile Schnellauftor installieren ließ, gab es keine Klagen mehr über Auskühlung oder Durchzug (Abbildung 3.4). Die gegenseitige Verriegelung beider Tore war geplant, wurde jedoch nicht umgesetzt, da diese Lösung ausreicht.

Abbildung 3.5 zeigt in monatlichen Intervallen die mittlere Öffnungszeit des Nordosttores pro Stunde in min/h auf der *linken* Ordinate zusätzlich, um den Zusammenhang zwischen Toröffnungsdauern und der Außentemperatur sichtbar zu machen, wurde die mittlere Außentemperatur des Monats auf die *rechte* Ordinate aufgetragen. Je höher die Außentemperaturen lagen, desto länger stand das Nordosttor offen, da die Außentemperaturen ein sofortiges Schließen



Abbildung 3.4: Nordosttor mit dem gelben zusätzlichen textilen Schnellauftor. Hinter dem halbgeöffneten textilen Schnellauftor ist das Sektionaltor zu erkennen

aus Sicht der Beschäftigten nicht erforderlich machten. In der kalten Jahreszeit wurde die Reduktion der Öffnungsdauern deutlich sichtbar. Durch das textile Schnellauftor verkürzten sich die Öffnungsdauern teilweise um mehr als 50%. Durchzug trat seltener auf und die Lüftungswärmeverluste wurden geringer.

3.2.2 Leckagen in der Gebäudehülle

Erste Untersuchungen im Frühjahr 1999 mit einem Thermoanemometer und Raucherhörnchen zeigten im Bereich der Erker, der Stöße der OSB-Platten und am Dach-Wand-Anschluss viele Undichtigkeiten [Großmann 1999]. Ein im Juni 1999 durchgeführter Luftdichtheitstest wies in diesen Bereichen erhebliche Mängel nach, die zu einer gemessenen Leckagerate $n_{50} = 2,1 \text{ h}^{-1}$ führten [Zeller 1999]. Da auch im Winter durch diese Leckagen Hallenluft unkontrolliert nach außen entwich und den Luftwechsel sowie den Heizwärmeverbrauch erhöhte, war das Ergebnis für die weiteren Untersuchungen sehr bedeutend.

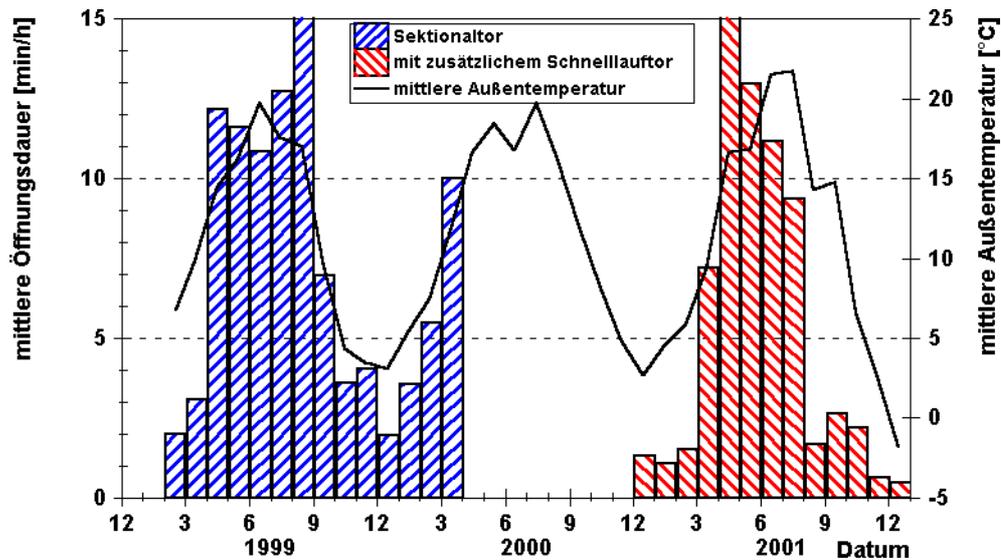


Abbildung 3.5: Öffnungsdauern des Nordosttores ohne und mit textilem Schnellauftor. In den kalten Jahreszeiten verkürzten sich die Öffnungsdauern der Tore um bis zu 50%. Im Sommer gab es dagegen keine Veränderungen der Öffnungsdauern.

Auch wenn aus der Leckagerate der Fugenluftwechsel der Halle nur mit sehr großen Unsicherheiten bestimmt werden konnte, war klar, dass der angestrebte Fugenluftwechsel von $0,05 h^{-1}$ um fast das dreifache überschritten wurde. Ohne eine verbesserte Luftdichtheit der Halle würde das Lüftungssystem nicht arbeiten können. Dafür waren die als Zug empfundenen Luftströme, die durch die Leckagen eindrangten und die Lüftungswärmeverluste insbesondere im oberen Hallenbereich zu stark. Warum die unbedingt notwendige Messung der Luftdichtheit nicht fester Bestandteil der Bauphase gewesen war und unmittelbar nach Fertigstellung der Gebäudehülle durchgeführt worden war, war nicht zu ergründen und stellt ein Versäumnis in der Planung dar.

Nach Abschluss der umfangreichen und kostenintensiven Nachbesserungen ergab eine weitere Messung der Luftdichtheit eine Leckagerate von $n_{50} = 1 h^{-1}$ [Hall und Hauser 2000]. Berechnungen (Abschnitt 4.5.2.3) zeigen, dass auch bei diesem Wert der gewünschte Fugenluftwechsel von $0,05 h^{-1}$ noch überschritten wird. Die erreichte Luftdichtheit genügte jedoch, um die Zugerscheinungen im Bereich der Erker und Außenwände zu beseitigen. Den Untersuchungen zufolge arbeitete das Lüftungssystem auch unter diesen veränderten

Bedingungen mit einigen Einschränkungen in etwa wie geplant. Das deutet auf eine größere Toleranz des Lüftungssystems gegenüber Leckagen in der Gebäudehülle hin als nach den Simulationen während der Planungs- und Bauphase zu erwarten war.

3.2.3 Erdwärmetauscher

Im Frühjahr 1999 kam es mehrmals zu Wassereinbrüchen in die EWT, wodurch technische Einbauten wie Ventilatoren, Sensoren und Wärmetauscher gefährdet und die Zuluftführung durch die EWT stark beeinträchtigt wurde. Ursache für die Wassereinbrüche waren größere Niederschlagsmengen, die vom Dach des Gebäudes über Fallrohre und offene Rinnen zu einem Versickerungsteich geführt wurden. Das Wasser versickerte und sammelte sich im gestörten Bodenaufbau unter der Halle, da der ungestörte Bodenaufbau nicht die Wasserdurchlässigkeit aufwies, wie das Bodengutachten erwarten ließ. Dort wirkte das Niederschlagswasser wie drückendes Wasser auf die Bestandteile der EWT und konnte durch kleinere Undichtigkeiten in die EWT eindringen.

Teilweise waren die EWT zu 90% mit Wasser gefüllt, so dass lediglich ein Bruchteil der Zuluft durch die EWT in die Halle gelangen konnte. Die Zuluft durch die EWT wies eine hohe Luftfeuchtigkeit auf, die u.a. zu Flugrostbildung auf Metallgegenständen in der Halle führte. Für die Sanierungsarbeiten, die im Sommer 1999 begannen, mussten Ventilatoren und Wärmetauscher im Zuluftsammelschacht ausgebaut werden. Da die Betriebsleitung nach Durchführung der Arbeiten sicher gehen wollte, dass die Leckagen in den EWT vollständig abgedichtet worden waren, sollten einige starke und lang anhaltende Regenschauer abgewartet werden, bevor die Ventilatoren und Wärmetauscher wieder in den Zuluftsammelschacht eingebaut werden sollten.

Erst am Anfang des Winters und nach Durchführung eines Drucktests der Rohrmuffen der EWT war die Betriebsleitung von der Dichtigkeit der EWT überzeugt und ließ die Wärmetauscher und Ventilatoren wieder installieren. Wassereinbrüche in den EWT kamen seitdem nicht mehr vor.

Bis zu diesem Zeitpunkt konnte die durch die EWT einströmende Zuluft nicht vorgewärmt werden, was wiederum unbehagliche Temperaturen ergab und zu Unzufriedenheit der Belegschaft führte. Die von ihnen für den bevorstehenden

Winter befürchteten Temperaturverhältnisse wie im Winter 1998/1999 blieben nach der Wiederinbetriebnahme der Zuluftvorwärmung jedoch aus.

3.2.4 Heizungsanlage

Unerwartet viele Probleme bereitete die Heizungsanlage. Fehlten zu Beginn die Wärmetauscher, um die Zuluft im erforderlichen Maß zu temperieren (Abschnitt 3.2.3), gab es in den Wintern 1999/2000 und 2000/2001 immer wieder Probleme mit der Wärmeverteilung und der Regelung. Die Gründe liegen zum Teil am technischen Versagen von Zonenventilen, zum Teil an notwendigen Optimierungen des Zusammenspiels der Heizsysteme Wärmerückgewinnung, Zulufterwärmung und Deckenstrahlungsheizung und zum Teil daran, dass die Heizungsregelung die geforderten Aufgaben nicht vollständig erfüllen konnte.

Insbesondere an einigen besonders kalten Tagen mit starkem Frost gab es Probleme, die erforderliche Heizleistung in der Halle zu verteilen, was immer wieder für Unruhe unter der Belegschaft sorgte. Andererseits zeigten die Untersuchungen der Begleitforschung, dass ein Grund für die niedrigen Raumlufttemperaturen die Nacht- und Wochenendabsenkung ist. Es dauerte zu lange, bis die gewünschte Lufttemperatur wieder erreicht war. Über die Zulufterwärmung war es nicht möglich, das Luftvolumen der Halle unter Einhaltung der Quellluftbedingungen innerhalb weniger Stunden wieder auf die gewünschte Temperatur zu erwärmen. Da Luft diatherman ist, konnte die Hallenluft durch die Deckenstrahlungsheizung ebenfalls nicht erwärmt werden. Daher wurde die Nacht- und Wochenendabsenkung ausgeschaltet.

3.3 Bisher nicht behobene Probleme

3.3.1 Heizwärmeverbrauch

Neben den Problemen mit den niedrigen Hallentemperaturen war der aus den Messungen der Begleitforschung bekannte hohe Heizwärmeverbrauch sowohl für das Forscherteam als auch für den Bauherren unerfreulich. Zwar lag der Heizwärmeverbrauch um 60% niedriger als bei dem Referenzprojekt, jedoch überschritt er den für das Ausführungsprojekt simulierten Heizwärmebedarf

um das vierfache. Die Datenauswertungen sowie neue Simulationen mit TRN-SYS mit veränderten Parametern erhärteten die Vermutung, dass die Lüftungswärmeverluste in der Halle bei den in der Planungsphase durchgeführten Simulationen wahrscheinlich unterschätzt worden waren. Die Vermutung ließ sich durch eine Berechnung der Lüftungswärmeverluste bestätigen. Während der Heizzeit betrug der Luftwechsel in der Halle durchschnittlich etwa $3.150 \text{ m}^3/h$, statt der geplanten $1.500 \text{ m}^3/h$. 12% der einströmenden Luft drang durch die Leckagen in die Halle ein und fast 75% der ausströmenden Luft verließen die Halle durch die Leckagen. Entsprechend verringerten sich die Effekte der EWT und des Abluftwärmetauschers (AWT).

In Abschnitt 3.2.2 wurde die nachträgliche Abdichtung der Gebäudehülle bereits erwähnt. Um die Lüftungswärmeverluste weiter zu senken müssten sehr umfangreiche Umbauten an der Halle vorgenommen werden. Dazu gehören

- der Einbau einer zusätzlichen Luftdichtheitsschicht in die Außenwände und
- das Vorsetzen von Schleusen vor die Hallentore.

Der Effekt dieser Maßnahmen stünde jedoch in keinem Verhältnis zu den damit verbundenen Kosten.

3.3.2 Regensicherheit der RWA-Klappen

Wenn es bei stärkeren südöstlichen bzw. nordwestlichen Winden regnete und die RWA-Klappen geöffnet waren, konnte Niederschlag durch die seitlichen dreieckigen Öffnungsflächen der RWA-Klappen in die Halle eindringen (Abbildung 3.6). Dies war zwar sehr selten der Fall, da Winde aus südöstlichen oder nordwestlichen Richtungen selten vorkommen, trotzdem müssen die Auswirkungen als kritisch bewertet werden. Es bestand die Gefahr, dass einige Maschinen, aber auch das in der Halle gelagerte Material durch das Niederschlagswasser korrodieren, wodurch es bei den Maschinen zu einer höheren Ausschussrate in der Produktion oder zu Qualitätseinbußen kommen könnte.

Wenn während der Arbeitszeit Regen in die Halle eindrang, stellten die Beschäftigten die RWA-Klappen an der Heizungsregelung auf „Manuell zu“.



Abbildung 3.6: Nicht regensichere seitliche Öffnungsflächen der RWA-Klappen

Meist vergaßen sie jedoch, nach dem Regenschauer die Regelung wieder auf „Automatik“ zu stellen, wodurch die RWA-Klappen dauernd geschlossen blieben und das Lüftungssystem nicht richtig arbeiten konnte. Bei der Datenauswertung fiel dem Forschungsteam dann auf, dass die RWA-Klappen sich nicht mehr öffneten. Der Hausmeister stellte nach dem entsprechenden Hinweis die Klappen wieder auf „Automatik“.

Die Begleitforschung empfahl dem Bauherren, seitlich neben die RWA-Klappen gläserne Schürzen anbringen zu lassen, die das Hineinregnen verhindern könnten. Sie wurden jedoch bisher nicht eingebaut. Diskutiert wurde auch der Einsatz eines Regensensors, der bei Niederschlag die Fenster schließen sollte. Von dem Einsatz eines Regensensors wurde jedoch abgesehen, weil

- die RWA-Klappen unabhängig von der Windrichtung bei jedem Regenschauer verschlossen werden würden, es jedoch nur in etwa 10% aller Fälle erforderliche wäre und

- die Heizungsregelung ohne eine Erweiterung die dafür notwendigen Regelparameter nicht mehr bereitstellen konnte.

3.4 Zusammenfassung

Nachdem die „Kinderkrankheiten“ des Gebäudes überwunden worden waren, erwies es sich in Bezug auf die Lüftung als eine Arbeitsstätte mit hoher Arbeitsplatzqualität, wie die messtechnischen Untersuchungen und die soziologische Begleitforschung übereinstimmend feststellten. Ein großes indirektes Lob bekam die Halle von Beschäftigten, deren Arbeitsplatz aus produktionstechnischen Gründen in eine andere Halle verlegt wurde. Ausnahmslos bedauerten sie ihren Fortgang aus der Halle.

Das Lüftungssystem arbeitet gut, wenn auch die Lüftungswärmeverluste infolge von baulichen Mängeln höher als geplant sind. Um die beforschte Halle in einen Zustand zu versetzen, der in etwa den Planungen entspricht, wären jedoch teilweise sehr umfangreiche und kostenintensive Nachbesserungen an der Halle erforderlich gewesen, wie der Einbau einer zusätzlichen Luftdichtheitschicht in den Außenwänden sowie vor die Tore vorgesetzte Schleusen. Die alltägliche Nutzung der Halle hatte einige Mängel an der Halle aufgedeckt, für die Betriebsleitung, Fachplaner, ausführende Firmen und das Forscherteam Lösungen suchten und fanden. Dabei hatte lediglich ein Teil der Mängel direkt mit dem innovativen Lüftungssystem zu tun. Betroffen waren zumeist Komponenten, die dem Stand der Technik entsprechen, wie beispielsweise Zonenventile oder die Heizungsregelung.

Der Erfahrungsaustausch mit den Wissenschaftlern, die andere Projekte aus dem Forschungsprogramm „SolarBau“ betreuen, lässt vermuten, dass in vielen Gebäuden Komponenten wie Heizungsregelung, Wärmeverteilung etc. nicht wie geplant funktionieren. Bei konventionellen Bauprojekten, die ohne Betreuung durch eine Forschungsgruppe auskommen müssen, dürfte sich eine Fehlersuche wegen der fehlenden Messdaten noch aufwändiger gestalten. Weniger eklatante Mängel werden daher wahrscheinlich von den Nutzern als gegeben hingenommen. Es ist zu vermuten, dass sich sowohl die Behaglichkeit in einem Gebäude als auch sein Ressourcenverbrauch während der Betriebszeit wesentlich verbessern ließe, indem die Funktion der Gebäudetechnik in

der Form sichergestellt wird, wie sie die Planer vorgesehen haben. Eine gesteigerte Qualitätssicherung im Bereich der Gebäudetechnik, z.B. durch eine mindestens einjährige Optimierungsphase nach Fertigstellung des Gebäudes unter Beteiligung der wichtigsten Fachplaner scheint notwendig und sinnvoll zu sein.

Ende des Jahres 2001 bezog der Bauherr den inzwischen errichteten 3.BA, der neben 3.000 m^2 Produktionsfläche auch Flächen für Büros in einem auf der südwestlichen Seite vorgelagerten Riegel beinhaltet. Da zu diesem Zeitpunkt die Forschungsergebnisse über das Lüftungssystem noch keine eindeutige Aussage über Effizienz und Kosten der Wärme- bzw. Kühlenergie der EWT zuließen, wurde für den 3.BA auf EWT für die Halle verzichtet. Der Bauherr ist jedoch von der Funktionalität der EWT überzeugt und hat unter den Büros als Ersatz für die EWT einen Kriechkeller erstellen lassen, durch den die Zuluft für die Büros vorkonditioniert wird. Da die Kühlenergie der EWT in der Sommerzeit nicht zur Verfügung steht, durfte die Bodenplatte der Halle nicht wärmege-dämmt werden, damit durch ihre thermische Ankopplung an das Erdreich ein zusätzlicher Kühleffekt im Sommer erzielt werden kann. Dadurch steigt allerdings der Heizwärmebedarf im Winter.

Sämtliche Tore, die zur Anlieferung genutzt werden, wurden als Schleusen mit zwei Schnellauftoren ausgerüstet. Auch die nicht vollständig regensicheren RWA-Klappen wurden im Neubau durch eine regensichere Variante ersetzt. Die Öffnungsfläche der für die Entlüftung der Halle vorgesehenen RWA-Klappen wurde verkleinert. Zur Beheizung kam ebenfalls eine Deckenstrahlungsheizung zum Einsatz, die jedoch im 3.BA als Dunkelstrahler mit direkter Befuerung der Heizrohre durch Gasbrenner ausgeführt ist, wodurch die Heizverteilung entfiel.

4 Validierung des Lüftungssystems der Halle

Primäres Ziel des Gesamtkonzepts der Halle war es, ein ressourcen- und energiesparendes Gebäude mit hoher Arbeitsplatzqualität und großer Nutzungsflexibilität zu erstellen. Dieser Ansatz kann zukunfts- und richtungsweisend für den Gewerbebau werden. Der stärkste innovative Aspekt ist dabei im Lüftungssystem zu sehen, welches in dieser Form zumindest in Europa nur *ein* weiteres Mal existiert und dessen Funktion bisher nicht erforscht wurde [KJ und Transsolar 1998, Kennedy u. a. 2001].

Die Förderung im Rahmen des Forschungsprogramms „SolarBau“ ermöglichte es, das Lüftungssystem der Halle auf verschiedenste Aspekte hin zu untersuchen. Die wichtigsten Punkte waren dabei:

- Funktion,
- Reaktion auf veränderte Umgebungsbedingungen,
- Entwicklung der in die Halle hinein und aus ihr herausführenden Luftströme,
- Temperaturschichtung und
- Erfüllung der Quellluftbedingungen.

Die Untersuchungsergebnisse zu diesen Punkten sind für die Übertragbarkeit des Lüftungssystems auf andere Hallen von großer Wichtigkeit. Sie versetzen

Planer in die Lage, anhand der wissenschaftlich abgesicherten Betriebserfahrungen Bauherren über die Möglichkeiten und Vorteile dieses Lüftungssystems zu informieren, dabei jedoch auch deren Grenzen besser einschätzen zu können. Im Laufe der Forschungsarbeiten zeigte sich, dass die Kenntnisse über die Größe und die Auftrittshäufigkeit der Luftströmungen durch die Tore, die Fenster, die Türen und die Leckagen des Gebäudes zu gering waren, um die sich in der Halle entwickelnden Lüftungsverhältnisse und die damit verbundenen Wärmeverluste abschätzen zu können. Ohne Kenntnis dieser Lüftungsverhältnisse und der Lüftungswärmeverluste in der Halle ist eine Übertragbarkeit des Lüftungsprinzips auf andere Projekte mit großen Unsicherheiten behaftet. Daher fokussiert sich der Schwerpunkt dieser Arbeit auf die intensive Betrachtung des Lüftungssystems.

Zu Beginn dieses Kapitels wird ein Überblick über die momentanen Vorschriften und Normen gegeben, die bei der Ventilation von Produktionshallen in Bezug auf Lüftungssysteme zu beachten sind. Anschließend werden die EWT als wichtiger Bestandteil des Lüftungskonzepts dahingehend untersucht, welchen Einfluss sie auf die Eigenschaften der Zuluft ausüben. Zu den untersuchten Eigenschaften zählen Temperatur, Feuchte und Hygiene. Darüberhinaus werden die die EWT durchströmenden Luftvolumina berechnet und ausgewertet.

In einem weiteren Teil wird analysiert, welche Massenströme sich durch die verschiedenen Gebäudeöffnungen entwickeln. Das ermöglicht die Berechnung der nutzungsbedingten Luftwechselrate und der Lüftungswärmeverluste, die sich während des Betriebs in der Halle einstellen.

4.1 Vorschriften und Normen

Die wichtigsten Vorschriften bzw. Normen für die Lüftung von Gewerbebauten sind in den Arbeitsstättenrichtlinien (ASR) und in der DIN 1946 zu finden. Sie sollen an dieser Stelle bezüglich Aussagen zum Einsatz von thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystemen in Produktionshallen näher betrachtet werden [BAA 1998, DIN 1946-1 1988, DIN 1946-2 1994].

4.1.1 Freie Lüftung in der ASR 5

Die *freie Lüftung* wird in der ASR 5 als reine Luftförderung *ohne* jeglichen Heiz- oder Kühleffekt definiert, die jedoch durch Zu- oder Abluftventilatoren unterstützt werden kann. Nach dieser Definition sind Lüftungssysteme mit EWT *nicht* der freien Lüftung zuzuordnen. Für sie gelten nach ASR 5 die Vorschriften für *lüftungstechnische Anlagen* [BAA 1998].

RECKNAGEL [2000, Abschnitt 3.2.1] versteht dagegen unter freier Lüftung „...im Gegensatz zu der durch Ventilatoren erzeugten mechanischen, kontrollierten Lüftung den Luftwechsel, der durch Ausnutzung des natürlichen Auftriebs der Luft bei Temperaturunterschieden oder durch Windkräfte hervorgerufen wird.“ Nach dieser Definition wäre das vorliegende Lüftungssystem unter die freie Lüftung einzuordnen.

Hier bedarf es einer Neudefinition der ASR 5. In den meisten Fällen ist die Außenluft kühler als die Luft in den zu belüftenden Räumen, wodurch streng genommen beim Lüften ein Kühleffekt eintritt. Die Definition von RECKNAGEL [2000] erscheint schlüssiger, da sie nicht die *Temperaturveränderung* der Luft, sondern die *Art der Luftförderung* als Kriterium für eine freie Lüftung benutzt.

Die ASR 5 unterscheidet wie die DIN 1946 T1 [1988] zwischen

- Raumluftechnischen (RLT) Anlagen mit Luftbehandlung,
- RLT-Anlagen ohne Luftbehandlung,
- Teilklimaanlagen und
- Klimaanlagen.

Die RLT-Anlagen sind nach ASR 5 so zu dimensionieren, dass sie abhängig von der Art der Tätigkeit bestimmte personenbezogene Außenluftströme sicher stellen. Für Anwendungen, bei denen keine maximalen Arbeitsplatzkonzentrationen (MAK) durch das Auftreten von Schadstoffen bestehen, gibt Tabelle 4.1 die personenbezogenen Außenluftströme wieder.

Bei einem hohen Anteil von Rauchern in der Belegschaft oder starker Geruchsbelästigung kann der Außenluftstrom zusätzlich um 10 bis 20 $m^3/(h \cdot Pers.)$

Tätigkeit	personenbezogener Außenluftstrom [$m^3/(h \cdot Pers.)$]
überwiegend sitzend	20 – 40
überwiegend nicht sitzend	40 – 60
schwere körperliche Arbeit	≥ 65

Tabelle 4.1: Personenbezogene Außenluftströme [BAA 1998, DIN 1946-1 1988]

erhöht werden. Die DIN 1946 T2 [1994] fordert einen um $20 m^3/(h \cdot Pers.)$ höheren Außenluftstrom. Sie gibt im Gegensatz zur ASR 5 keinen Mindest-Außenluftstrom für Räume vor, die mit Produktions- oder Montagehallen vergleichbar sind. Für solche Räume soll der Mindest-Außenluftstrom im Einzelfall nach Funktion und Auflage ermittelt werden.

Besteht die Gefahr der Überschreitung der MAK, so müssen unabhängig von der Art der Lüftung Maßnahmen getroffen werden, dies zu verhindern. Geeignet sind dafür zum Beispiel Absauganlagen am Entstehungsort der Schadstoffe. Für welche Stoffe MAK-Werte vorgeschrieben und wie hoch diese sind führt die TRGS 900 auf [Henn 1999].

Die Untersuchungen des Lüftungssystems haben gezeigt, dass Absauganlagen besondere Anforderungen erfüllen müssen, da deren hohe Volumenströme und Luftgeschwindigkeiten die Luftschichtung in der Halle stören können. Daher können Absauganlagen, deren Abluft nach außen geführt wird, nicht eingesetzt werden. Ideal wären Absauganlagen in Form vollständig eingekapselter Räume, deren Zu- und Abluft außerhalb der Halle angesaugt bzw. ausgelassen wird. Bei geringem Absaugvolumen sind Umluftabsauganlagen akzeptabel (Abbildung 4.1).

Lehrbücher und Nachschlagewerke empfehlen zum Teil andere Luftwechsel, die sich entweder auf das Hallenvolumen oder die Grundfläche beziehen. Die empfohlenen Luftwechsel fasst Tabelle 4.2 zusammen. Außerdem stellt sie den Zuluftvolumenstrom dar, der sich daraus für die Halle ergeben würde. Berechnungsgrundlage sind 30 Personen, $2.000 m^2$ Grundfläche sowie $15.500 m^3$ umbautes Volumen. Die Unterschiede zwischen den sich daraus ergebenden erforderlichen Zuluftvolumenströmen sind beträchtlich. Zwischen dem niedrigsten und dem höchsten Wert liegt fast ein Faktor 80. Daran zeigt sich, dass bei



Abbildung 4.1: Absauganlage in der untersuchten Halle. Um die Luftschichtung in der Halle möglichst wenig zu beeinträchtigen, wären gekapselte Räume ideal. Eine Umluftabsauganlage, wie im Bild sichtbar, ist bei kleinen Volumenströmen akzeptabel.

jedem Projekt der tatsächlich erforderliche Luftwechsel anhand der Tätigkeiten genau berechnet werden muss. Außerdem wird deutlich, dass die Vorschriften bzw. Erfahrungswerte in diesem Bereich noch sehr heterogen sind.

Nach ASR 5, Nr. 4.2.2. dürfen durch RLT-Anlagen keine Zugerscheinungen entstehen. Dabei geht die ASR 5 davon aus, dass bis zu einer Lufttemperatur von 20°C keine Zugluft auftritt, wenn die Luftgeschwindigkeit unter $0,2\text{ m/s}$ liegt. In der DIN 1946 T2 wird dagegen davon ausgegangen, dass nur bis zu einer Luftgeschwindigkeit von $0,15\text{ m/s}$ keine Zugerscheinungen zu erwarten sind.

	PISTOHL [1996], Tabelle L13/1 RECKNAGEL [2000], Tafel 3.5.1-1	RECKNAGEL [2000], Tafel 3.6.7-2	ASR 5 [1998]
Anwendungsbereich	Werkstätten ohne besondere Luftverschlechterung	Montage	überwiegend nicht sitzende Tätigkeit
Bezugsgröße	Raumvolumen	Nutzfläche	Personenzahl
empfohlener Luftwechsel	$3 - 6 h^{-1}$	20 – $30 m^3 / (m^2 \cdot h)$	40 – $60 m^3 / (h \cdot Pers.)$
erforderlicher Zuluftvolumen- strom für die untersuchte Halle	46.500 – $93.000 m^3 / h$	4.000 – $6.000 m^3 / h$	1.200 – $1.800 m^3 / h$

Tabelle 4.2: Empfohlene Außenluftströme aus verschiedenen Quellen. Je nach zu Grunde gelegter Bezugsgröße ergeben sich große Unterschiede in den erforderlichen Außenluftströmen. Insbesondere für die Ermittlung des hygienisch notwendigen Außenluftstroms in hohen Gebäuden stellt die Personenzahl die aus energetischer Sicht die sinnvollere Bezugsgröße dar.

Obwohl Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit aus den Quellluftauslässen unter diesen genannten Grenzen blieben, ergaben Gespräche mit den Beschäftigten im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen ergaben, dass der dauernde Aufenthalt auf oder in unmittelbarer Nähe eines Quellluftauslasses als unangenehm empfunden wurde.

Bezüglich der Luftfeuchtigkeit empfiehlt die ASR 5 in Nummer 4.2.3. die Einhaltung von Maximalwerten, die zwischen 55% relativer Luftfeuchte bei 26°C Lufttemperatur bzw. 80% relativer Luftfeuchte bei 20°C Lufttemperatur liegen.

Für die Gewährleistung einer guten Luftqualität wird für Lüftungsanlagen der Einbau von Luftfiltern der Güteklasse B₁ gefordert¹⁾.

4.2 Das Lüftungssystem der Halle

Die wichtigsten Komponenten, aus denen das Lüftungssystem besteht, sind

- die beiden Frischluftbrunnen,
- die beiden Erdwärmetauscher,
- der Zuluftsammelschacht mit zwei Wärmetauschern,
- das Luftverteilsystem unter dem Hallenboden,
- die 10 Quellluftauslässe,
- die 32 RWA-Klappen,
- der Abluftwärmetauscher und
- die Regelung.

Abbildung 4.2 zeigt eine Skizze des Lüftungssystems. Die Frischluftbrunnen, die EWT und der Zuluftsammelschacht werden in Abschnitt 4.4.1 ausführlich behandelt. Alle anderen Komponenten des Lüftungssystems beschreibt dieser Abschnitt.

Wärmetauscher im Zuluftsammelschacht

Da im Winter die Erwärmung der Zuluft durch die EWT meist nicht ausreicht, wird sie bei Bedarf im Zuluftsammelschacht nacherwärmt, bis sie eine Temperatur von etwa 15°C aufweist. Dazu sind dort zwei Wärmetauscher installiert. Der erste Wärmetauscher wird über das Kreislaufverbundsystem

¹⁾ Durch die Harmonisierung der Europäischen Normen wurde die DIN 24185 durch die DIN EN 779 ersetzt, die neue Filterklassen definiert. Statt einem Luftfilter der Filterklasse B₁ muss in Lüftungsanlagen jetzt ein Filter der Filterklasse G 2 vorgesehen werden.

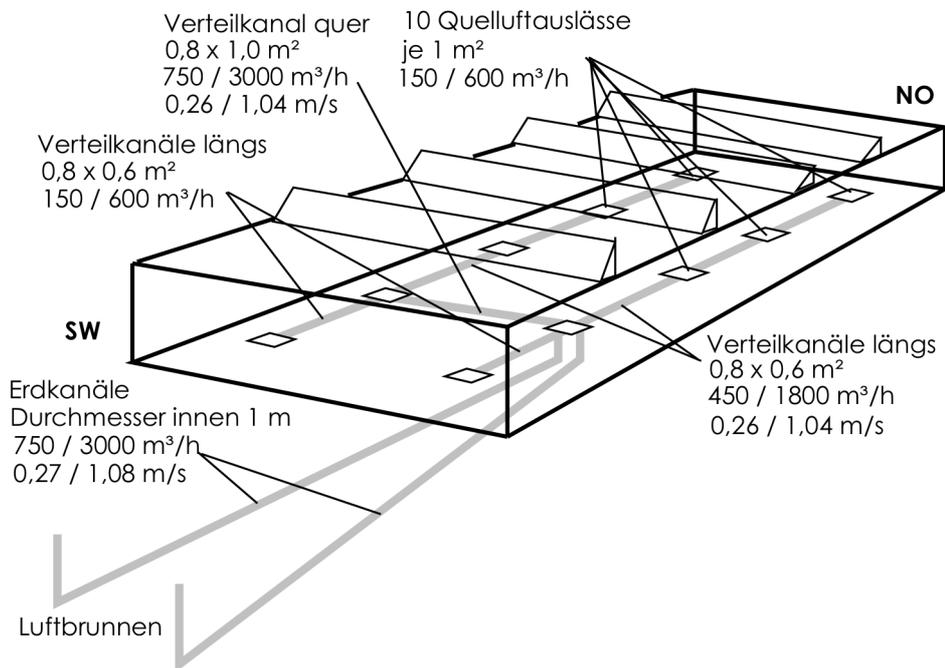


Abbildung 4.2: Übersichtsskizze des Lüftungssystems [Stahl und Graw 1999, Abbildung 5.9]

(KVS) mit Wärme versorgt. Der zweite Wärmetauscher ist an das Heizungssystem angeschlossen und wird eingesetzt, wenn die Wärmeleistung der EWT und des ersten Wärmetauschers nicht ausreicht, um die Luft auf die geforderte Lufttemperatur von 15°C zu erwärmen.

Luftverteilungssystem

Vom Zuluftsammelschacht aus verzweigt sich H-förmig das Luftverteilungssystem unter dem Hallenboden. Die Kanäle des Luftverteilungssystems haben einen rechteckigen Querschnitt von $0,8 \times 0,6 \text{ m}^2$. Um eine gleichmäßige Verteilung der Zuluft durch alle Quellluftauslässe zu erreichen, müssen die Luftströme an den Quellluftauslässen eingeregelt werden. Für die Einreglung sind im Luftverteilungssystem sogenannte „Schöpfzungen“ installiert. Die Schöpfzungen bestehen aus einer Metallplatte, die mit einer Spindel und einem Seilzug im Kanalquerschnitt aufgerichtet werden können, wodurch eine Querschnittsverengung entsteht. Mit einem speziellen Schlüssel kann die Einstellung der



Abbildung 4.3: Blick in den Zuluftsammelschacht

Bild links: Die übereinander angeordneten Wärmetauscher im Zuluftsammelschacht

Bild rechts: Einbindung der Wärmetauscher. Rechts sind die Zirkulationspumpe und der Vor- sowie Rücklauf des KVS zu sehen, links Pumpe, Mischer, MAG sowie Vor- und Rücklauf des Heizungsstrangs

Schöpfungen durch die Gitterroste der Quellluftauslässe hindurch vorgenommen werden. Zur besseren Illustration wurde in Abbildung 4.4 rechts der Gitterrost entfernt. Auf dem Weg vom Zuluftsammelschacht durch das Luftverteilssystem erhöht sich die Lufttemperatur von 15°C auf etwa 17 bis 18°C , so dass bei einer Hallentemperatur von 20°C die für die Quellluftbedingungen notwendige Temperaturdifferenz von $2 - 3\text{ K}$ eingehalten wird.

Quellluftauslässe

Jeder der 10 Quellluftauslässe hat eine Austrittsfläche von $1 * 0,8\text{ m}^2$ und ist mit einem Gitterrost abgedeckt, der für eine Verkehrslast von 10 t/m^2 ausgelegt ist. Aus ihnen tritt die Zuluft impulsarm aus und verteilt sich in der Halle.



Abbildung 4.4: Einregulierung der Volumenströme an den Quellluftauslässen
Bild links: Luftverteilkanal mit halb geschlossener Schöpfzunge
Bild rechts: Einstellen der Schöpfzunge mit einem Steckschlüssel (rot). Die Schöpfzunge ist ganz geschlossen

Um Kurzschlussströmungen zwischen den Quellluftauslässen und den RWA-Klappen zu vermeiden, wurden die Quellluftauslässe nicht direkt unter den Sheds, sondern um ein halbes Raster versetzt angeordnet.

RWA-Klappen

In der heizfreien Zeit sollte die Abluft durch die RWA-Klappen aus der Halle entweichen. Diese bestehen aus motorisch angetriebenen Klappfenstern, die sich zum Schutz vor Regen nach unten öffnen. In jedem Shed befinden sich acht RWA-Klappen, aufgeteilt auf zwei Gruppen mit jeweils vier Fenstern. Der Öffnungswinkel der insgesamt 32 RWA-Klappen kann durch die Regelung kontinuierlich zwischen 0 und 35° variiert und damit die Höhe des Abluftstroms gesteuert werden (Abbildung 4.5).

Kreislaufverbundsystem

In der Heizzeit bleiben die RWA-Klappen geschlossen, damit der Abluftstrom ausschließlich durch den Abluftwärmetauscher aus der Halle entweicht. Der Abluftwärmetauscher ist Teil des Kreislaufverbundsystems. Es transportiert die Wärme, die der Abluft im Abluftwärmetauscher entzogen wurde, zum Zuluftwärmetauscher im Zuluftsammelschacht. Ist das Kreislaufverbundsystem



Abbildung 4.5: RWA-Klappen mit den Spindelmotoren zum Öffnen und Schließen der Klappen



Abbildung 4.6: Der Abluftwärmetauscher im zweiten südwestlichen Shed der Halle

Bild links: Außenansicht des Abluftwärmetauschers mit Wetterschutz und geschlossener Jalousie

Bild rechts: Halleninnenansicht des Abluftwärmetauschers

außer Betrieb, so verschließt eine Jalousie den Abluftwärmetauscher auf der Außenseite (Abbildung 4.6).

Regelung

Die Lüftungsanlage benötigt für ihren Betrieb eine Regelung, die dafür sorgt, dass

- die Zulufttemperaturen nicht unterschritten werden,
- die Temperatur, die relative Feuchte und die CO₂-Belastung der Hallenluft vorgegebene Werte nicht überschreiten,
- das Kreislaufverbundsystem arbeitet, wenn günstige Betriebsbedingungen vorliegen und Wärme für die Zulufterwärmung benötigt wird,
- bei Bedarf die RWA-Klappen so geöffnet bzw. geschlossen werden, dass durch ihre Öffnungsfläche die gewünschte Luftmenge entweicht.

Da ein Teil dieser Funktionen übliche Regelungsaufgaben einer Heizungsregelung sind, wurde die Regelung des Lüftungssystems in die Heizungsregelung der Halle integriert. Das dafür notwendige Anforderungsprofil der Heizungsregelung wurde im Leistungsverzeichnis beschrieben.

4.3 Untersuchungen des Lüftungssystems

Projektbegleitend wurden durch die Forschung

- thermische und fluiddynamische Simulationen mit TRNSYS bzw. RESCUE sowie
- Berechnungen zur Öko- und Gesamtprimärenergiebilanz der Halle, die im wesentlichen auf den Arbeiten KOHLER UND KLINGELE [1995] und ZAPKE UND GERKEN aufbauen.

durchgeführt, die sowohl für die Auslegung des Lüftungssystems als auch für dessen spätere Validierung wichtige Ergebnisse lieferten. Während der Validierung ergänzten

- Nebelversuche zur Klärung der Strömungsverhältnisse in der Halle,

- zwei Messung der Luftdichtheit sowie
- zwei Versuche zur Ermittlung des Aufheiz- und Abkühlverhaltens der Halle

die Datenauswertungen.

4.3.1 In der Planungs- und Bauphase berechnete Gesamtprimärenergiebilanz der Halle

Im Rahmen der Forschungsarbeiten während des Planungs- und Bauprozesses wurden umfangreiche Untersuchungen zur Ökobilanz des Ausführungs- und Referenzprojekts durchgeführt. Zusammen mit den Energieverbräuchen, die durch die Simulationen errechnet wurden, ermöglichten sie die Aufstellung einer Gesamtprimärenergiebilanz für beide Projekte über eine angenommene Nutzungsdauer von 50 Jahren.

Da für die Wartung, die Instandhaltung und den Abriss der Halle keine Energiebilanzen zur Verfügung standen, wurden analog zur Kostenberechnung von Wärmeversorgungsanlagen nach VDI 2067 2% der Herstellungsenergie als Instandhaltungsenergie angesetzt. Für die Energie zum Abriss des Gebäudes wurden pauschal 20% der Herstellungsenergie angenommen [Stahl 1999a, Seite 111]. Die Ergebnisse der Berechnungen stellt Abbildung 4.7 dar. Verglichen mit dem Primärenergiebedarf für die Betriebsenergie der 50jährigen Nutzungszeit blieb der energetische Aufwand für die Errichtung und den Abriss für beide Gebäude vernachlässigbar. Insgesamt betrachtet würde das Ausführungsprojekt mehr als 70% weniger Primärenergie in seiner Nutzungszeit einschließlich Errichtung und Abriss benötigen als das Referenzprojekt.

4.3.2 Fluiddynamische Simulation des Lüftungskonzepts

Mit den bekannten Daten über die Hallennutzung, die inneren Wärmelasten und die angestrebten Luftwechsel, konnte in der Planungs- und Bauphase die Energiebilanz der Halle bestimmt werden. Unklar blieb jedoch, wie sich die Luftströmungen in der Halle entwickeln würden. Die Vorhersage der Luftströmungen war deshalb schwierig, weil die internen Wärmelasten Q_i in der

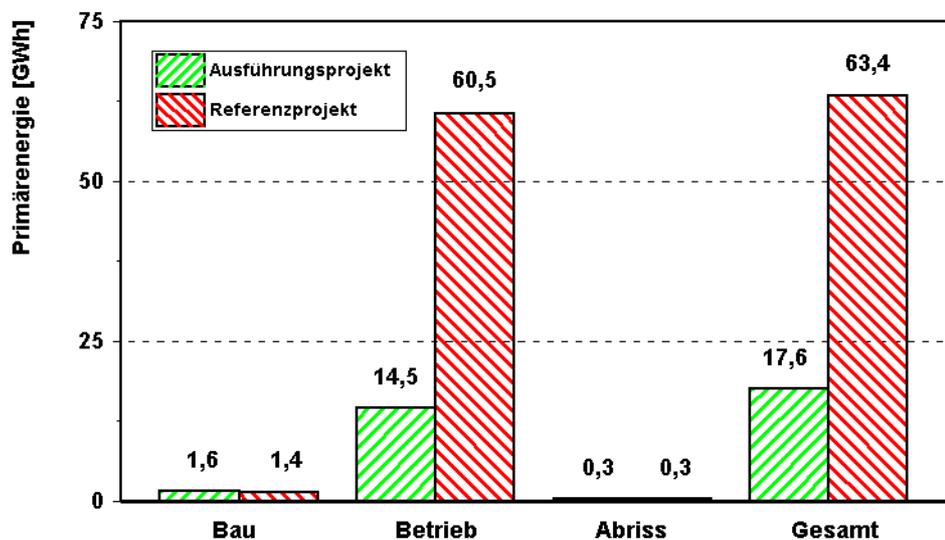


Abbildung 4.7: Gesamtprimärenergiebilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt aufgestellt im Rahmen des Planungs- und Bauprozesses nach STAHL [1999b, Abbildung 10.1]. Bei beiden Projekten ist der Primärenergieeinsatz für die Erstellung und den Abriss vernachlässigbar gegenüber dem Primärenergieeinsatz für die Betriebsenergie. Der Primärenergiebedarf des Ausführungsprojekts ist als 70% kleiner als der des Referenzprojekts.

Halle inhomogen verteilt waren. Daher musste untersucht werden, wie es sich auswirkt, wenn beispielsweise ein Großteil der Wärmelast in einem Hallenteil entsteht. Die dadurch auftretenden starken Auftriebskräfte könnten zu ungünstigen Luftströmungen führen. Sollten diese die geplante Luftschichtung in der Halle verhindern, würde die Luftqualität verschlechtert und die Hallentemperatur steigen. Außerdem sollte untersucht werden, wie sich der Einsatz der Deckenstrahlungsheizung auf die Luftschichtung, die auftretenden Luftgeschwindigkeiten und die Hallentemperatur auswirken würde.

Zur Klärung dieser Fragen wurden fluiddynamische Simulationen (CFD) an der Halle durchgeführt [Hanel 1999]. Die Ergebnisse zeigten, dass bei den angenommenen inneren Wärmelasten $Q_i = 30 \text{ kW}$ und der Anordnung der Wärmelasten entsprechend dem Maschinenplan des Bauherren das Lüftungssystem wie geplant arbeiten würde. Nach der Simulation waren in der gesamten Halle sehr gleichmäßige Temperaturen zu erwarten. Außerdem ergaben die Simulationen im Aufenthaltsbereich Querströmungen mit Luftgeschwin-

digkeiten, die in etwa den Luftaustrittsgeschwindigkeiten der Quellluftauslässe entsprechen. Bei einem angenommenen Luftvolumenstrom von $2.000 \text{ m}^3/h$ lägen die durchschnittlichen Luftaustrittsgeschwindigkeiten bei $0,12 \text{ m/s}$. Zuglufterscheinungen, die bei diesen Temperaturen erst ab Luftgeschwindigkeiten über $0,15 \text{ m/s}$ zu erwarten sind, können daher ausgeschlossen werden [DIN 1946-2 1994, BAA 1998] (vgl. Abschnitt 4.1.1 auf Seite 63). Der thermische Auftrieb der Wärmequellen in der Halle würde nach diesen Ergebnissen für die gewünschte Aufwärtsströmung sorgen können und wie geplant verbrauchte Luft und Schadstoffe aus dem Aufenthaltsbereich abtransportieren.

Auch bei internen Wärmelasten $Q_i = 50 \text{ kW}$ würde das Lüftungssystem den CFD zufolge noch funktionieren, wobei es jedoch auf Grund der höheren internen Wärmelasten zeitweise zu Temperaturen im Aufenthaltsbereich von mehr als 26°C kommen könnte.

Der Energieberater vermutete jedoch, dass auch in diesem Fall behagliche Temperaturen erreicht werden könnten, indem der Luftvolumenstrom auf über $6.000 \text{ m}^3/h$ erhöht würde. Da bei den fluiddynamischen Simulationen die Fugenlüftung und Speichereffekte unberücksichtigt blieben, die in der Realität die Hallentemperaturen eher senken würden, ging er davon aus, dass auch bei größeren internen Wärmelasten eine Überwärmung der Halle ausbleiben würde [Stahl 1999b, Seite 104 f].

Weitere Ergebnisse der Simulationen belegten, dass das Lüftungssystem auch bei einer Variation der Ausgangsparameter noch funktionieren würde [Hanel 1999].

4.3.3 Nebelversuche

Um zu klären, in wieweit die fluiddynamischen Simulationen ein korrektes Bild der Luftströmungen in der Halle wiedergaben, wurden im Rahmen der Validierung der Produktionshalle die Luftströmungen im Lüftungssystem und an den Quellluftauslässen mit mehreren Nebelversuchen untersucht. Durch das Einlassen von Theaternebel in einen der beiden Luftbrunnen wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt, deren Ziel es war,

- die Ausbreitung der Zuluft aus den Quellluftauslässen in die Halle hinein sichtbar zu machen und

- die mittlere Luftgeschwindigkeit im Lüftungssystem mit Laufzeitversuchen zu bestimmen und mit den Sensorwerten aus den EWT zu vergleichen.

4.3.3.1 Entwicklung der Strömungsverhältnisse an den Luftauslässen

Das geplante Lüftungskonzept sah vor, dass die Höhe des Zuluftvolumenstroms durch die Stellung der RWA-Klappen beeinflussbar ist. Der Zuluftstrom aus den Luftauslässen sollte sich proportional zum Öffnungswinkel der RWA-Klappen entwickeln. Zu überprüfen war zum einen, ob und in wieweit bei den verschiedenen Zuluftströmen die gewünschten Quellluftbedingungen in der Halle noch erfüllt waren. Zum anderen wollte das Forschungsteam die Entwicklung der „Zuluftpilze“ an den Luftauslässen, das Abströmen und Verteilen der Luft in der Halle sowie die Bildung der Frischluftschicht mittels Einlassen von Nebel durch die Zuluftauslässe sichtbar machen.

Dazu wurden am 16. November 1999 Nebelversuche durchgeführt. Die Luftdichtheit der Halle entsprach zu dieser Zeit nach den Ergebnissen des ersten Luftdichtheitstests nicht den Vorgaben des Energieberaters. Infolgedessen kann die Form der „Zuluftpilze“ durch Luftströmungen durch die Leckagen beeinflusst worden sein. Da der Abstand zwischen Luftauslass und Außenwand mehr als 5 m betrug, müsste diese Beeinflussung sehr gering gewesen sein. Der Einfluss der RWA-Klappen wird vermutlich ungestört geblieben sein, denn ihre im Vergleich zu den Leckagen große Öffnungsfläche ergab einen um ein Vielfaches größeren Abluftstrom als durch die Leckagen möglich war.

Allgemein lassen sich die Quellluftbedingungen folgendermaßen formulieren [Fitzner 1991, Fitzner 1988, Krühne 1995]:

1. Die Luft tritt impulsarm in den Raum ein.
2. Die Luftauslässe befinden sich in Bodennähe.
3. Die Abluft verlässt den Raum an der Decke.
4. In dem Raum befinden sich Wärmequellen.
5. Sie fördern mehr Luft aus dem Aufenthaltsbereich an die Decke, als Zuluft nachströmen kann.

Die Bedingungen zwei bis vier sind in der Halle erfüllt. Bedingung fünf kann als erfüllt angesehen werden, da die Abluft die Zuluft durch die EWT in die Halle saugen muss. Der vorhandene geringe Druckverlust in den EWT reicht aus, damit der Zuluftvolumenstrom geringer ist als der Volumenstrom, den der thermische Auftrieb in der Halle erzeugt.

Der impulsarme Eintritt der Zuluft ist nach KRÜHNE [1995] erfüllt, wenn die Archimedeszahl $Ar > 360$ ist. Kleinere Archimedeszahlen bedeuten die Ausbildung einer Verdrängungsströmung statt einer Quelllüftung. Für die Archimedeszahl gibt RECKNAGEL [2000] die Beziehung

$$Ar = \frac{g \cdot \Delta T_o}{T_{Halle} \cdot H_{Halle}} \cdot \left(1 - \frac{A_{frei}}{A_{Gesamt}}\right)^2 \cdot \left(\frac{3.600}{n}\right)^2 > 360 \quad (4.1)$$

mit

g	Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$)		
ΔT_o	Temperaturdifferenz zwischen der Abluft und der Zuluft [K]		
T_{Halle}	Hallentemperatur	($22,6^\circ C$)	=
		($295,75 \text{ K}$)	
H_{Halle}	Hallenhöhe ($9,06 \text{ m}$)		
A_{frei}	unverstellte Bodenfläche der Halle \approx		
	$0,4 \cdot A_{Gesamt}$		
A_{Gesamt}	Gesamtbodenfläche	der	Halle
	(2.122 m^2)		
n	Luftwechselrate [h^{-1}]		

an. Die Temperaturdifferenz zwischen der Abluft und der Zuluft ΔT_o kann Abbildung 4.8 entnommen werden. Sie beträgt je nach Jahreszeit etwa $4,5$ bis $5,5^\circ C$. Die Abbildung liefert ein zusätzliches Indiz für das Vorliegen einer Quelllüftung. Das vertikale Temperaturprofil entspricht dem typischen Temperaturprofil einer Quelllüftung [Fitzner 1991, Bild 3].

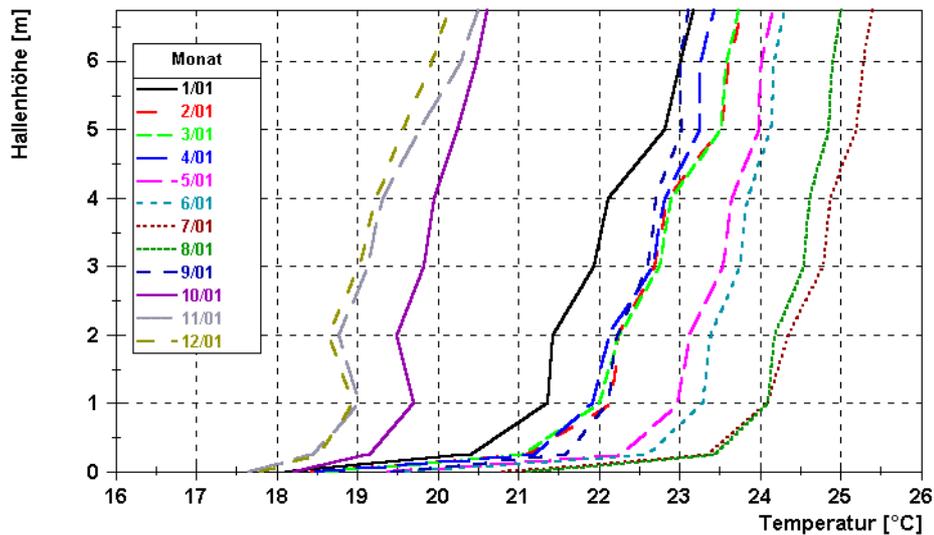


Abbildung 4.8: Temperaturschichtung in der Halle während der Arbeitszeit. Dargestellt sind monatliche Temperaturmittelwerte. Die Temperaturdifferenz zwischen der Luft am Hallenboden und unter der Decke beträgt zwischen $2,5$ und $5,5^{\circ}\text{C}$. Das vertikale Temperaturprofil ist typisch für eine Quelllüftung.

Durch Umstellen von Gleichung 4.1 und Einsetzen der Beträge für die Größen ergibt sich für die Luftwechselrate n

$$\begin{aligned}
 n &< 3.600 \cdot 0,6 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 4,5}{295,75 \cdot 360 \cdot 9,06}} h^{-1} \\
 &< 14,6 h^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Bei dieser Luftwechselrate würde ein Volumenstrom von rund $228.000 \text{ m}^3/h$ entstehen, während die Planungen maximale Volumenströme von $6.000 \text{ m}^3/h$ vorsahen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die erste Quellluftbedingung ebenfalls eingehalten wird und somit bei den in der Halle auftretenden Luftwechseln stets eine Quelllüftung vorliegt.

Zum Zeitpunkt der Nebelversuche, die nach Betriebsschluss durchgeführt wurden, betrug der Volumenstrom durch die EWT zwischen 3.000 und $3.500 \text{ m}^3/h$. Er lag damit mehr als doppelt so hoch als für die Arbeitszeit erforderlich gewesen wäre. Bei diesen Volumenströmen entstanden an den Quellluftauslässen mittlere Luftgeschwindigkeiten zwischen $0,17$ und $0,2 \text{ m/s}$. Bei diesen Luft-

geschwindigkeiten können Zegerscheinungen auftreten. Da sich diese Luftgeschwindigkeiten wurden mit einem Handmessgerät Typ Almemo ??? und einem bidirektionalen Thermoanemometer Typ ??? an den Luftauslässen gemessen. In der näheren Umgebung fielen die Werte sehr schnell unterhalb der Messempfindlichkeit des Sensors von $0,01\text{ m/s}$. Zegerscheinungen sind daher in der restlichen Halle zu erwarten.

Die Luftverteilung in der Halle konnte nicht in dem Umfang untersucht werden wie geplant. Die Nebelmaschine besaß eine zu geringe Kapazität, um die Luftschichtung der gesamten Halle sichtbar zu machen. Daher beschränkten sich die Untersuchungen auf die Entwicklung der Form und der Höhe des „Zuluftpilzes“ an einem Quellluftauslass in Abhängigkeit von der Öffnungsfläche der RWA-Klappen. Um die Höhe abschätzen zu können und den Kontrast zwischen Nebel und Hintergrund zu erhöhen, wurde eine etwa $1,90\text{ m}$ hohe Pappe hinter dem Quellluftauslass aufgestellt. Auf ihr sind in $0,5\text{ m}$ Abständen gelbe Markierungen angebracht.

Der Einfluss der Klappenstellung auf die Höhe des „Zuluftpilzes“, ließ sich mit den Experimenten nachweisen. Bei geschlossenen RWA-Klappen (Abbildung 4.9, Bild links oben) hatte der „Pilz“ über dem Quellluftauslass eine Höhe von etwa 1 m . Er war oben abgeflacht und es war zu erkennen, dass der Nebel dort von dem nachströmenden Nebel radial an die Seiten gedrängt wurde, von wo er langsam wieder in Richtung Boden sank. Der „Pilz“ zeigte das Aussehen, das für einen horizontalen Quellluftauslass charakteristisch ist.

Nach dem Öffnen der Hälfte der RWA-Klappen²⁾ wuchs der „Pilz“ auf etwa 3 m an (Abbildung 4.9, Bild rechts oben). Er zeigte deutlich mehr Turbulenzen als der „Pilz“ bei geschlossenen RWA-Klappen, was auf größere Luftgeschwindigkeiten am Quellluftauslass hindeutet. Seine Form war dadurch ungleichmäßiger, das obere Ende war nicht mehr flach, sondern rund. Nach dem Erreichen des Scheitelpunktes wurde auch hier der Nebel zur Seite gedrängt und sank zu Boden. Die Quelllufteigenschaften waren nicht mehr so eindeutig sichtbar wie

²⁾ Zum Zeitpunkt dieses Experiments war die Steuerung der RWA-Klappen noch nicht in die Heizungsregelung eingebunden und konnten nur manuell geöffnet und geschlossen werden. Für jedes der vier Sheds gab es einen Schalter, um die RWA-Klappen zu öffnen und zu schließen. Bei diesem Teil des Versuchs wurden in den zwei südlichen der vier Sheds die RWA-Klappen geöffnet.

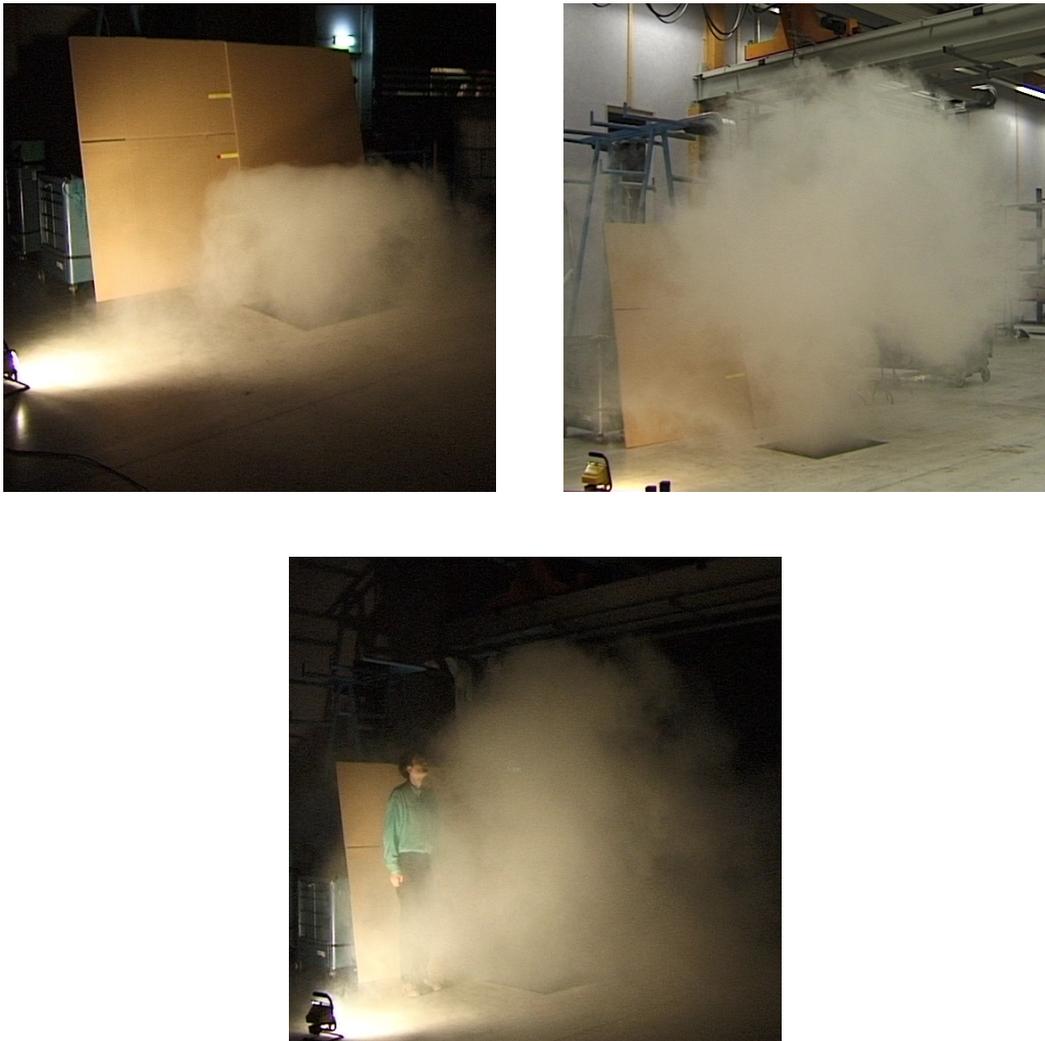


Abbildung 4.9: Entwicklung des „Zuluftpilzes“ an einem Quellluftauslass in Abhängigkeit vom Öffnungszustand der RWA-Klappen.

Bild links: Geschlossene RWA-Klappen

Bild rechts oben: 50% der RWA-Klappen geöffnet

Bild unten: Alle RWA-Klappen geöffnet

Die sich entwickelnden "Zuluftpilze" bei geschlossenen und halb geöffneten RWA-Klappen zeigen deutliche Unterschiede in Größe und Form. Der Unterschied ist bei halb bzw. vollständig geöffneten RWA-Klappen dagegen gering.

bei geschlossenen RWA-Klappen, da die Luft mit einem nicht zu vernachlässigenden Impuls in die Halle einströmte.

Das Öffnen aller RWA-Klappen änderte die Eigenschaften des „Pilzes“ nur

geringfügig (Abbildung 4.9, Bild unten). Seine Höhe betrug wieder ca. 3 m. Seine Form war mit der des „Pilzes“ bei halbgeöffneten RWA-Klappen vergleichbar.

Aus den Versuchen lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Die Quellluftbedingen sind in der Halle unabhängig von der Stellung der RWA-Klappen erfüllt, wobei der Impuls der einströmenden Luft bei halb bzw. voll geöffneten RWA-Klappen an der Grenze des für eine Quelllüftung Zulässigen ist.
- Bei vollständig geschlossenen RWA-Klappen entwickelt sich in den EWT ein geringerer Volumenstrom als bei 50 oder 100% geöffnete RWA-Klappen. Bei einer Öffnung von mehr als 50% der RWA-Klappen vergrößert sich jedoch Zuluftvolumenstrom durch die Quellluftauslässe nicht weiter.
- Ob ein Einfluss auf den Zuluftvolumenstrom bei kleineren Öffnungsgraden vorliegt, ist experimentell nicht überprüft worden, ist jedoch auf Grund der Messergebnisse anzunehmen. In diesem Fall würden kleinere Öffnungsflächen der RWA-Klappen die Steuerbarkeit des Zuluftvolumenstroms verbessern.

4.3.3.2 Bestimmung der Luftgeschwindigkeit in den EWT aus Laufzeitversuchen

Im Sommer 2000 sollten in einem weiteren Nebelversuch die Messwerte der Luftgeschwindigkeitssensoren in den EWT überprüft werden. Für die Messungen wurde in jeweils einen Luftbrunnen ein Nebelstoß eingebracht und die Zeit bestimmt, die der Nebel brauchte, bis er aus einem Quellluftauslass auströmte. Um den austretenden Nebel an den Quellluftauslässen besser sehen zu können, wurden für diese Versuche 9 der 10 Quellluftauslässe abgedeckt.

Die anhand der Laufzeitversuche bestimmten Luftgeschwindigkeiten \bar{v}_{Nebel} wurden mit den Sensormesswerten aus den EWT verglichen. Dabei zeigte sich eine gute Übereinstimmung der aus den Sensormesswerten bestimmten mittleren Luftgeschwindigkeit \bar{v}_{EWT} bei dem östlichen EWT, solange die Versuche

ohne Einsatz der Ventilatoren durchgeführt wurden. Versuche, bei denen die Ventilatoren eingeschaltet wurden, zeigten Abweichungen bis zum 2,8fachen zwischen den aus der Laufzeit bestimmten Luftgeschwindigkeiten \bar{v}_{Nebel} und den aus den Sensorwerten berechneten mittleren Luftgeschwindigkeiten in den EWT \bar{v}_{EWT} .

Vermutlich entstanden durch die Ventilatoren Turbulenzen, die die Geschwindigkeitsmessung der Sensoren in den EWT verfälschten. Die Luftgeschwindigkeiten im westlichen EWT lagen jedoch zu dem Zeitpunkt mit $0,04\text{ m/s}$ im Bereich der unteren Nachweisgrenze des Sensors, die bei $???\text{ m/s}$ liegt. Dadurch konnte der Nebel den Quellauslass, an dem die Laufzeit gemessen wurde, ohne Einsatz der Ventilatoren nicht erreichen.

Die spätere Auswertung zeigte, dass die Messwerte im westlichen EWT unbrauchbar waren. Zum Versuchszeitpunkt herrschten ungünstige Witterungsbedingungen, wodurch der thermische Auftrieb sehr gering war bzw. bei der Durchführung der Laufzeitversuche am westlichen EWT fast vollständig zum Erliegen kam.

Obwohl im westlichen EWT ohne Ventilatoreinsatz keine Luftgeschwindigkeit durch Laufzeitmessung bestimmt werden konnte, wird im Weiteren davon ausgegangen, dass analog zum östlichen EWT die Bestimmung der Luftgeschwindigkeit aus den Messwerten des Geschwindigkeitssensors im westlichen EWT zu den richtigen Ergebnissen führt. Die Berechnung der Luftgeschwindigkeiten in den EWT und die Laufzeitversuche sind im Anhang dokumentiert (Abschnitt 5.1).

Die Ergebnisse der Laufzeitversuche können wie folgt zusammengefasst werden:

- Die Abweichung zwischen der aus dem Sensor des östlichen EWT berechneten mittleren Luftgeschwindigkeit \bar{v}_{EWT} und der mittleren Luftgeschwindigkeit aus den Laufzeitversuchen \bar{v}_{Nebel} beträgt etwa 10% und ist identisch mit dem für die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT \bar{v}_{EWT} abgeschätzten Fehler.
- Der Einsatz der Ventilatoren verfälschte die in den EWT gemessenen Luftgeschwindigkeiten v_{Sensor} erheblich. Die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT \bar{v}_{EWT} war teilweise 2,8-mal größer als die mittlere Luftgeschwindigkeit aus den Laufzeitversuchen \bar{v}_{Nebel} .

4.3.4 Messungen der Luftdichtheit

Die Überprüfung und Verbesserung der Luftdichtheit der Halle wurde durch deren erheblichen Mängel notgedrungen zu einer der zentralen Aufgaben der Begleitforschung. Denn nur mit einer ausreichend luftdichten Halle war das installierte Lüftungssystem überhaupt funktionsfähig. Die Mängel deuteten sich bei ersten Untersuchungen mit Rauchröhrchen und Thermoanemometer im Frühjahr 1999 an und wurden durch eine erste Messung der Luftdichtheit am 16. Juni 1999 bestätigt. Nach erfolgter Sanierung der Halle wurde eine zweite Messung der Luftdichtheit am 30. September 2000 durchgeführt. Ab diesem Zeitpunkt hatte die Halle einen Fugenluftwechsel von etwa $0,14 h^{-1}$. Da sich unter anderem die mittlere Hallentemperatur um $5,5 K$ erhöht hatte, war der Fugenluftwechsel infolge des größeren thermischen Auftriebs in der Halle stark angestiegen. In Abschnitt 4.5.2.3 wird gezeigt, dass bei einer mittleren Hallentemperatur von $17,1^{\circ}C$, wie sie in der Planung vorgesehen war, der Fugenluftwechsel etwa $0,1 h^{-1}$ betragen würde. Er wäre damit doppelt so hoch wie für die Funktion des Lüftungssystems in der Planung vorausgesetzt wurde. Die Untersuchungen und Berechnungen zeigen, dass das Lüftungssystem trotzdem in etwa so arbeitet, wie es von den Planern und dem Bauherren gewünscht wurde.

4.3.4.1 Erste Untersuchungen

Nachdem es von den Beschäftigten Klagen über Zegerscheinungen in den Erkern gegeben hatte, untersuchte das Forscherteam diese Bereiche mit Rauchröhrchen und einem Thermoanemometer. Die Ergebnisse der Untersuchungen waren:

- Der Anschluss der Fensterelemente in den Erkern war nicht luftdicht ausgeführt worden.
- Die Dichtungen in den Türfalzen der Fluchttüren in den Erkern wiesen Undichtigkeiten auf.
- Leckagen bestanden an den Stößen der OSB-Platten und an den Anschlüssen der OSB-Platten an die BSH-Stützen der Tragkonstruktion.

- Der Dach-Wand-Anschluss wies Leckagen auf.

Sämtliche Leckagen wurden von den ausführenden Firmen nachträglich abgedichtet.

Bei den Fensterelementen wurden die Anschlüsse an die Tragkonstruktion mit Kompriband nachgebessert und die Türdichtungen ergänzt. Die Stöße der OSB-Platten wurden mit speziellem Dichtband abgeklebt und mit Latten gegen Ablösen und Beschädigung gesichert. Dies war wegen der an den Wänden installierten Leitungen und Beschlägen schwierig und teilweise auch unmöglich (Abbildung 4.10).

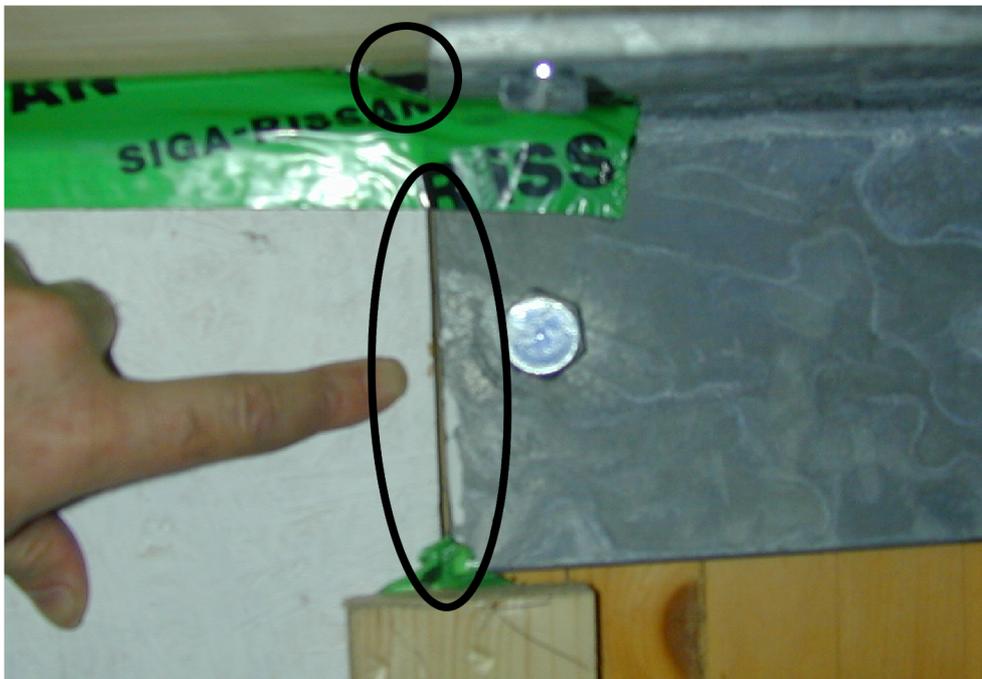


Abbildung 4.10: Eingeschränkte Möglichkeiten der nachträglichen Abdichtung der OSB-Plattenstöße. Am Winkel wurde das Dichtband nicht weitergeführt und hätte durch den Versprung und den Bolzen nur sehr aufwändig mit einer Latte gesichert werden können. Das im oberen Bildteil sichtbare Dichtband hat sich am horizontalen Versprung des Winkels bereits wieder gelöst. Der Luftdichtheitstest wies an beiden Stellen eine Leckage nach.

Beim Dach-Wand-Anschluss wies das Anschlussbrett der Wand an das Trapezblech Spalten auf, an denen Leckageströme messbar waren (Abbildung 4.11,

links). Für die Nachbesserung überklebte die ausführende Firma diese Spalte mit Dichtband. Da die Leckagen eine dreidimensionale Struktur aufwiesen, konnte die Abdichtungsmaßnahme von vorne herein nicht erfolgreich sein. Das teilweise überdehnte Klebeband zog sich nach einiger Zeit wieder zusammen. Dadurch löste es sich in den Sicken und den Anschlüssen der Trapezbleche untereinander schon nach kurzer Zeit wieder. Es traten erneut Leckagen auf, wie die erste, am 13. Juni 1999 durchgeführte Messung der Luftdichtheit zeigte (Abbildung 4.11, rechts).

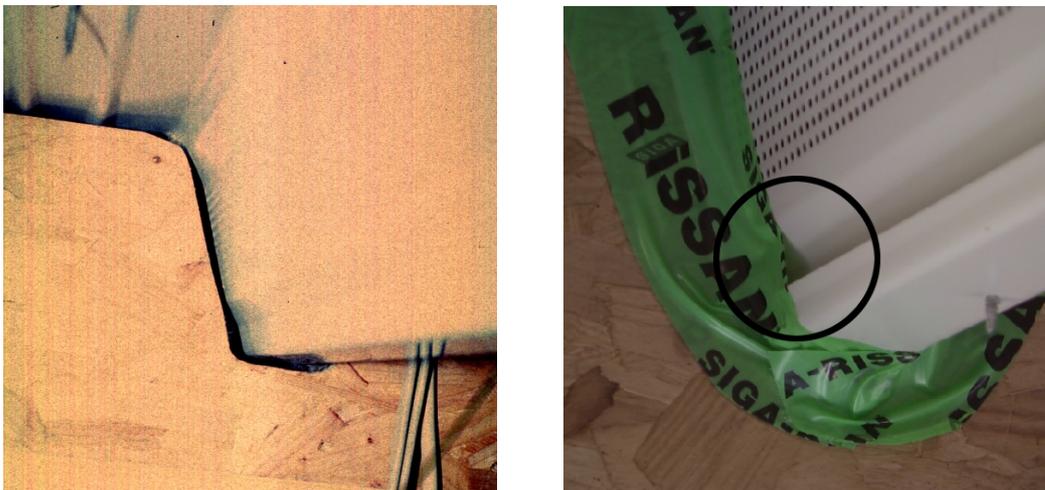


Abbildung 4.11: Innenseite des Dach-Wand-Anschlusses

Bild links: Vor der ersten Nachbesserung

Bild rechts: Nach Durchführung der Nachbesserung

Der Anschluss zwischen OSB-Platte und Trapezblech ließ sich mit dem Dichtband nicht vollständig abdichten.

4.3.4.2 Durchführung und Ergebnisse des ersten Luftdichtheitstests

Wegen der Holzverschalung der Außenseite war es nur im Inneren der Halle möglich, Leckagen zu orten. Dazu wurde die Halle unter Unterdruck gesetzt und sämtliche Flächen systematisch auf Leckagen untersucht. Dies war jedoch nur durch den Einsatz einer Thermografiekamera möglich, denn die zu untersuchenden Flächen waren zum einen für eine systematische Untersuchung mit Thermoanemometern zu umfangreich und zum anderen trotz Einsatz einer Ar-

beitsbühne nur schwer zugänglich, da sämtliche Maschinen und Materialien in der Halle verblieben waren.

Um die Thermografiekamera auch im Sommer erfolgreich einsetzen zu können, mussten die Untersuchungen möglichst früh am Morgen durchgeführt werden. So konnten durch das Sonnenlicht erwärmte Flächen die Aufnahmen nicht verfälschen. Außerdem war die Außenluft noch kühl genug, um auf den Aufnahmen der warmen Innenflächen der Halle sichtbar zu sein. Zur Erzeugung einer möglichst großen Temperaturdifferenz zwischen Gebäudehülle und Außenluft wurde die Halle seit dem Vortag beheizt.

Durch den Luftdichtheitstest wurde in der Halle eine Vielzahl von Leckagen entdeckt. Der ermittelte Luftwechsel bei einem Überdruck von 50 Pa lag bei $2,1 \text{ h}^{-1}$ und war damit weit höher als vermutet [Zeller 1999]. Die Leckagen waren derart groß, dass insgesamt vier Blower-Door-Anlagen erforderlich waren, um die nötige Druckdifferenz für die Messungen aufzubauen.

Unter diesen Bedingungen konnte das Lüftungssystem nicht wie geplant arbeiten. Vor einer Fortsetzung der Forschungsarbeiten am Lüftungssystem mussten daher die Leckagen analysiert und Möglichkeiten ihrer Beseitigung gefunden werden. Die Untersuchung der Leckagen ergab, dass sie sich grob in drei Kategorien einteilen ließen:

1. Planungsfehler,
2. Ausführungsfehler und
3. Leckagen aufgrund ungelöster konstruktiver Probleme.

4.3.4.2.1 Leckagen durch Planungsfehler Der Dach-Wand-Anschluss zeigte trotz der durchgeführten Nachbesserungen systematische Undichtigkeiten (Abbildung 4.12). Zuerst hatte es den Anschein, als ob die Ursache dafür in der mangelhaft durchgeführten Nachbesserung lag. Bei genaueren Untersuchungen stellte sich jedoch heraus, dass nicht nur die Unterseite des Trapezblechs undicht an die Außenwände angeschlossen war, sondern auch seine Oberseite keinen luftdichten Anschluss an die Außenhaut aufwies. Da das Trapezblech aus Schallschutzgründen in den Flanken gelocht ist, gelangte die Hallenluft durch die Löcher in die Dämmschicht oberhalb des Trapezblechs.

Die aus Mineralwolle bestehende Dämmschicht bot dem Luftstrom kaum Widerstand (Abbildung 4.13).

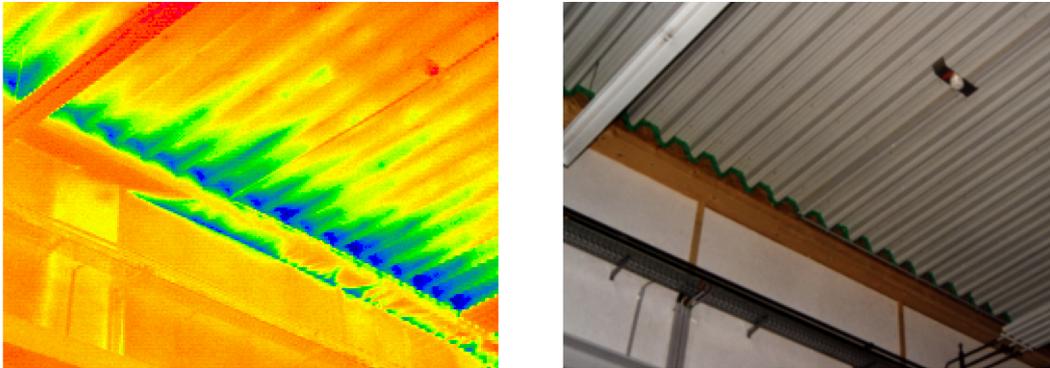


Abbildung 4.12: Leckage im Dach-Wand-Anschluss

Bild links: Thermografieaufnahme [Zeller 1999]

Die blauen und grünen schleierartige Flächen kennzeichnen Leckagen durch die kalte Außenluft eindringt.

Bild rechts: Aufnahme derselben Stelle im sichtbaren Licht



Abbildung 4.13: Blick in das Trapezblech an einem Shed. In den Flanken des Blechs sind die Lochungen für den Schallschutz und in den Sicken die Mineralwolle zu erkennen.

Am Dachüberstand der Gebäudelängsseiten trat die Hallenluft aus. Abbildung 4.14 zeigt schematisch den Weg, den die Luft aus der Halle durch die Konstruktion ins Freie nimmt.

Ursache für diese Leckage war, dass der Architekt bei dem Dach-Wand-Anschluss das Leistungsverzeichnis des Trapezblechherstellers übernommen und dabei übersehen hatte, dass die besonderen Anforderungen des Gebäudes an die Luftdichtheit darin nicht abgedeckt waren. Für die Sanierung musste eine luftdichte Schicht von der Dachhaut über den Dachüberstand zur Außenwand verlegt und angeschlossen werden (Abbildung 4.15). Die Sanierung der Halle zeigte, dass mit einem etwas anders konstruierten Anschlußdetail auch mit dem Trapezblechdach ein luftdichter Anschluss an die Außenwand möglich gewesen wäre.

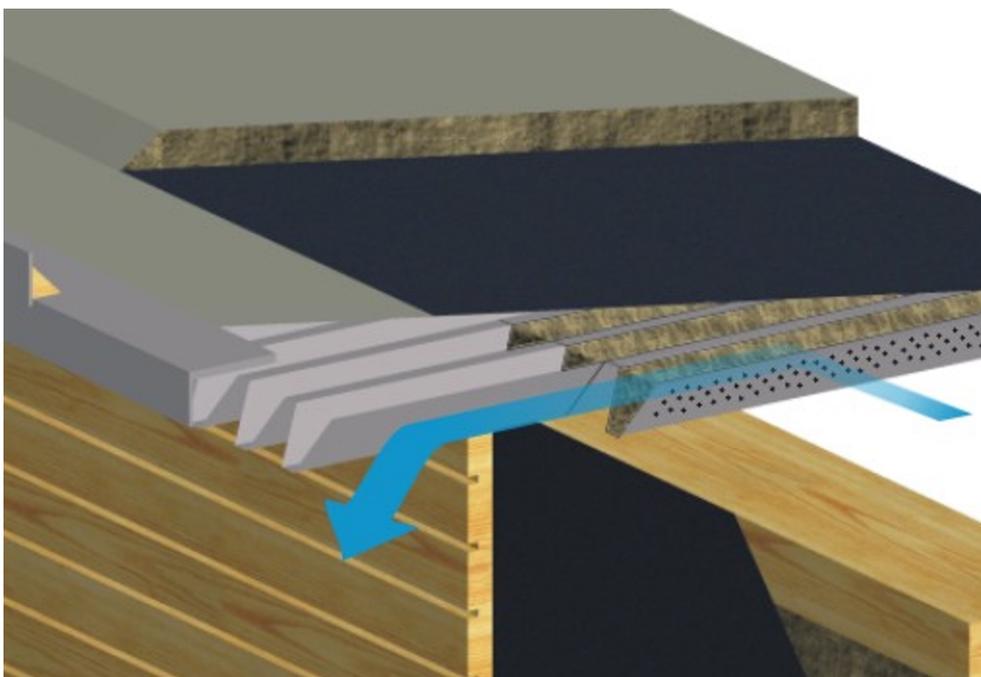


Abbildung 4.14: Schematische Darstellung des Wegs, den die Luft durch die Dachhaut nimmt. Die Luft dringt vom Halleninneren durch die Lochung in die Sicken des Blechs ein. Von dort gelangt der Luftstrom durch die Mineralwolle in der Dachkonstruktion nach draußen. Quelle: Schattschneider

Weitere Undichtigkeiten wurden im Bereich der Anschlüsse der OSB-Platten an die Tragkonstruktion und in den Fensteranschlüssen gefunden (Abbil-



Abbildung 4.15: Nachträglich abgedichteter Dach–Wand–Anschluss. Die blaue Folie stellt den luftdichten Anschluß zwischen Außenwand und Dachfläche sicher

dung 4.16). Die Leckagen zwischen den Anschlüssen der OSB–Platten an die Tragkonstruktion bzw. die Fenster sind darauf zurück zu führen, dass aus Kostengründen auf eine definierte Luftdichtheitsschicht in den Außenwänden verzichtet wurde. Eine sorgfältig ausgeführte Luftdichtheitsebene hätte die aufgetretenen Probleme und die Kosten der Nachbesserung vermieden.

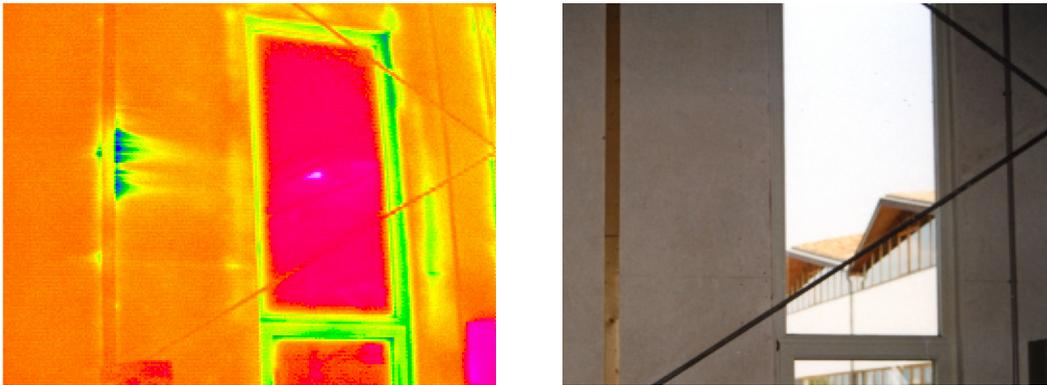


Abbildung 4.16: Undichtigkeiten an den Stößen zweier OSB-Platten und einer Fensterlaibung

Bild links: Thermografieaufnahme [Zeller 1999]

Die blau- und grüngefärbten schleierartigen Flächen an der Wand zeigen einen bei der Nachbesserung abgeklebten Stoß der OSB-Platten. Trotz Anpresslatte hat sich das Dichtband gelöst. In der Fensterlaibung und den umliegenden Stößen ist ebenfalls ein Temperaturabfall durch eindringende Kaltluft zu erkennen.

Bild rechts: Aufnahme im sichtbaren Licht

4.3.4.2.2 Leckagen durch Ausführungsfehler Einige der bereits nachgebesserten Stöße der OSB-Platten wiesen noch Undichtigkeiten auf. Ihre Anzahl war jedoch gering (Abbildung 4.16).

Neben den Leckagen, die durch den Planungsfehler am Dach-Außenwand-Anschluss bedingt auftraten, wurden auch Ausführungsmängel an diesem Detail gefunden. Teilweise waren die Spalte so groß, dass durch sie das Tageslicht sichtbar war (Abbildung 4.17).

Der Anschluss der Außenwände an die Bodenplatte zeigte stellenweise Leckagen. In diesen Fällen wurde wahrscheinlich das vorgesehene Dichtungsband zwischen Außenwand und Fußboden nicht oder nicht richtig eingelegt (Abbildung 4.18).

Die Außentüren neben den Toren wiesen auf Grund fehlender Dichtungsrippen in den Falzen Undichtigkeiten auf (Abbildung 4.19).



Abbildung 4.17: Spalt am Dach-Wand-Anschluss zwischen Trapezblech und Ringanker im Nordosten der Halle. Der helle Streifen ist von innen sichtbares Tageslicht



Abbildung 4.18: Undichtigkeiten am Außenwand-Boden-Anschluss
Bild links: Thermografieaufnahme [Zeller 1999]
Bild rechts: Aufnahme im sichtbaren Licht
Die blauen und grünen Flächen zeigen eindringende Aussenluft. Im rechten Bild ist der nicht abgedichtete Spalt im Stoß der OSB-Platten durch seine dunklere Färbung erkennbar.

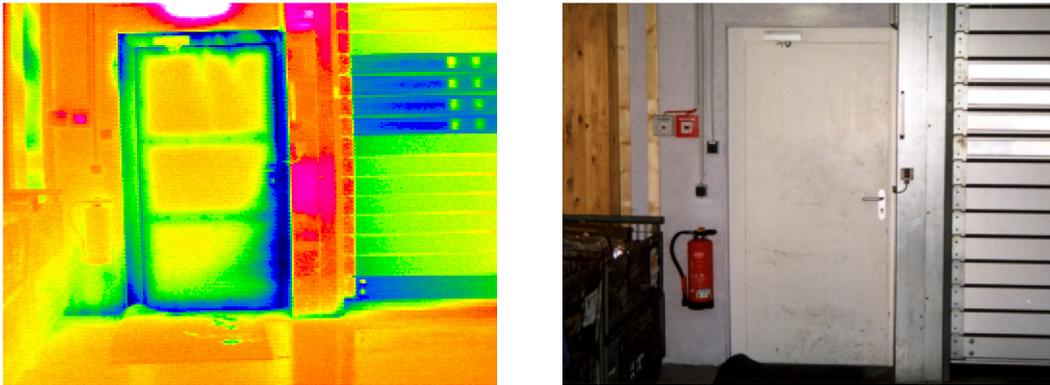


Abbildung 4.19: Undichtigkeiten an der südwestlichen Außentür

Bild links: Thermografieaufnahme [Zeller 1999]

Bild rechts: Aufnahme im sichtbaren Licht

Die blauen und grünen Flächen im Türrahmen zeigen die Leckagen in den Dichtflächen zwischen Tür und Türrahmen. Rechts neben der Tür ist das abgeklebte Schnellauftor zu sehen. Die blauen und grünen Flächen zeigen dort keine Leckagen, sondern die transparenten Torelemente und die im Vergleich zur Halle schlechte Wärmedämmung.

4.3.4.2.3 Leckagen aufgrund ungelöster konstruktiver Probleme Die Hallentore zeigten bei bloßer Inaugenscheinnahme einige Leckagen. Sie betrafen vor allem

- das Dichtungsprofil, das das Tor gegen den Hallenboden abdichten soll,
- die seitlichen Führungsschienen und
- die Abdichtung des Tores gegen den Torsturz.

Zukünftige Projekte sollten mit Toren ausgerüstet werden, die eine konstruktiv verbesserte Luftdichtigkeit aufweisen. Hier besteht Entwicklungsbedarf seitens der Torhersteller.

Für den Luftdichtigkeitstest wurden die Tore abgeklebt, um ihren Einfluss auf die Messungen eliminieren zu können. Es wurde vermutet, dass die Leckagen an den Toren das Aufspüren anderer, kleinerer Leckagen erschweren würde. Nach der Durchführung des Luftdichtigkeitstests sollten die Abdichtungen entfernt und durch eine anschließende Luftdichtigkeitsmessung die Leckagerate

bestimmt werden, die durch die Tore entstehen. Während der Durchführung des Luftdichtigkeitstests wurde jedoch deutlich, dass der von den vorhandenen Blower-Door-Anlagen erzeugte Volumenstrom für diese Untersuchung nicht ausreichen würde. Deshalb verzichtete das Forscherteam zu diesem Zeitpunkt auf den Test.

4.3.4.3 Ergebnisse der zweiten Messung der Luftdichtheit

Nach Beendigung der Sanierungsarbeiten und vor der Verkleidung der sanierten Bauteile wurde der zweite Luftdichtheitstest durchgeführt. Die Thermografieaufnahmen, die während des Tests gemacht wurden, zeigten eine deutlich verbesserte Dichtigkeit der Halle. Die später durchgeführten Berechnungen ergaben einen Luftwechsel $n_{50} = 0,8 h^{-1}$ bei abgeklebten Toren und $n_{50} = 1,0 h^{-1}$ bei nicht abgeklebten Toren. Ein Fünftel des festgestellten Leckagestroms ist demnach auf Leckagen an den Toren zurückzuführen.

Die Undichtigkeiten am Dach-Außenwand-Anschluss und dem Außenwand-Boden-Anschluss waren im Regelquerschnitt erfolgreich behoben worden (Abbildung 4.15).

Lokalisiert wurden außerdem Leckagen im Fensterbereich, in den Erkerspitzen, im Anschlusspunkt Außenwand-Dach-Sheddach sowie an den Toren. Für die Tore stand bereits vorher fest, dass keine kostenintensiven Nachbesserungen an ihnen vorgenommen werden würden, zumal im Zuge der Sanierungsarbeiten auf der Nordostseite ein textiles SchnelllaufTOR zusätzlich installiert worden war. Die Fensterlaibungen sollten noch einmal vom Holzbauer abgedichtet werden. Ebenso sollte der Dachdecker die lokalisierten Undichtigkeiten an den Durchstoßpunkten der Dachbalken durch die Giebelwände sowie den Anschluss der Außenwände an die Erker nochmals abdichten.

Bei dem zweiten Luftdichtheitstest erwies es sich als vorteilhaft, dass während des Tests ein Vertreter der ausführenden Fachfirma anwesend war. Mängel konnten vor Ort gezeigt, gemeinsam begutachtet sowie Möglichkeiten ihrer Beseitigung besprochen werden. Außerdem war es auf diese Weise viel einfacher, den Vertreter der ausführenden Firma von der Notwendigkeit einer Nachbesserung zu überzeugen.

4.4 Validierung der Erdreichwärmetauscher

Einen wichtigen Teil des Lüftungssystems stellen die Erdreichwärmetauscher (EWT) dar, durch die die Zuluft der Halle strömt. Während die Luft durch die EWT strömt, findet ein Wärmeaustausch zwischen Luft und dem die Rohre umgebenden Erdreich statt. Je nachdem, ob das Erdreich kühler oder wärmer als die Luft in den Erdwärmetauscher ist, wird die Zuluft erwärmt oder abgekühlt. Die daraus resultierende Kühl- bzw. Wärmeleistung verläuft antizyklisch zur Außentemperatur. Dies deckt sich im Allgemeinen mit dem Kühl- bzw. Wärmebedarf in Gebäuden: In der warmen Jahreszeit wird die Zuluft gekühlt, in der kalten Jahreszeit erwärmt.

Bei der durch die EWT gewonnenen Wärme handelt es sich um Solarenergie, die im Boden gespeichert wurde, wie TRÜMPER U.A. [1991, Seite 1] darlegen. Erst ab Tiefen von über 100 *m* wird die Geothermie wirksam.

EWT können in verschiedener Weise realisiert werden. Meistens bestehen sie aus Beton- oder Kunststoffrohren, möglich sind aber auch abgedeckte Kanäle mit rechteckigem Querschnitt oder Gewölbe. Querschnitt, Anzahl und Länge der Rohre bzw. Kanäle sind bei EWT sehr unterschiedlich.

4.4.1 Auslegung der EWT

Um EWT erfolgreich simulieren zu können, müssen die Parameter bekannt sein, die die Berechnung ihrer Wärme- und Kühlleistung beeinflussen. Dazu zählt u.a.:

- der geforderte Volumenstrom,
- die daraus resultierende Strömungsgeschwindigkeit der Luft in den EWT,
- die Erdreichtemperatur,
- die Wärmekapazität des Erdreichs, das den oder die Erdkanäle umgibt,
- der Feuchtegehalt des Bodens,
- der Abstand zum Grundwasser,

- Anzahl, Länge, Durchmesser und Rauigkeit der Erdkanäle sowie
- der Abstand zwischen den Rohren, wenn der Erdreichwärmetauscher aus mehreren Rohren besteht.

Die meisten EWT sind Teil eines *mechanisch* angetriebenen Lüftungssystems. Soll der Antrieb dagegen ganz oder teilweise durch den *thermischen* Auftrieb erfolgen, so muss bei der Auslegung eines EWT zusätzlich zu den genannten Faktoren auf einen möglichst geringen Druckverlust geachtet werden, wodurch die Form des Kanalquerschnitts größere Bedeutung erhält.

Bei diesem Projekt sollte das Lüftungssystem ohne mechanischen Antrieb arbeiten. Die Rohre des EWT sollten begehrbar sein, um sie inspizieren zu können. Dass diese beiden Forderungen miteinander vereinbar sind, ist plausibel und lässt sich durch die folgenden Überlegungen zeigen.

Bei geraden, hydraulisch glatten Rohrstrucken gilt

$$\Delta p_{Verlust} = \frac{\lambda}{d} \cdot l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (4.3)$$

$$= \frac{\lambda}{d} \cdot l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{16\dot{V}^2}{\pi^2 d^4} \quad (4.4)$$

mit

$\Delta p_{Verlust}$	Druckverlust [Pa]
λ	Rohrreibungskoeffizient [-]
d	Rohrdurchmesser [m]
l	Rohrlänge [m]
ρ	Luftdichte [kg/m ³]
v	Luftgeschwindigkeit [m/s]
\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /h]
Re	Reynoldszahl [-]

[Trümper u. a. 1991, Gleichung 6.5a]. Aus dem Blasiuschem Reibungsgesetz [Blasius 1913] folgt

$$\lambda \sim Re^{-\frac{1}{4}} \quad (4.5)$$

$$\sim d^{-\frac{1}{4}} \quad (4.6)$$

Hydraulisch glatte Rohre vorausgesetzt kann in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser für Reynoldszahlen $Re > 10^5$ [Beitz und Grote 2001]

$$\lambda \sim d^{-0,237}$$

angenommen werden, womit sich

$$\Delta p_{Verlust} \sim d^{-5,25} \dots d^{-5,237} \quad (4.7)$$

ergibt. Also weisen EWT mit größeren Rohrdurchmessern d geringere Druckverluste auf. Bei einer Verdoppelung des Rohrdurchmessers beispielsweise reduziert sich der Druckverlust auf etwa $\frac{1}{38}$ des Ausgangswertes.

Der Rohrdurchmesser beeinflusst andererseits auch die Wärmeübertragung des EWT, die von der als Wärmetauscherfläche wirksamen Oberfläche der Rohre abhängig ist.

$$\dot{Q}_{Trans} = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta T \quad (4.8)$$

mit

\dot{Q}_{Trans}	Wärmeübertragung [W]
α	Wärmeübergangskoeffizient [$\frac{m^2 \cdot K}{W}$]
d	Rohrdurchmesser [m]
ΔT	Temperaturdifferenz [K]

Für turbulente Strömung geben TRÜMPER U.A. [1991, Gleichung 6.4] die Beziehung

$$\dot{Q} \sim d^{-0,2} \quad (4.9)$$

an. Die Wärmeübertragung nimmt dadurch bei Verdoppelung des Rohrdurchmessers nur um 15% ab, was die Experimente von MURRAY UND BRITTON bestätigen. Sie untersuchten die Wärmeübertragung von zwei EWT mit einem Rohrdurchmesser von DN 160 bzw. DN 250. Bei gleichem Volumenstrom von $0,05 \text{ m}^3/h$ ergaben sich zwischen den Austrittstemperaturen beider EWT praktisch keine Temperaturunterschiede. Große Rohrquerschnitte sind demzufolge vertretbar, um ein Lüftungssystem ohne mechanischen Antrieb zu realisieren. Der um 15% niedrigeren Wärmeübertragung steht eine Einsparung

bei der Jahresarbeit der Ventilatoren gegenüber, die bei diesem Projekt etwa 1.800 kWh/a beträgt.

Der Energieberater empfahl den Bau des EWT in Form von zwei Rohren DN 1000 mit einer Länge von 60 bis 70 m. Vorgaben und Ergebnisse der Auslegung des EWT gibt Tabelle 4.6 auf Seite 101 wieder. Die Rohrlänge wurde aus Kostengründen auf 50 m begrenzt.

Die beiden EWT bestehen aus Schleuderbetonrohren mit Glockenmuffe nach DIN 4035, die normalerweise im Abwasserbereich Verwendung finden (Abbildung 4.20). Anfänglich vorgesehene Bögen in den Rohren wurden aus Kostengründen nicht realisiert, da Bögen sehr viel teurer sind als gerade Rohre.



Abbildung 4.20: Rohre des EWT während der Verlegearbeiten

Aus energetischen Gründen sollte der Abstand zwischen den beiden Rohren bei diesen EWT mindestens 4 m betragen, damit sich zwischen ihnen die ungestörte Erdreichtemperatur einstellen kann und dadurch eine optimale Wärmeübertragung gesichert ist. Die Baukosten ließen sich andererseits durch das Verlegen in *einem* Graben verringern, zumal bei einem geringeren Verlegeabstand der Zuluftsammelschacht kürzer ausgeführt werden könnte. Dadurch würden die Erstellungskosten für die EWT zusätzlich gesenkt werden.

Realisiert wurde eine Lösung, bei der die EWT in einem spitzen Winkel von 10° zueinander verlaufen. Dadurch beträgt ihr Abstand im Zuluftsammelschacht

nur etwa 30 cm, während die Luftbrunnen etwa 9 m voneinander entfernt sind. Die letzten 21 m der EWT weisen einen geringeren Abstand als 4 m auf. Da die letzten 16 m der EWT von der Halle überbaut sind und in diesem Bereich das Erdreich eine Temperatur zwischen 13° und 19°C besitzt, statt wie an den Luftbrunnen 4° bis 15°C, konnte dieser geringere Abstand akzeptiert werden (Abbildungen 4.21 und 4.22). Die Störungen der Erdreichtemperatur durch den Wärmeabfluss aus der Halle wirken sich auf die Temperatur der Luft in den EWT stärker aus als die Störung durch die gegenseitige Beeinflussung (Abbildung 4.23).

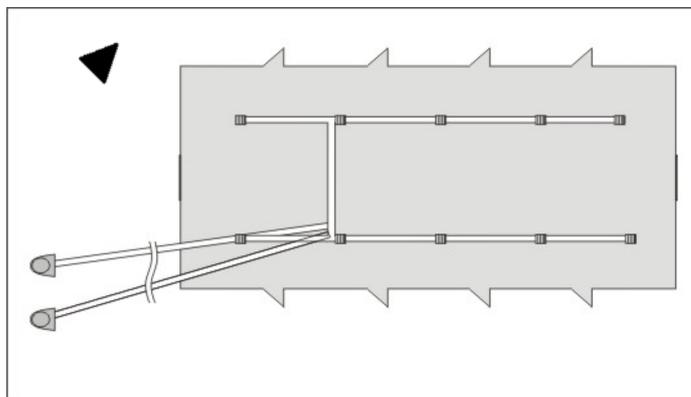


Abbildung 4.21: Grundriss der Halle mit eingezeichneten EWT und dem H-förmigen Luftverteilsystem unter dem Hallenboden. Die Quellluftauslässe sind durch dunkle Quadrate dargestellt.

Energetisch günstiger wäre es gewesen, den Zuluftsammelschacht am Rand der Halle zu positionieren. Dadurch würde nur ein geringer Teil der EWT unter der Halle verlaufen, wo die Erdreichtemperatur durch die Wärme der Halle höher liegt als im nicht überbauten Bereich. Die EWT könnten so eine höhere Kühlleistung erbringen. Außerdem wäre dann der Einbau eines Bypasses sinnvoll gewesen, der es ermöglicht hätte, die EWT bei bestimmten Witterungsbedingungen zu umgehen. Durch die Vorgabe des Standorts der Halle auf dem Gelände ließen sich die EWT jedoch nicht anders realisieren.

Die Volumenströme in den Rohren bestimmen sich aus dem Lüftungsbedarf der Halle. Der Zuluftvolumenstrom der Halle wird in der Heizzeit auf das aus hygienischer Sicht notwendige Luftvolumen beschränkt, um die Lüftungswärmeverluste niedrig zu halten. Dies geschieht durch das Öffnen und Schließen



Abbildung 4.22: Blick in den Zuluftsammelschacht während der Bauphase. Rechts münden die Rohre des EWT in den Zuluftsammelschacht ein

der AWT-Jalousie bzw. der RWA-Klappen. Dadurch sind die Volumenströme während der Heizzeit geringer als während der heizfreien Zeit. In den Sommermonaten kann bei Bedarf mittels einer verstärkten Lüftung die Halle gekühlt werden, wodurch die Volumenströme in den EWT bei Temperaturen über 22°C auf $4.000\text{ m}^3/\text{h}$ bzw. bei über 26°C auf $6.000\text{ m}^3/\text{h}$ ansteigen.

Am Anfang jedes EWT befindet sich ein Luftbrunnen, durch den die Frischluft in die EWT gelangt. Jeder Luftbrunnen besteht aus einem etwa 4 m tiefen Schacht aus Betonringen DN 1500, wie sie im Kanalbau verwendet werden

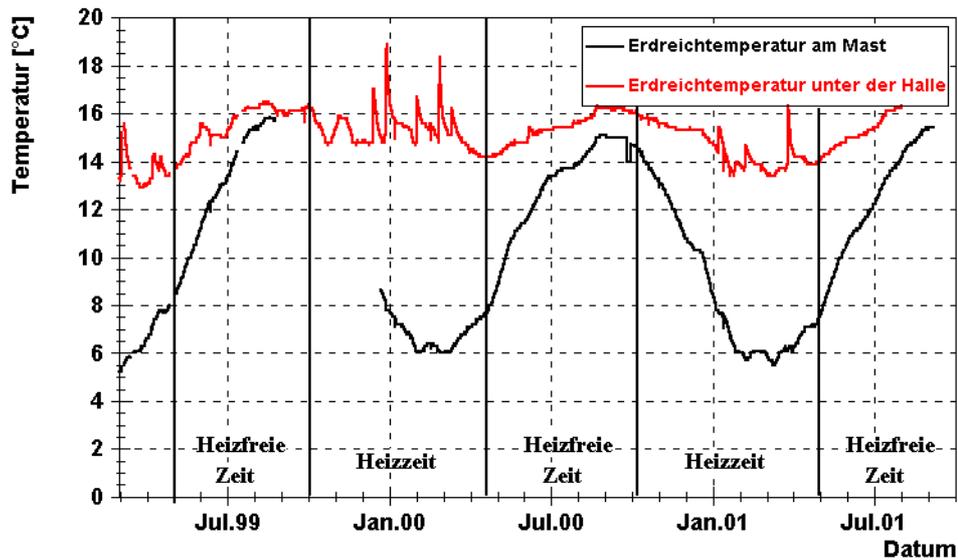


Abbildung 4.23: Vergleich der Erdreichtemperaturen. Die Amplitude der Erdreichtemperatur unter der Halle ist geringer als an der Messstelle am Mast. Die Temperaturwerte sind dagegen höher. Die Temperaturspitzen in den Heizzeiten 2000 und 2001 stammen wahrscheinlich vom Niederschlag, der sich unter der Halle gesammelt hatte (vgl. Abschnitt 3.2.3 auf Seite 55). Der Sensor für die Erdreichtemperatur unter der Halle wurde vom Zuluftsammelschacht in einer Tiefe von ca. 3 m etwa 1,2 m horizontal in das Erdreich verlegt. Der Sensor für die Erdreichtemperatur am Mast befindet sich im westlichen Luftbrunnen in einer Tiefe von etwa 3,5 m (vgl. Abbildung 4.28 auf Seite 108). Der horizontale Abstand beträgt ca. 1,2 m.

(Abbildung 4.24). Etwas oberhalb der Schachtschle beginnt der EWT. Da die Rohre mit einem Gefälle von etwa 1,5% zu den Luftbrunnen hin verlegt worden sind, sammelt sich eventuell anfallendes Wasser in der Schachtschle und kann gegebenenfalls abgepumpt werden.

Um das Eindringen von Niederschlag sowie die Verunreinigung durch Laub zu verhindern, besitzt jeder Schacht eine Hutze, deren Lufteinlass mit einem Gitter versehen ist (Abbildung 4.25).

Vorgaben	
Rohrdurchmesser	DN 1000
Anzahl der Rohre	2
Rauigkeitshöhe der Rohre	1 mm
Max. Volumenstrom	6.000 m ³ /h
Min. Volumenstrom	1.500 m ³ /h
Max. Strömungsgeschwindigkeit	1,06 m/s
Min. Strömungsgeschwindigkeit	0,26 m/s
Simulationsergebnisse	
Kanalsole	-3 bis -4 m
Kanalabstand zum Grundwasser	3 m
Erdreichtemperatur	12°C
Rohrlänge jeweils	50 m
Heizleistung bei 1.500 m ³ /h von -10°C auf -0,6°C	4,7 kW
Max. bereitgestellte Wärmemenge	7.900 kWh/a
Kühlleistung bei 6.000 m ³ /h von 30°C auf 26°C	8,0 kW
Max. entzogene Wärmemenge	10.500 kWh/a

Tabelle 4.6: Aus den Berechnungen und den Simulationen mit TRNSYS gewonnenen Auslegungsdaten der Erdkanäle [Stahl und Graw 1999, Seite 61]



Abbildung 4.24: Blick in einen Luftbrunnen. In der Bildmitte ist der Anschluss des EWT zu erkennen.

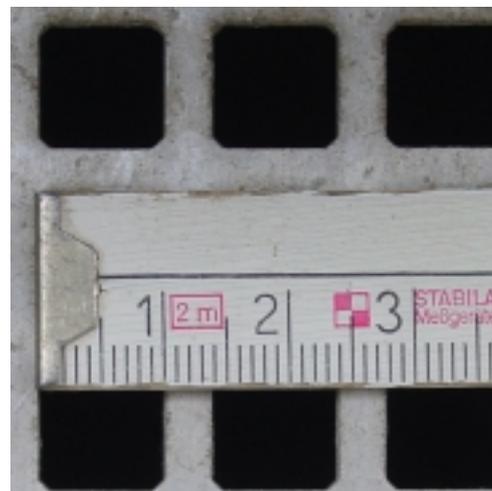


Abbildung 4.25: Zuluftutze des westlichen Luftbrunnens
Bild links: Hutze des Luftbrunnens
Bild rechts: Detail des Lüftungsgitters einer Hutze Die Lochung hat eine Fläche von etwa 1 cm^2 .

4.4.2 Betriebserfahrungen mit dem EWT

4.4.2.1 Wassereinbruch in das System

Einige Tage nach der Schneeschmelze des Winters 1998/99 stellte sich heraus, dass die EWT voll Wasser gelaufen waren. Das Wasser füllte bei den Luftbrunnen fast den gesamten Rohrquerschnitt, so dass das Lüftungssystem nur sehr eingeschränkt funktionsfähig war. Durch Abpumpen des Wassers konnte die Funktion des EWT zwar wieder hergestellt werden, jedoch mussten die Ursachen behoben werden. Auch wenn es möglich gewesen wäre, dauerhaft Pumpen in den Luftbrunnen zu installieren, die auftretendes Wasser sofort abgepumpt hätten, hätte jedoch der Eintrag an Feuchtigkeit und organischen sowie anorganischen Materialien eine latente Gefährdung der Hygiene im Lüftungssystem dargestellt.

Aus diesem Grund war es wichtig zu klären, an welcher Stelle das Wasser in die Erdwärmetauscher eindrang. Dass es zu einem Wassereinbruch kommen konnte, obwohl der Grundwasserspiegel 3 m *unter* der Kanalsohle lag, ließ einen Zusammenhang mit der Regenwasserversickerung auf dem Gelände vermuten. Es summierten sich mehrere Effekte, die letztendlich zu dem Wassereinbruch in den EWT führten:

1. Um die Neubildung des Grundwassers zu unterstützen, wurde ein Teil des anfallenden Regenwassers auf dem Gelände versickert. Dadurch konnte außerdem das anfallende Dachwasser von der bestehenden Regenwasserkanalisation aufgenommen werden, ohne dass diese erweitert werden musste. Das Regenwasser wird deshalb durch offene Rinnen von den Fallrohren zu einem südwestlich der Halle gelegenen Teich geführt, dessen Überlauf in die Regenwasserkanalisation mündet. In den Rinnen und im Teich versickert ein Teil des Wassers, das heisst es fällt mehr Wasser in direkter Umgebung der Halle an als im Falle einer Einleitung der gesamten Regenwassermenge in die Regenwasserkanalisation.
2. Nach Einschätzung des beteiligten Fachplaners für die Regenwasserversickerung und -ableitung weist der Boden keine ausreichende Durchlässigkeit auf [Klatt 2001]. Die Versickerungsfähigkeit des Bodens wurde

seiner Meinung nach im Bodengutachten, dass in der Planungsphase erstellt wurde, überschätzt.

3. Der Bodenaushub während der Bauarbeiten zerstörte den natürlichen Bodenaufbau unter und neben der Halle, wodurch eine größere Durchlässigkeit entstand als im ungestörten Bodenaufbau. Fällt mehr Niederschlagswasser an als der ungestörte Bodenaufbau aufnehmen kann, sammelt sich daher das Wasser im Boden unter der Halle wie in einem Schwamm und wirkt wie drückendes Wasser auf die EWT (Abbildung 4.26).
4. Es gab Leckagen in EWT und Zuluftsammelschacht, durch die Wasser in das Rohrsystem eindringen konnte.

Da drei verschiedene Firmen am Bau des EWT beteiligt waren, mussten als erstes die Leckagen zweifelsfrei lokalisiert werden, um die verantwortliche Firma zur Mängelbeseitigung auffordern zu können. Die gewerkeweise Vergabe von Aufträgen, die sich günstig auf die Kosten ausgewirkt hatte, erwies sich an dieser Stelle hinsichtlich einer schnellen Schadensbehebung eher als hinderlich.

Sowohl im Zuluftsammelschacht als auch in den Rohren wurden Undichtigkeiten festgestellt. Die größten Leckagen befanden sich im Zuluftsammelschacht unter den einmündenden Rohren des EWT. Dort gab es Betonester, die durch eine mangelnde Verdichtung des Betons entstanden waren (Abbildung 4.27). Druckproben der Rohrmuffen verliefen bis auf geringe Undichtigkeiten an zwei Muffen negativ. Die entdeckten Undichtigkeiten an den zwei Muffen konnten noch während der Untersuchungen abgedichtet werden. Der Zuluftsammelschacht musste hingegen saniert werden. Nach der Durchführung der Sanierungsarbeiten und der Druckprobe an den Rohrmuffen gab es keinen Wassereinbruch in das System mehr.

Die Messungen der Erdreichtemperatur unter der Halle im Frühling der Jahre 2000 und 2001 zeigten einige ungewöhnliche Maxima, in denen kurzzeitig die Temperaturen um bis zu 4°C anstiegen (Abbildung 4.23 auf Seite 100). Der Anstieg war vermutlich auf die Ansammlung von Schmelz- bzw. Niederschlagswasser unter der Bodenplatte zurückzuführen, das auch die Wärmedämmung durchdrang und ihre Wärmedämmwirkung aufgehob. Das führte zu einem

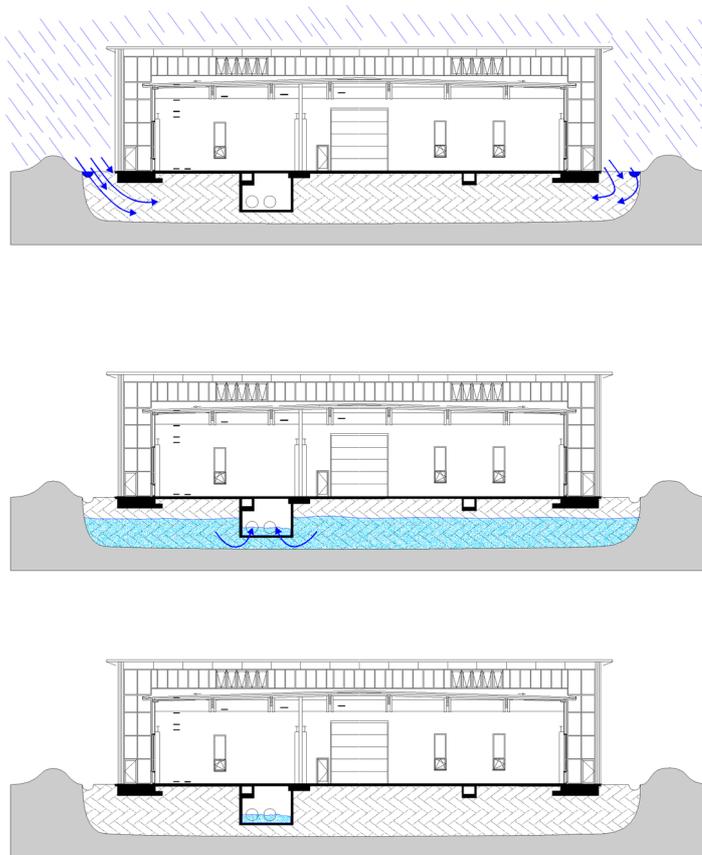


Abbildung 4.26: Grund für das Eindringen von Regenwasser in den EWT. Bei starkem Niederschlag versickert das Regenwasser neben der Halle (Bild oben) und gelangt durch den gestörten Bodenaufbau unter die Halle. Dort wirkt es als drückendes Wasser auf den Zuluftsammelschacht und die EWT (Bild mitte) und dringt durch Leckagen in beide ein. Es verbleibt dort auch nach dem Versickern des Regenwassers in tiefere Bodenschichten (Bild unten).

verstärkten Wärmefluss aus der Halle sowie zu einem Temperaturanstieg in dem darunter liegenden Erdreich. Nach dem Versickern des Wassers stellte sich die Wärmedämmwirkung wieder ein und die Erdreichtemperatur sank auf die ursprünglichen Werte.

Für Nachfolgeprojekte ist daher Folgendes grundsätzlich zu empfehlen:

- EWT sollten für drückendes Wasser ausgelegt werden, unabhängig davon, ob das Bodengutachten drückendes Wasser erwarten lässt.



Abbildung 4.27: Betonmester unterhalb der einmündenden Rohre des EWT ermöglichten den Wassereinbruch. Das Bild zeigt die Wand des Zuluftsammelschachts unterhalb der einmündenden westlichen EWT.

- Bei der gewerkeweisen Vergabe ist darauf zu achten, dass wichtige bzw. sensible Gebäudeteile von einem Auftragnehmer ausgeführt werden. Die Vergabe an mehrere Auftragnehmer erschwert die Durchsetzung eventuell notwendiger Mängelrügen.
- Bei einer Regenwasserversickerung die Wärmedämmung der Bodenplatte gegen eindringen von Niederschlagswasser zu schützen oder sicherzustellen, dass sich auch bei starken Niederschlägen kein Wasser unter dem Gebäude sammeln kann. Dies könnte beispielsweise durch eine zusätzliche Dränung geschehen, die eventuell auftretendes drückendes Wasser von den EWT abführt.

4.4.3 Ergebnisse der Untersuchungen der EWT

In beiden EWT waren Sensoren installiert, mit denen die Luftgeschwindigkeit, die rel. Luftfeuchte und die Lufttemperatur ungefähr 6 m vor der Einmün-

dung der EWT in den Zuluftsammelschacht registriert wurden. Mit diesen Messdaten und denen der Klimastation (Außenlufttemperatur, relative Außenluftfeuchte, Windgeschwindigkeit und Windrichtung) (Abbildung 4.28) sowie der gemessenen Erdreichtemperatur wurden die im folgenden beschriebenen Berechnungen durchgeführt:

- Volumen- und Massenströme durch die EWT,
- Temperaturverhalten der EWT,
- Temperatur- und Feuchtedifferenzen zwischen Ein- und Austritt der EWT sowie
- Wärme- und Kältegewinn der EWT.

Hinzu kamen noch spezielle mikrobiologische Untersuchungen, um die Hygieneverhältnisse in den EWT beurteilen zu können.

Von herausragender Bedeutung waren die Untersuchungen der Volumenströme und der Wärme- und Kältegewinne, da sie zu den wichtigsten Erkenntnisse über die Funktionalität des innovativen Lüftungssystems führen.

Für die wichtigsten Komponenten des Lüftungssystems liegen die Auslegungsdaten, Berechnungen und Simulationen aus der Planungs- und Bauphase vor. Gemeinsam mit den Messwerten und Berechnungen der Validierung besteht damit die Möglichkeit, die geplante mit der tatsächlichen Funktion des Lüftungssystems zu vergleichen und die Ursachen für eventuelle Unterschiede zwischen den theoretischen Werten und den praktischen Ergebnissen zu erklären.

4.4.3.1 Volumenströme in den EWT

Mit Kenntnis der Volumenströme kann überprüft werden, ob die geplanten Luftwechselraten durch das *Lüftungssystem* sicher gestellt werden. Hierbei ist zu betonen, dass der berechnete Volumenstrom durch die EWT nur einen Teil des gesamten Luftwechsels der Halle ergibt. Durch das zeitweise Öffnen der Fenster, Türen und Tore der Halle sowie durch die Leckagen in der Gebäudehülle entstehen zusätzliche Volumenströme, die nach den Berechnungen zwischen einem Zehntel und dem 7,5fachen des Volumenstroms durch die



Abbildung 4.28: Sensoren, die wichtige Daten für die Beurteilung der EWT liefern.

Bild links oben: Sensoren in einem EWT. Im Hintergrund befindet sich der Ventilator. Der Abstand der Sensoren zum Ventilator beträgt etwa 5 m

Bild links unten: Vom westlichen Luftbrunnen in das Erdreich verlegter Sensor zur Messung der Erdreichtemperatur

Bild rechts: Klimastation am westlichen Luftbrunnen

EWT betragen können. Daher darf der Volumenstrom durch die EWT nicht mit der Luftwechselrate in der Halle gleichgesetzt werden. Er kann jedoch als Mindestluftwechsel der Halle verstanden werden.

Für eine gute Luftqualität in der Halle sollte den Planungen zufolge ein Luftwechsel von $1.500 \text{ m}^3/h$ ausreichen, was einer Luftwechselrate von etwa $0,1 \text{ h}^{-1}$ entspricht. Neben der Bereitstellung von Frischluft war es die Aufgabe des Zuluftvolumenstroms aus den EWT, den Fugenluftwechsel zu unterdrücken, der den Aufbau des Frischluftsees stören würde. In der Heizzeit würde durch den Fugenluftwechsel zudem die Lüftungswärmeverbrauch der Halle erhöht werden, da die durch die Leckagen einströmende Außenluft nicht in den EWT vorgewärmt würde. Die Kühlwirkung der EWT wäre im Sommer durch den Fugenluftwechsel vermindert.

In der Halle ergaben sich durch Umbauten während der Projektlaufzeit Zeiträume, in denen verschiedene Lüftungstechnische Zustände herrschten.

Zeitraum I (März bis Dezember 1999)

Die Zuluftzutrennungen waren durch ein Missverständnis zwischen Planern und ausführender Firma mit ihrer Öffnungsfläche nach Südwesten orientiert ausgerichtet worden. Geplant war eine Orientierung nach Nordosten, so dass ihre Öffnungsfläche und die der RWA-Klappen in die gleiche Richtung orientiert gewesen wären. Dadurch wäre der Windeinfluss auf den Volumenstrom in den EWT minimal geblieben. Durch die entgegengesetzte Orientierung der Öffnungsflächen – und da Südwesten die Hauptwindrichtung am Standort der Halle ist – ergab sich ein erheblicher Windeinfluss auf den Volumenstrom. Ende des Jahres 1999 wurden die Hutzen gedreht und damit mit den Öffnungsflächen nordöstlich ausgerichtet.

Zeitraum II (Januar bis September 2000)

Der im Juni 1999 durchgeführte erste Luftdichtheitstest hatte eine unerwartet hohe Undichtigkeit der Halle ergeben. Diese Undichtigkeiten sowie lange Öffnungszeiten der Hallentore führten zu Volumenströmen, die durch das Verändern der Öffnungsfläche der RWA-Klappen nur in geringem Maße beeinflusst wurden. Nebelversuche im November 1999 bestätigten dies.

Zeitraum III (Oktober 2000 bis September 2001)

Nachträgliche Abdichtungsmaßnahmen senkten die Leckagerate der Halle um 50%. Ein zusätzliches textiles Schnellauftor vor dem Rolltor auf der Nordostseite verringerte dessen Öffnungsdauern um teilweise mehr als 50%.

Seitdem ist der Lüftungstechnische Zustand der Halle unverändert.

Die Halle wies in diesen drei Zeiträumen verschiedene Lüftungstechnische Zustände auf, die zu unterschiedlichen Volumenströmen in den EWT führten. Daher musste die gesamte Messzeit entsprechend dieser Zeiträume unterteilt und separat ausgewertet werden, bevor ein exakter Vergleich der Ergebnisse möglich war.

4.4.3.1.1 Betrachtung der Windverteilung während des gesamten Untersuchungszeitraums Da das Lüftungssystem ohne mechanischen Antrieb arbeitet, beeinflussen Windrichtung und Windgeschwindigkeit die Volumenströme in den EWT. Daher mussten die Witterungsverhältnisse in den drei Zeiträumen dahingehend untersucht werden, ob sie miteinander vergleichbar waren.

Die in Abbildung 4.29 dargestellte Häufigkeitsverteilung zeigt, dass der Wind im Zeitraum I in etwa aus Richtung Südwestsüd kommt, während in der restlichen Beobachtungszeit eher der Südwesten die Hauptwindrichtung war. Die Hauptwindrichtung ist sehr ausgeprägt, so dass die Abweichungen der Häufigkeitsverteilungen der Messzeiträume in den restlichen Windrichtungen vernachlässigt werden kann.

Auffällig ist, dass der Wind nie aus den Richtungen Nordwest bis Nordost gekommen zu sein scheint. Da die Halle von der Klimastation aus gesehen in dieser Richtung steht, könnte dies durch den Windschatten der Halle hervorgerufen sein. Andererseits befindet sich der Windrichtungsgeber in etwa 5 m Höhe und in einem Abstand von ca. 35 m südwestlich der Halle, so dass bei einer Hallenhöhe von 7,5 m ohne Berücksichtigung der Sheds ein völliges Abschatten eines so großen Winkelbereichs unplausibel erscheint.

Beim Vergleich der Windgeschwindigkeiten weist der Zeitraum I höhere Windgeschwindigkeiten als die beiden anderen Zeiträume auf. Sowohl in Hauptwindrichtung als auch in den Nebenwindrichtungen lag die mittlere Windge-

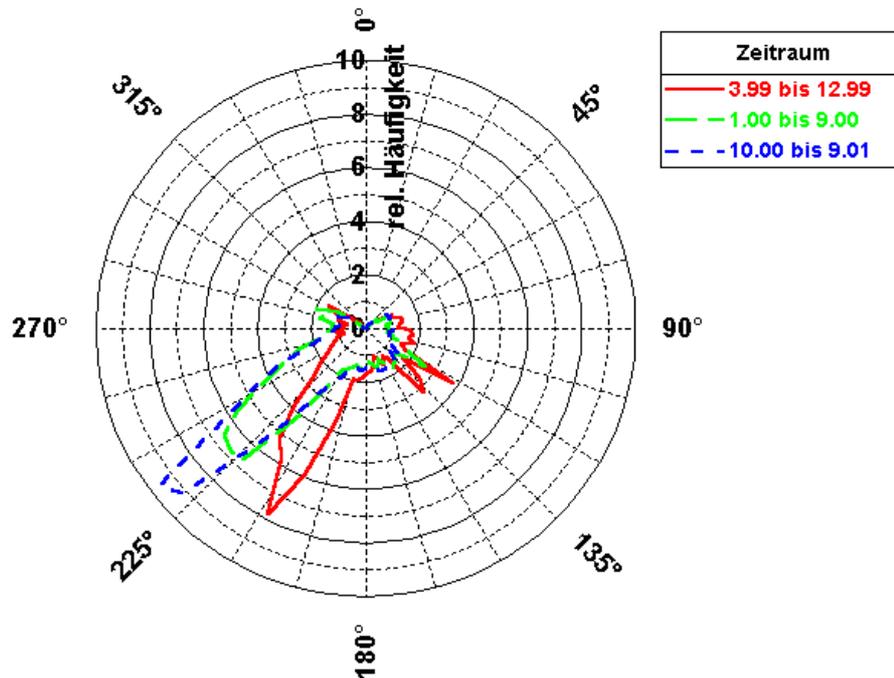


Abbildung 4.29: Häufigkeitsverteilung des Winds differenziert nach den drei Messzeiträumen (Stundenmittelwerte, Klassenbreite: 5°). Die Hauptwindrichtung des Zeitraums I lag 30° südlicher als in den beiden anderen Zeiträumen.

schwindigkeit höher als in den beiden anderen Zeiträumen, deren Windgeschwindigkeiten und richtungsmäßige Verteilung beinahe identisch sind (Abbildung 4.30). Da nach Abbildung 4.29 der Wind sehr selten aus den Nebewindrichtungen kam, haben die höheren Windgeschwindigkeiten aus diesen Richtungen jedoch eine geringe Bedeutung. Die vorhandenen Unterschiede in der Häufigkeits- und Windgeschwindigkeitsverteilung für die drei betrachteten Zeiträume werden bei der folgenden Bewertung der Volumenströme in den EWT berücksichtigt.

4.4.3.1.2 Windabhängigkeit der Volumenströme Um den Zusammenhang zwischen Windgeschwindigkeit und Volumenstrom analysieren zu können, wurde eine reduzierende Klassierung der drei Messzeiträume vorgenommen (Abbildung 4.31). Der Windeinfluss hat sich in den betrachteten Zeiträumen unterschiedlich auf die Volumenströme in den EWT ausgewirkt. Dabei wird die Veränderung nach dem Drehen der Zuluftthutzen deutlich erkennbar.

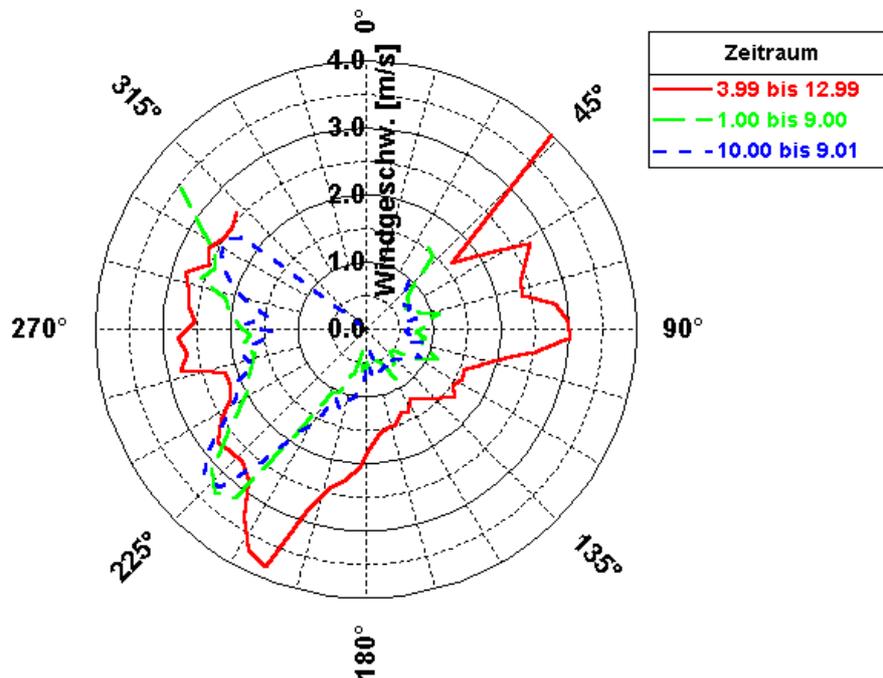


Abbildung 4.30: Windrichtung und mittlere Windgeschwindigkeit am Standort der Halle für die drei betrachteten Zeiträume (Stundenmittelwerte, Klassenbreite: 5°). Im Zeitraum I waren insgesamt höhere Windgeschwindigkeiten als in den anderen Zeiträumen zu beobachten.

Die Windabhängigkeit der Volumenströme in den EWT war in den Zeiträumen II und III niedriger als im Zeitraum I. Die nachträgliche Abdichtung der Halle hatte dagegen nur geringe Auswirkungen auf die Volumenströme in den EWT. Drei Unterschiede charakterisieren die Verläufe der Kurven:

1. Höhe des Volumenstroms

Der Volumenstrom war vor dem Drehen der Zuluftutzen teilweise doppelt so groß wie nach dem Drehen. Daran zeigte sich der große Wind Einfluss auf den Volumenstrom durch die entgegengesetzte Orientierung der Zuluft- und Abluftöffnungen.

2. Abfall des Volumenstroms \dot{V}_{EWT} bei niedrigen Windgeschwindigkeiten v_{Wind}

Bei niedrigen Windgeschwindigkeiten zeigte der Volumenstrom in den EWT eine umgekehrt proportionale Abhängigkeit von der Windge-

schwindigkeit. Im Zeitraum I reduzierte sich der Volumenstrom \dot{V}_{EWT} von etwa $3.600 \text{ m}^3/h$ und erreichte bei einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind} = 2,2 \text{ m/s}$ sein Minimum mit etwa $2.300 \text{ m}^3/h$.

Nach dem Drehen der Zuluftzutten erreichte der Volumenstrom durch die EWT \dot{V}_{EWT} bereits bei einer Windgeschwindigkeit v_{Wind} von etwa $0,75 \text{ m/s}$ seinen Minimalwert. Im Zeitraum II betrug der Volumenstrom \dot{V}_{EWT} anfangs ca. $1.850 \text{ m}^3/h$ und bei seinem Minimum etwa $1.500 \text{ m}^3/h$. Im Zeitraum III lagen die Volumenströme in dieser Teilkurve um etwa $250 \text{ m}^3/h$ höher als im Zeitraum II. In allen drei Zeiträumen wiesen die Teilkurven vor dem jeweiligen Minimum eine vergleichbare Steigung auf. Sie betrug etwa $-700 \frac{\text{m}^3/h}{\text{m/s}}$.

3. Anstieg des Volumenstroms \dot{V}_{EWT} bei höheren Windgeschwindigkeiten v_{Wind}

Nach dem Minimum stieg im Zeitraum I der Volumenstrom mit zunehmender Windgeschwindigkeit etwa zweieinhalb Mal stärker an als in den Zeiträumen II und III. Im Zeitraum I betrug die Steigung ca. $450 \frac{\text{m}^3/h}{\text{m/s}}$, in den Zeiträumen II und III etwa $180 \frac{\text{m}^3/h}{\text{m/s}}$. Auffällig ist der wesentlich ungleichmäßigere Verlauf dieses Kurventeils für Windgeschwindigkeiten über 6 m/s im Zeitraum I.

Da nach Abbildung 4.30 eine gleichmäßige Verteilung der Windgeschwindigkeiten bis 2 m/s auf die Windrichtungen zu erkennen ist, ist ein Windrichtungseinfluss als Grund für den abnehmenden Volumenstrom bei niedrigen Windgeschwindigkeiten auszuschließen.

Wahrscheinlich liegt die Ursache für die festgestellte Windabhängigkeit in der Höhendifferenz zwischen den Zuluftzutten und den RWA-Klappen, die etwa 6 m beträgt. Bei niedrigen Windgeschwindigkeiten ist an den höher gelegenen RWA-Klappen mit etwas höheren Windgeschwindigkeiten als an den Zuluftzutten zu rechnen, da die RWA-Klappen windexponierter sind. Anpflanzungen und Aufböschungen, die die Zuluftzutten von Südosten bis Südwesten umgeben, lassen eine windgeschützte Lage entstehen, die den Windangriff bei geringen Windgeschwindigkeiten zusätzlich abmindern. Dies erklärt den unruhigen Kurvenverlauf während des ersten Messzeitraums, da zu diesem Zeitpunkt die Zuluftzutten nach Südwesten orientiert waren, und damit die Bepflanzung und die Böschung sich etwa 2 m vor der Öffnungsfläche der Zuluftzutten befand.

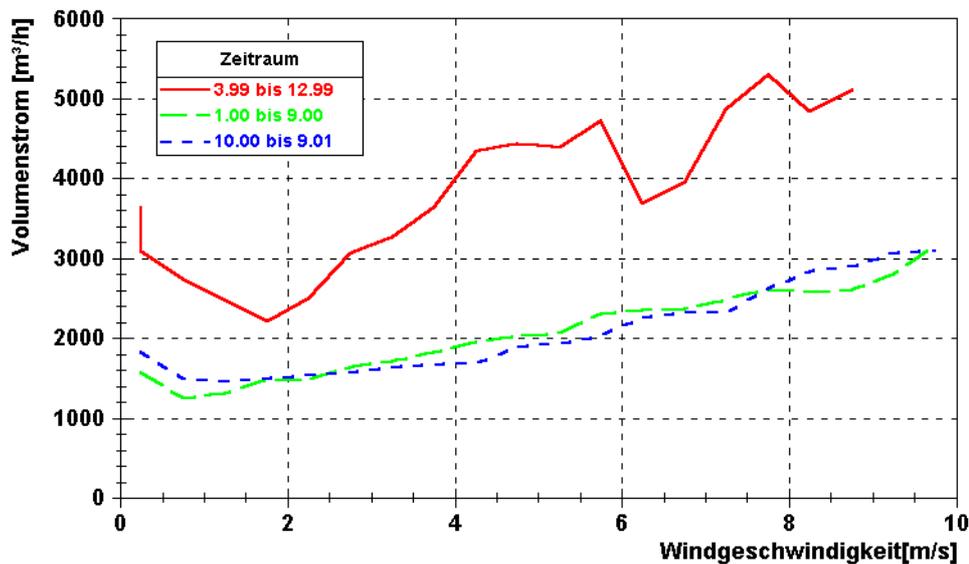


Abbildung 4.31: Einfluss der Windgeschwindigkeit auf den Volumenstrom durch beide EWT (Stundenmittelwerte, Klassenbreite: $0,5 \text{ m/s}$). Vor dem Drehen der Zulufthutzen (Zeitraum 3.99 bis 12.99) bestand eine größere Windabhängigkeit des Volumenstroms

4.4.3.1.3 Entwicklung der Volumenströme in den EWT im Zeitraum I

In Abbildung 4.32 sind die Volumenströme der beiden EWT $\dot{V}_{EWT,ost}$ und $\dot{V}_{EWT,west}$ über den gesamten Messzeitraum aufgetragen. Bis Ende 1999 zeigen sich große Unterschiede in den Volumenströmen. Im August 1999 erreichte der gesamte Volumenstrom durch die EWT \dot{V}_{EWT} teilweise eine Höhe von $8000 \text{ m}^3/h$. Geplant war ein maximaler Volumenstrom von etwa $6.000 \text{ m}^3/h$ in der heißen Jahreszeit, während im Winter lediglich der aus hygienischen Gründen notwendige Volumenstrom von $1.500 \text{ m}^3/h$ vorgesehen war. Im Zeitraum I förderte der westliche EWT im Frühjahr, Herbst und Winter einen teilweise doppelt so hohen Volumenstrom wie der östliche EWT. Im Sommer waren die Volumenströme beider EWT etwa gleichhoch. Eine mögliche Ursache hierfür könnte die etwas geringere Windgeschwindigkeit in den Sommermonaten sein.

Die Darstellung der Volumenströme in den beiden EWT als Funktion der Windrichtung zeigt, dass es bei südwestlichen Winden (210°) erhebliche Unterschiede in der Reaktion der beiden EWT auf die Windanströmung gibt (Abbildung 4.33). Bei dieser Windrichtung ist eine gegenseitige Beeinflussung

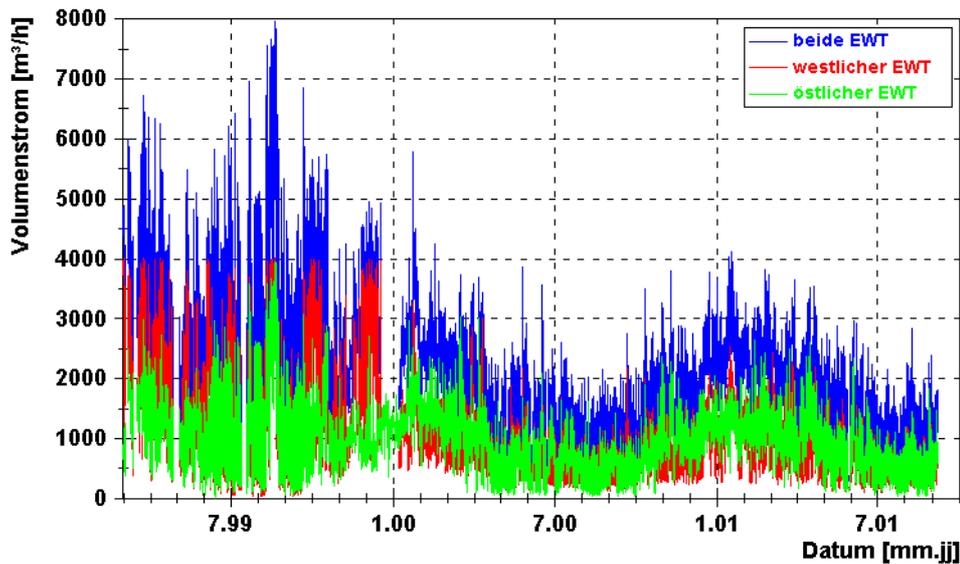


Abbildung 4.32: Zeitliche Entwicklung der Volumenströme in den EWT (15-minütige Mittelwerte). Durch das Drehen der Hutzen am Ende des Jahres 1999 verringern sich die Volumenströme um bis zu 50% und werden gleichmäßiger.

der Hutzen z.B. durch Wirbel- oder Windschattenbildung auszuschließen, da der Wind in einem Winkel von etwa 75° auf die Öffnungsfläche der Hutzen trifft (Abbildung 4.34). Obwohl die Bepflanzung vor den Hutzen sowohl von der Art als auch von der Dichte vergleichbar ist, wäre es denkbar, dass die Bepflanzung die Hutzen bei großen Windgeschwindigkeiten unterschiedlich stark gegen den Wind abschirmt.

Eine andere mögliche Ursache könnte der etwas unterschiedliche Einmündungswinkel der Rohre in den Zuluftsammelschacht sein. Dadurch kann es in ihm zu konkurrierenden Luftströmungen kommen, die bei höheren Luftgeschwindigkeiten bzw. Volumenströmen zu veränderten Strömungsbedingungen in den beiden Erdwärmetauschern führen. Messungen mit einer Zeitauflösung von einer Sekunde zeigten Schwankungen in der Luftgeschwindigkeit, mit einer Periode von 50 bis 200 s.

Zur Beurteilung der Schwankungen in den Volumenströmen ist es sinnvoll, ihre Häufigkeitsverteilungen für die gesamte Zeit, die heizfreie Zeit sowie die Heizzeit zu betrachten (Abbildung 4.35). Es zeigt sich, dass im Heizfall (Außentemperatur $t_a < 15^\circ\text{C}$) der Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} im Mittel

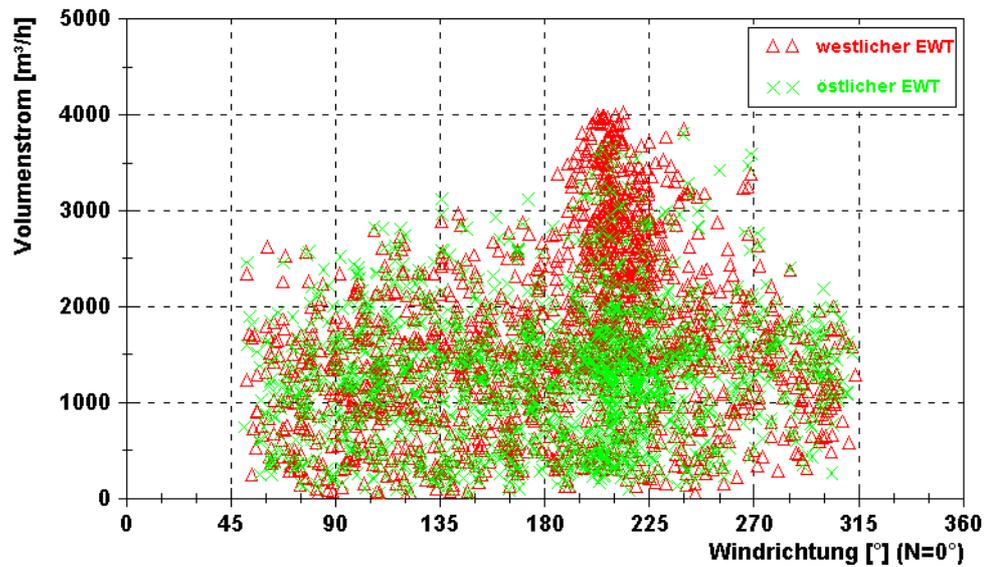


Abbildung 4.33: Abhängigkeit der Volumenströme in den EWT von der Windrichtung (Stundenmittelwerte). Bei Wind aus südwestlicher Richtung wird der Volumenstrom im westlichen EWT maximal und ist teilweise doppelt so groß wie der im östlichen EWT.

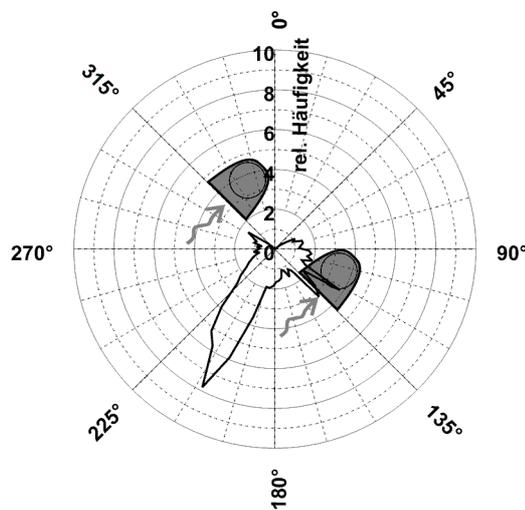


Abbildung 4.34: Hauptwindrichtung für den Zeitraum I im Verhältnis zur Öffnungsfläche der Zuluftutzen (Stundenmittelwerte, Klassenbreite: 5°). Der Winkel zwischen der Hauptwindrichtung und der Öffnungsfläche beträgt 75°. Eine gegenseitige Beeinflussung der Hutzen kann deshalb ausgeschlossen werden.

etwa $2.900 \text{ m}^3/h$ beträgt. Dieser Wert ist fast doppelt so hoch wie der für die Heizzeit geplante Volumenstrom, der mit $1.500 \text{ m}^3/h$ angesetzt wurde. Die Luftungswärmeverluste der Halle müssen im Zeitraum I daher auch ohne Berücksichtigung möglicher Fugenluftwechsel etwa um den Faktor 2 höher sein als geplant. Im Mittel liegt der Volumenstrom \dot{V}_{EWT} in der heizfreien Zeit bei $2.700 \text{ m}^3/h$. Über den gesamten Betrachtungszeitraum ergibt sich ein mittlerer Volumenstrom in den EWT von ca. $2.800 \text{ m}^3/h$.

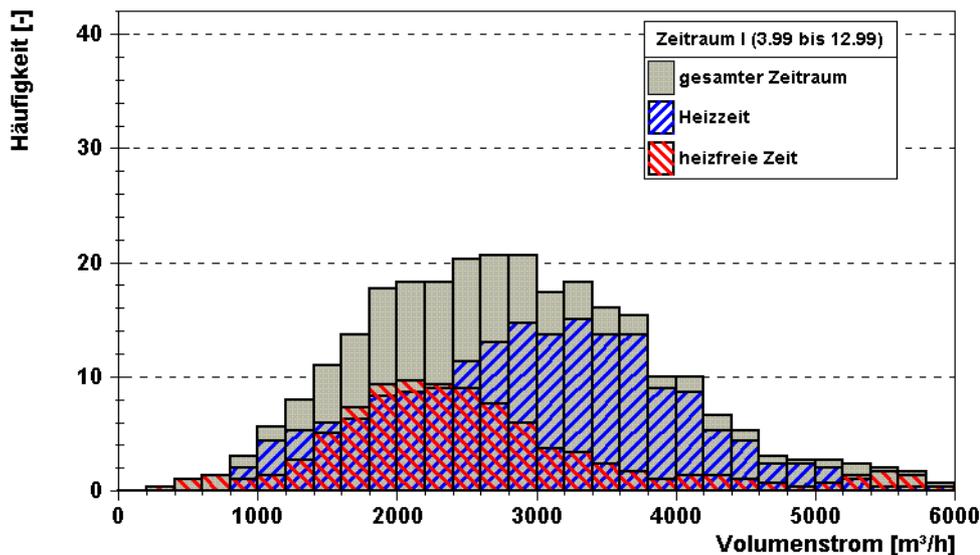


Abbildung 4.35: Häufigkeitsverteilung der Volumenströme für den Zeitraum I. Die Volumenströme sind hoch und ungleichmäßig verteilt.

Durch die Temperaturschwankungen im Tagesverlauf unterliegt auch der Volumenstrom in den EWT Veränderungen. An Sommertagen entsteht tagsüber durch die geringe Temperaturdifferenz zwischen der Hallenluft t_{Halle} und der Außenluft t_a ein Volumenstrom in den EWT von $500 - 1.000 \text{ m}^3/h$ (Abbildung 4.36, oben). Die Planungen sahen dagegen im Einklang mit der ASR 5 für die etwa 30 Beschäftigten einen Volumenstrom von $1.200 - 1.800 \text{ m}^3/h$ vor.

In der Zeit von 20 Uhr bis 8 Uhr setzte die Nachkühlung ein, wodurch der Volumenstrom in den EWT auf etwa $4.500 - 5.000 \text{ m}^3/h$ anstieg und für eine Abkühlung und Durchlüftung der Halle sorgte. Der Volumenstrom benötigte etwa zwei bis drei Stunden, um einen Wert zwischen 3.000 und $4.000 \text{ m}^3/h$ zu erreichen. Der maximale Volumenstrom wurde kurz vor Betriebsbeginn erreicht. In der betriebsfreien Zeit waren die messtechnisch erfassten Gebäu-

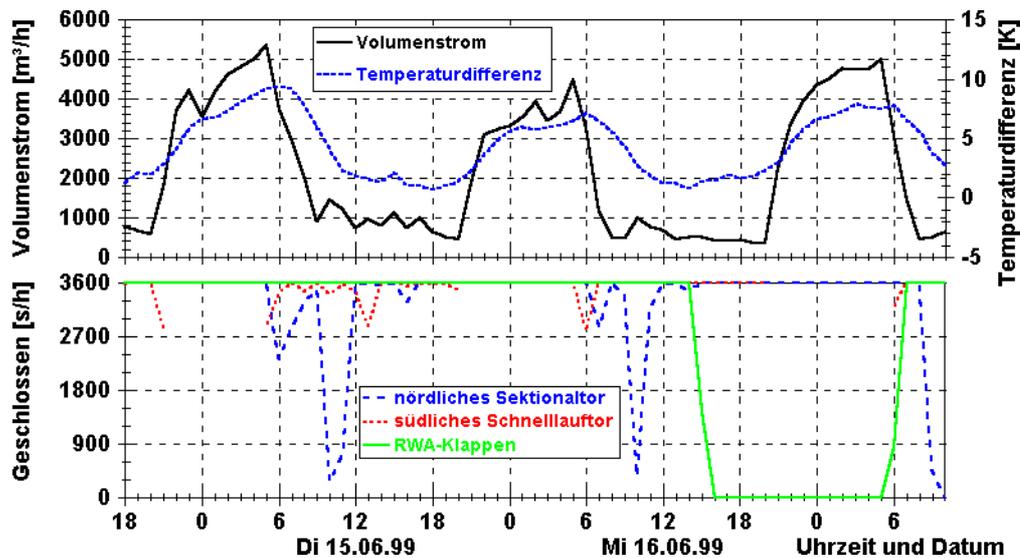


Abbildung 4.36: Volumenstrom in den EWT an einigen Tagen im Sommer 1999
 Oberes Diagramm: Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$
 Unteres Diagramm: Schließzeiten der Tore und RWA-Klappen
 Der Windeinfluss zeigt sich durch einen großen, stark schwankenden Volumenstrom.

deöffnungen überwiegend verschlossen (Abbildung 4.36, unten). Durch den hohen Volumenstrom in der Nacht ergab sich im Tagesdurchschnitt ein Luftwechsel von etwa $2.500 \text{ m}^3/h$. Damit lag der Luftwechsel $700 - 1.000 \text{ m}^3/h$ höher als von der ASR 5 gefordert.

Der Volumenstrom \dot{V}_{EWT} sackte mit Betriebsbeginn zwischen 5 und 6 Uhr innerhalb von drei bis vier Stunden auf den Durchschnittswert am Tage zwischen 500 und $1.000 \text{ m}^3/h$ ab. Die Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$ veränderte sich dagegen wesentlich langsamer. Sie benötigte für den Temperaturabfall vom Tagesmaximum auf das -minimum etwa sechs bis acht Stunden, wohingegen der Volumenstrom die gleiche Änderung in etwa der halben Zeit durchführte.

Dieser Effekt lässt sich durch den in der Halle wirkenden thermische Auftrieb $\Delta p_{Auftrieb}$ erklären, der den Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} erzeugte. Die Größe des thermischen Auftriebs war abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Hallen- und Außenluft $t_{Halle} - t_a$ und der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$. Wie in Abschnitt 4.5.2.5 gezeigt wird, verkleinert sich die

Höhe der neutralen Schicht, wenn sich der Volumenstrom in den EWT durch eine größere Temperaturdifferenz vergrößert. Eine geringere Höhe der neutralen Schicht vergrößert wiederum den thermischen Auftrieb, was einen größeren Volumenstrom in den EWT nach sich zieht usw., bis nach Erreichen der maximalen Temperaturdifferenz eine weitere Erhöhung des Volumenstroms ausbleibt. Sinkt die Temperaturdifferenz wieder, so verläuft der beschriebene Prozess in umgekehrter Richtung.

- Durch den Zusammenhang zwischen dem thermischen Auftrieb, der Temperaturdifferenz und der Höhe der neutralen Schicht entwickelt sich daher ein sich selbst verstärkender Prozess. Der Volumenstrom in den EWT reagiert sehr empfindlich auf Veränderungen der Temperaturdifferenz zwischen der Hallen- und Außenluft.

Im Winter ergab sich kein Zusammenhang zwischen der Differenz der Hallen-temperatur t_{Halle} und Außentemperatur t_a , wie in der Abbildung 4.37, oben zu erkennen ist. So führte das Maximum der Temperaturdifferenz am 2. Dezember 1999 um etwa 22 Uhr zu einem lokalen Minimum beim Volumenstrom. Sichtbar wird jedoch ein Zusammenhang zwischen dem Volumenstrom \dot{V}_{EWT} und der Öffnung eines Tores bzw. der RWA-Klappen (Abbildung 4.37, unten). Der Volumenstrom variierte zwischen 2.400 und 5.000 m^3/h . Der höchste Volumenstrom im Winter entsprach damit in etwa dem des Sommers. Die minimalen Volumenströme im Winter waren dagegen mehr als doppelt so hoch wie die minimalen Volumenströme im Sommer. Die Ursache dafür war die höhere und gleichmäßigere Temperaturdifferenz im Winter $t_{Halle} - t_a$.

4.4.3.1.4 Entwicklung der Volumenströme in den EWT im Zeitraum

II Ab Januar 2000 trat eine deutliche Beruhigung der Volumenströme in den EWT ein (Abbildung 4.32). Zur Jahreswende lagen bedingt durch einen Sensorausfall keine Werte für die Luftgeschwindigkeit im westlichen EWT vor, wodurch sich für diese Zeit der Volumenstrom in den EWT V_{EWT} und der Volumenstrom im westlichen EWT $\dot{V}_{EWT,west}$ nicht berechnen ließ. Die Beruhigung zeigt ein Vergleich der Häufigkeitsverteilungen des Zeitraums II mit der des Zeitraums I (Abbildung 4.38 bzw. 4.35). In der Heizzeit des Zeitraums II lagen die Volumenströme im Mittel bei 2.100 m^3/h . Dieser Wert

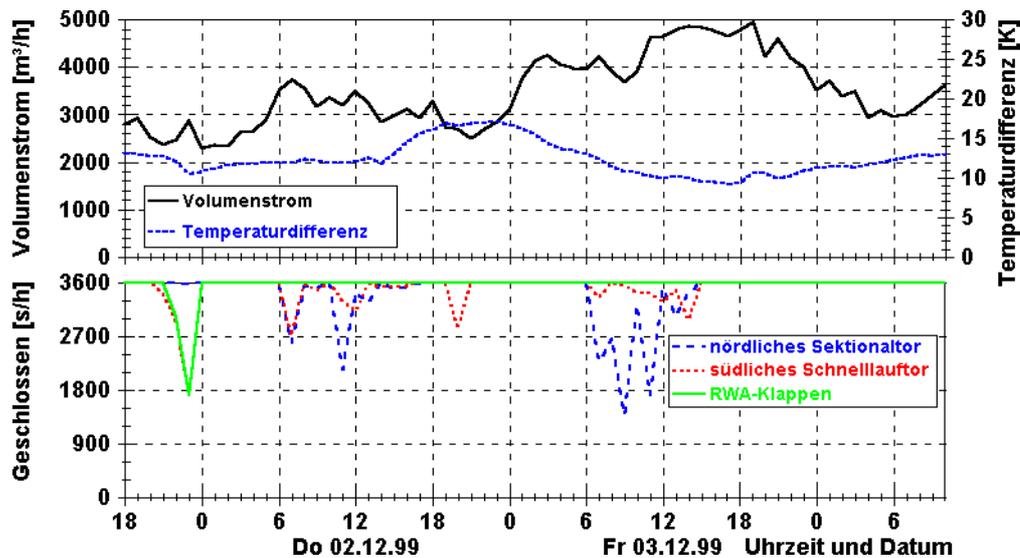


Abbildung 4.37: Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Winter 1999/2000

Oberes Diagramm: Volumenstrom \dot{V}_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$

Unteres Diagramm: Schließzeiten der wichtigsten Gebäudeöffnungen

Der Windeinfluss verdeckt den Zusammenhang zwischen Temperaturdifferenz und Volumenstrom vollständig

war um $800 \text{ m}^3/h$ niedriger als vor dem Drehen der Hutzen, überschritt jedoch ebenfalls die geplanten $1.500 \text{ m}^3/h$. Der Volumenstrom in der heizfreien Zeit hatte sich am stärksten im Vergleich mit dem Zeitraum I verändert. Er verringerte sich um $1.700 \text{ m}^3/h$ und lag dann bei durchschnittlich $1.000 \text{ m}^3/h$. Im gesamten Zeitraum II lagen die Luftvolumina durchschnittlich bei etwa $1.600 \text{ m}^3/h$ gegenüber $2.800 \text{ m}^3/h$ im Zeitraum I. Im Jahresdurchschnitt wurde nach dem Drehen der Zulufthutzen der geplante Luftwechsel für die Halle allein durch die EWT abgedeckt. Auch im Zeitraum II wurde bei Berücksichtigung des Fugenluftwechsels und der Volumenströme durch geöffnete Tore und Fenster der Luftwechsel in der Halle größer als die geforderten $1.500 \text{ m}^3/h$.

Die über mehrere Tage betrachtete Entwicklung des Volumenstroms vom Zeitraum II zeigte im Vergleich zum Zeitraum I erhebliche Veränderungen (Abbildungen 4.39, 4.36):

- Der Volumenstrom erreichte an den betrachteten Tagen maximal

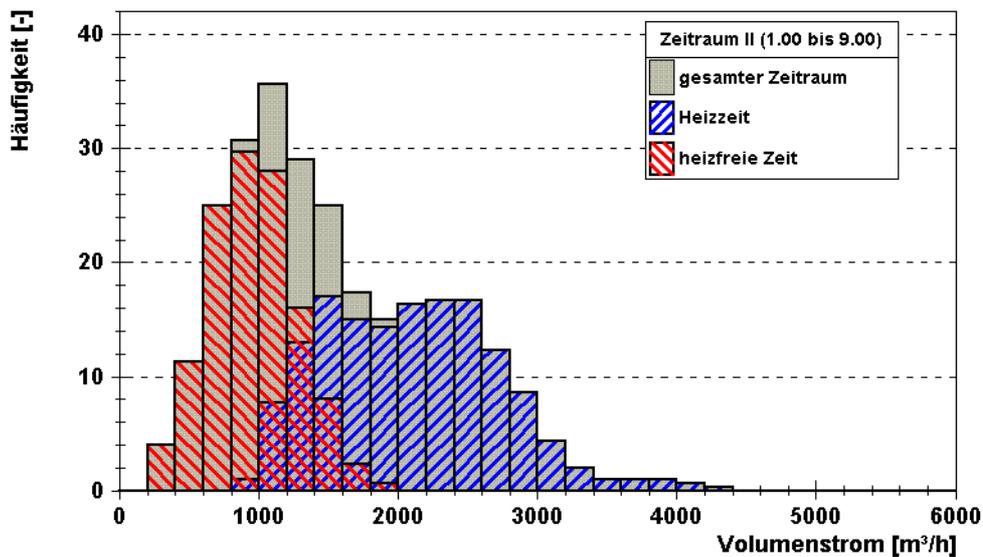


Abbildung 4.38: Häufigkeitsverteilung der Volumenströme in den EWT \dot{V}_{EWT} für den Zeitraum II. Die Häufigkeiten haben sich im Vergleich zum Zeitraum I zu niedrigeren Volumenströmen verschoben und weisen eine geringere Streuung auf.

$1.500 \text{ m}^3/h$, während im Zeitraum I Werte von über $5.000 \text{ m}^3/h$ vorkamen.

- Der Volumenstrom reagierte schwächer auf Veränderungen der Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$. Dabei variierte die Temperaturdifferenz an den betrachteten Tagen im Zeitraum II mit Werten zwischen -5 K und 10 K stärker als die Temperaturdifferenz während der Beispieltage im Zeitraum I. Hier schwankten die Werte zwischen 1 und 10 K .

Das dargestellte Zeitintervall umfasst ein Wochenende, an dem die Halle nicht genutzt wurde. Die Tore und die RWA-Klappen waren geschlossen und es kann davon ausgegangen werden, dass auch die nicht erfassten Fenster und Türen geschlossen waren (Abbildung 4.39, unten). Unbekannt ist der Zustand der AWT-Jalousie, die zu dem Zeitpunkt noch nicht messtechnisch erfasst wurde.

Im Winter zeigte sich nach dem Drehen der Zuluftzutten wie im Sommer eine Übereinstimmung zwischen Temperaturdifferenz und Volumenstrom (Abbildung 4.40). Der Gesamtvolumenstrom beträgt 2.300 bis $3.300 \text{ m}^3/h$. Seine von der Tageszeit abhängigen Schwankungen sind weniger ausgeprägt als an

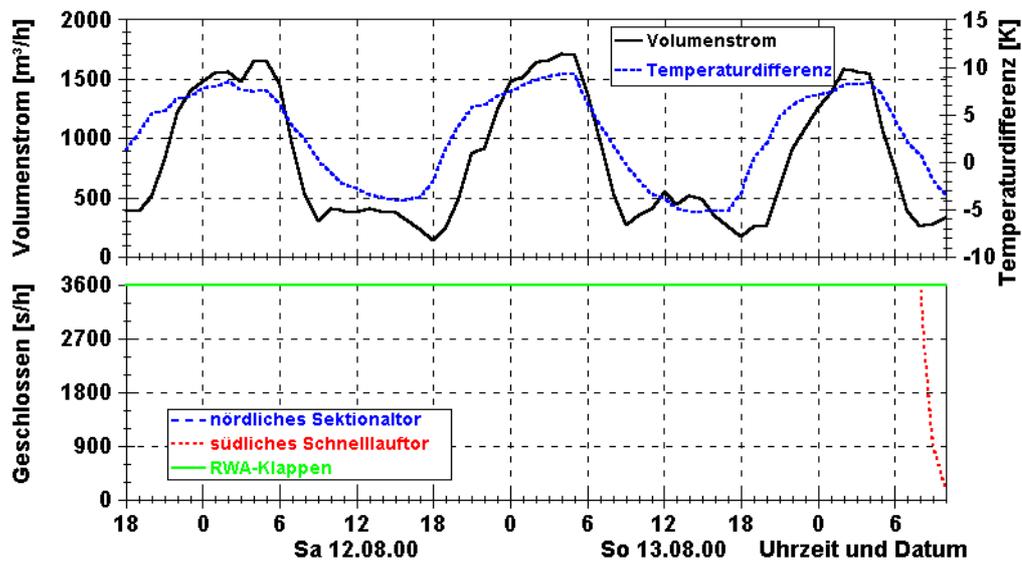


Abbildung 4.39: Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Sommer 2000

Oberes Diagramm: Volumenstrom \dot{V}_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$

Unteres Diagramm: Schließzeiten der wichtigsten Gebäudeöffnungen

Der Volumenstrom reagiert sehr empfindlich auf Änderungen der Temperaturdifferenz

einem Sommertag, da die Temperaturdifferenz hier nur zwischen 15 und 18 K schwankt.

4.4.3.1.5 Entwicklung der Volumenströme im Zeitraum III Der durchschnittliche Volumenstrom in den EWT blieb im Vergleich zum Zeitraum II sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit unverändert (Abbildung 4.41). Die Beseitigung der Leckagen bewirkte keine messbaren Veränderungen am durchschnittlichen Volumenstrom in den EWT. Dadurch, dass der Zeitraum III fast ein ganzes Jahr umfasst, entstanden mehr Datensätze in der Heizzeit als im Zeitraum II, wodurch der Durchschnitt des gesamten Zeitraums rechnerisch um $100 \text{ m}^3/h$ auf $1.700 \text{ m}^3/h$ ansteigt.

Seit Mitte Januar 2001 wurde zusätzlich die Schließzeit der Jalousieklappe des AWT von der Messwerverfassung registriert (s. Abbildung 4.6 auf Seite 71). Die Jalousieklappe, die im Winter beim Stillstand der Wärmerück-

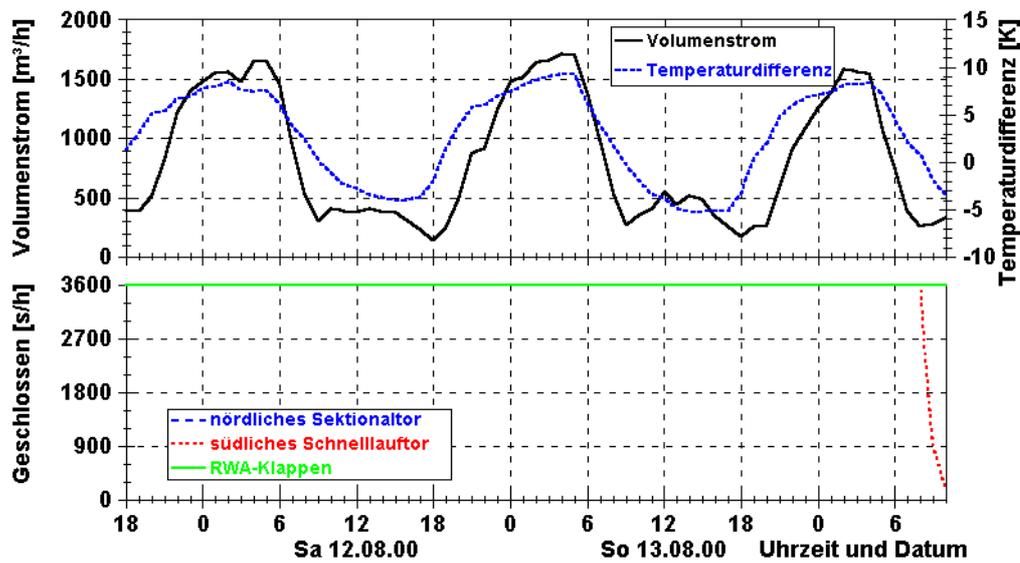


Abbildung 4.40: Volumenstrom in den EWT V_{EWT} an einigen Tagen im Winter 2000

Oberes Diagramm: Volumenstrom V_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$

Unteres Diagramm: Schließzeiten der wichtigsten Gebäudeöffnungen

Der Volumenstrom zeigt durch die geringen Änderungen der Temperaturdifferenz lediglich kleine Schwankungen von $\pm 500 \text{ m}^3/\text{h}$

gewinnung die Lüftungswärmeverluste gering halten soll, wurde im Sommer vor den RWA-Klappen geöffnet, um einen geringen Abluftvolumenstrom zu erzeugen. Wenn dieser nicht ausreichte, sollte die Heizungsregelung zusätzlich die RWA-Klappen öffnen.

Im Tagesverlauf zeigte die Höhe der Volumenströme \dot{V}_{EWT} jedoch eine stärkere Reaktion auf das Öffnen der RWA-Klappen, der Tore oder der AWT-Jalousie (Abbildung 4.42). Der Volumenstrom in den EWT wies auch eine größere Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Hallen- und Außenluft auf als im Zeitraum II. In dem in Abbildung 4.42 dargestellten Zeitraum wurde er jedoch durch das Öffnen der messtechnisch erfassten Gebäudeöffnungen stark gestört. Im Vergleich zu der ungestörten Entwicklung des Gesamtvolumenstroms in Abbildung 4.39 traten bei den betrachteten Tagen die Auswirkungen des Öffnens der verschiedenen überwachten Gebäudeöffnungen durch viele klei-

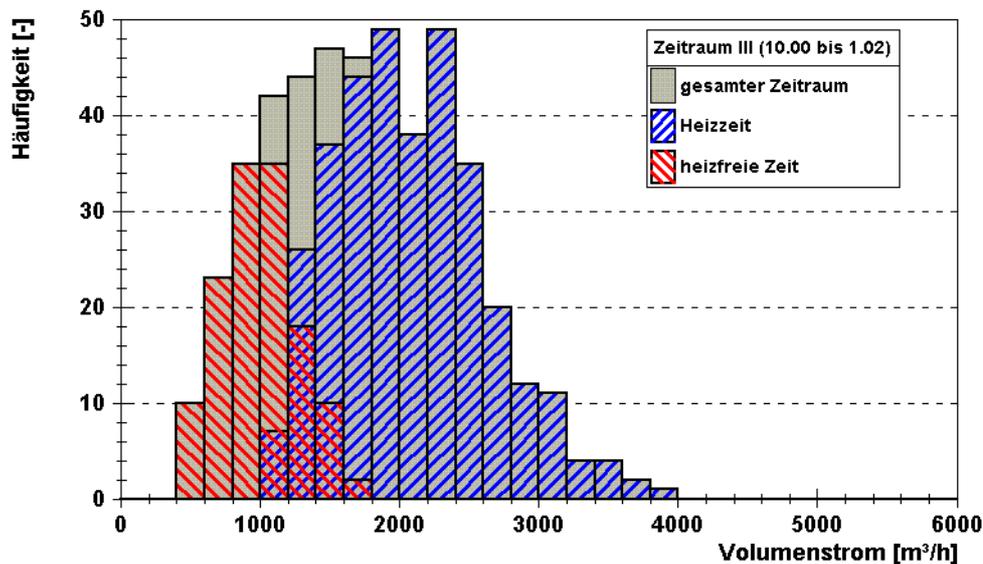


Abbildung 4.41: Häufigkeitsverteilung der Volumenströme in den EWT für den Zeitraum III. Mit Ausnahme der Häufigkeitsverteilung der Heizzeit, die durch die unterschiedlichen Längen der Zeiträume II und III hervorgerufen werden, gibt es keine Veränderungen zum Zeitraum II.

ne lokale Maxima im Volumenstrom hervor. Der maximale Volumenstrom lag bei etwa $2.000 \text{ m}^3/\text{h}$ und damit etwa 15% höher als im Sommer 2000.

Ebenso wie im Sommer zeigte sich im Winter die Abhängigkeit des Volumenstroms in den EWT von der Temperaturdifferenz zwischen Hallen- und Außenluft. Da das Zeitintervall ein Wochenende darstellte, kann davon ausgegangen werden, dass auch die nicht von der Datenerfassung registrierten Gebäudeöffnungen alle geschlossen waren. Sehr gut zu erkennen ist die Veränderung des Volumenstroms durch das Schließen und Öffnen der Jalousieklappe vor dem AWT. Der Volumenstrom fiel beim Schließen am 19.1.2001 um 21 Uhr zeitgleich um etwa $1.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Beim Öffnen der Jalousieklappe am 20.1.2001 um 18 Uhr stieg er bei sonst unveränderten Verhältnissen um etwa $900 \text{ m}^3/\text{h}$ an. In vollständig geschlossenen Zustand stellte sich in den EWT ein Volumenstrom von 2.000 bis $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$ ein, wie aus dem dargestellten Samstag zwischen 0 und 18 Uhr zu erkennen ist. In diesem Intervall ist auch die große Abhängigkeit zwischen Volumenstrom und Temperaturdifferenz am besten zu

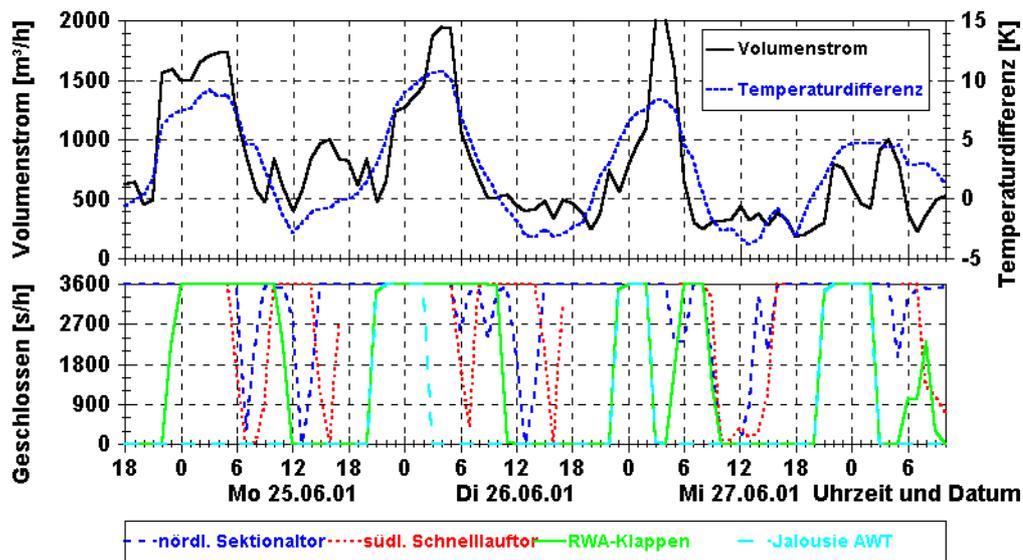


Abbildung 4.42: Volumenstrom in den EWT V_{EWT} an einigen Tagen im Sommer 2001

Oberes Diagramm: Volumenstrom V_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$

Unteres Diagramm: Schließzeiten der wichtigsten Gebäudeöffnungen

Der Volumenstrom ließ durch Störungen wie dem Öffnen von Gebäudeöffnungen und der Temperaturdifferenz stärker als im Sommer 2000 beeinflussen.

erkennen. Kleine Änderungen in der Temperaturdifferenz führten zu proportionalen Änderungen des Volumenstroms.

- Die Reaktion der Volumenströme in den EWT zeigt, dass durch die verbesserte Luftdichtheit der Halle ein größerer Anteil des Luftwechsels durch die EWT abgedeckt wurde. Der Volumenstrom in den EWT reagierte rascher und stärker auf Veränderungen in der Temperaturdifferenz zwischen Hallen- und Außenluft und auf das Öffnen bzw. Schließen der AWT-Jalousie und der RWA-Klappen. Teilweise änderten sich die Volumenströme innerhalb von einer Stunde um bis zu $1.000 \text{ m}^3/h$.
- Diese Reaktion des Volumenstroms in den EWT zeigt außerdem, dass die Luftwechselrate in der Halle durch das Öffnen bzw. Schließen der AWT-Jalousie und der RWA-Klappen stärker beeinflusst wird als durch

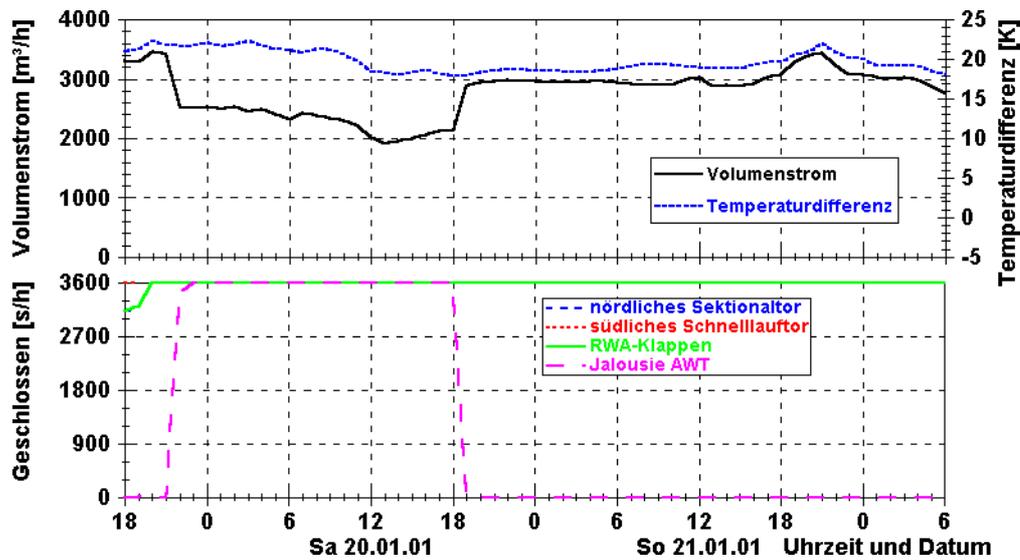


Abbildung 4.43: Volumenstrom in den EWT V_{EWT} an einigen Tagen im Winter 2001.

Oberes Diagramm: Volumenstrom V_{EWT} und Temperaturdifferenz $t_{Halle} - t_a$

Unteres Diagramm: Schließzeiten der wichtigsten Gebäudeöffnungen

Die erreichte Luftdichtheit des Gebäudes erlaubte die angestrebte Steuerung des Volumenstroms in den EWT durch das Öffnen oder Schließen von Gebäudeöffnungen.

Veränderungen in der Temperaturdifferenz zwischen Hallen- und Außenluft.

4.4.3.1.6 Gegenseitige Beeinflussung der EWT Im Idealfall strömt die Luft mit der gleichen Geschwindigkeit durch beide EWT. Theoretisch beeinflussen Witterungsverhältnisse und klimatische Verhältnisse in der Halle die Luftgeschwindigkeit in den EWT in gleicher Weise. In der Praxis differierten die Luftgeschwindigkeiten in den beiden EWT. Die Abweichungen der Luftgeschwindigkeiten in den EWT zeigt Abbildung 4.44, in der die Luftgeschwindigkeiten in den EWT gegeneinander aufgetragen sind. Bei gleichgroßer Luftgeschwindigkeit lägen die Datenpunkte auf der eingezeichneten Winkelhalbierenden. Für Datenpunkte, die unterhalb der Geraden liegen, ist die Luftgeschwindigkeit im westlichen EWT höher, für Datenpunkte oberhalb der Geraden, liegen die des östlichen EWT höher. Es ist zu erkennen, dass in der Realität

die Luftgeschwindigkeiten in den EWT oft identisch ist, dass es jedoch viele Fälle gibt, in denen deutliche Abweichungen auftreten. Aus Abbildung 4.44 ist zu schließen, dass im östlichen EWT häufiger höhere Luftgeschwindigkeiten herrschten als im westlichen.

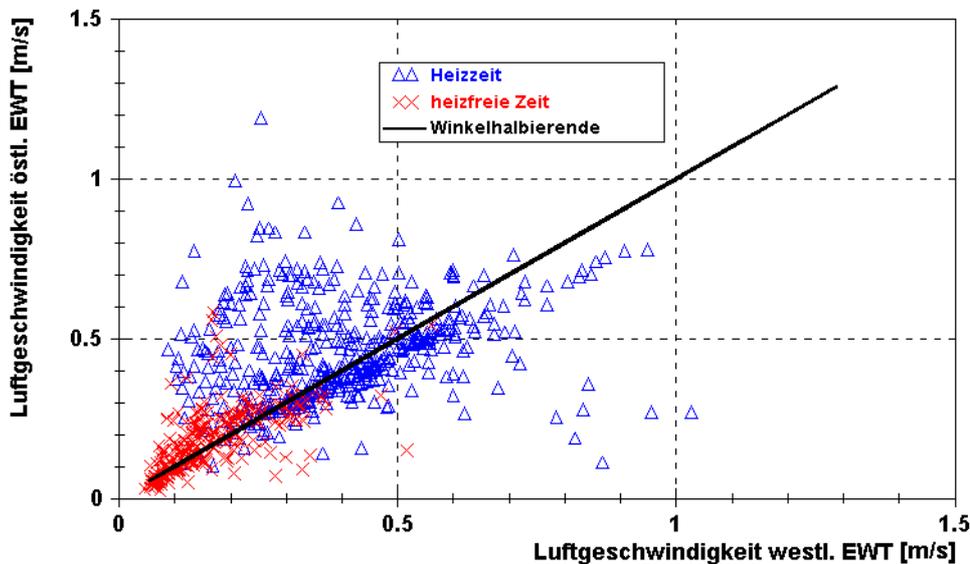


Abbildung 4.44: Vergleich der Luftgeschwindigkeiten in den EWT (Teilmenge der 15-minütigen Mittelwerte). Bei gleicher Luftgeschwindigkeit lägen die Datenpunkte auf der eingezeichneten Geraden. Die Luftgeschwindigkeit im östlichen EWT ist häufig größer als die im westlichen EWT.

In der Abbildung wurden die Luftgeschwindigkeiten zusätzlich nach der Heizzeit bzw. heizfreien Zeit differenziert. Das Verhältnis der Luftgeschwindigkeiten zueinander war jedoch in beiden Fällen vergleichbar.

Für die Verteilung der Luftgeschwindigkeiten in Abbildung 4.44 gibt es zwei Erklärungen:

- In den EWT traten unterschiedlich hohe Luftgeschwindigkeiten auf, weil sie verschieden hohe Druckverluste aufwiesen, die durch kleine bauliche Abweichungen z.B. in der Rohrführung entstanden.
- Die Luftgeschwindigkeiten „pendelten“ um bestimmte Werte. Diese Pendelbewegungen wurden im Allgemeinen durch kleine Störungen der Strömungen verursacht. In der Strömungstechnik ist dieses Phänomen als

nichtkonservatives Stabilitätsproblem bekannt [Rosemeier 2001]. Durch das Pendeln bleibt die Luftgeschwindigkeit unter dem Wert, der ohne Pendelbewegung möglich gewesen wäre. Das heisst, es wirkte sich wie ein zusätzlicher Druckverlust aus und sollte daher vermieden werden.

Hinsichtlich der Häufigkeitsverteilung für die Luftgeschwindigkeiten in den beiden EWT waren tatsächlich geringe Unterschiede in den Verteilungen zu erkennen. In der Heizzeit wurden im westlichen EWT Luftgeschwindigkeiten $v_{EWT,west} \leq 0,3 \text{ m/s}$ häufiger gemessen, während im östlichen EWT alle Luftgeschwindigkeiten $v_{EWT,ost} \geq 0,3 \text{ m/s}$ häufiger vorkamen (Abbildung 4.45). Die Häufigkeitsverteilung für die heizfreie Zeit ergab ein ähnliches Bild.

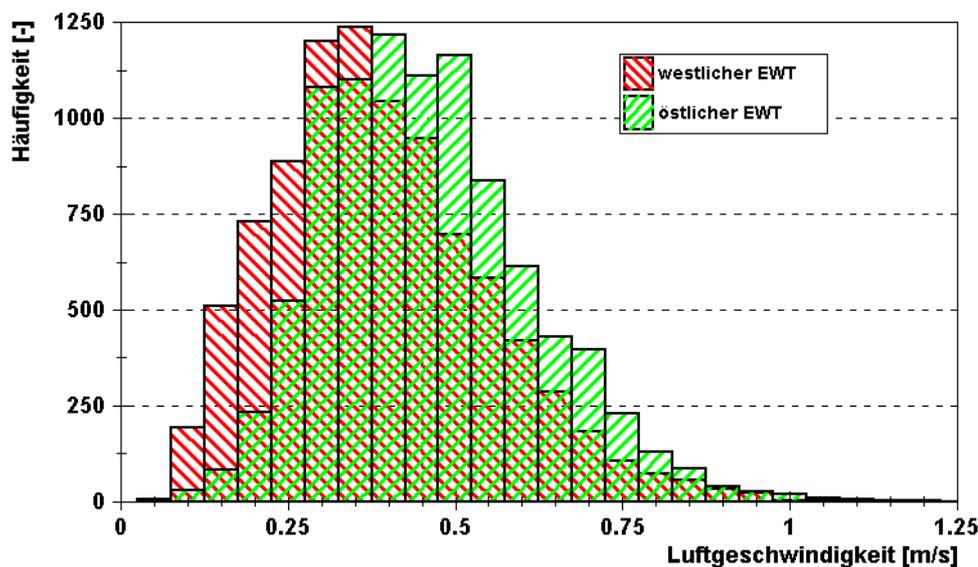


Abbildung 4.45: Häufigkeitsverteilung der 15-minütigen Mittelwerte der Luftgeschwindigkeiten in den EWT während der Heizzeit.

Da die Luftgeschwindigkeitsmessungen mit einem Fehler von $\pm 10\%$ (vgl. Abschnitt 5.1 auf Seite 254) behaftet sind, ließen sich die Abweichungen in der Luftgeschwindigkeit durch Messfehler erklären, wenn davon ausgegangen wird, dass der Sensor im westlichen EWT eine zu niedrige Luftgeschwindigkeit und der Sensor im östlichen EWT eine zu hohe Luftgeschwindigkeit anzeigte (Tabelle 4.7).

Das Pendeln der Luftgeschwindigkeiten in den EWT ließ sich bei der Betrachtung der Luftgeschwindigkeiten mit hoher Zeitaufösung beobachten. Dazu

	Mittlere Luftgeschwindigkeit		
	westlicher EWT [m/s]	östlicher EWT [m/s]	Abweichung [%]
Heizfreie Zeit	0,17	0,19	11
Heizzeit	0,39	0,46	15

Tabelle 4.7: Mittlere Luftgeschwindigkeiten in den EWT ab Januar 2000

wurden die Luftgeschwindigkeiten in den Erdkanälen im Abstand von einer Sekunde aufgezeichnet und ausgewertet (Abbildung 4.46).

Die Ergebnisse zeigen, dass die Luftgeschwindigkeiten in den beiden EWT sowohl gleichphasig als auch gegenphasig schwingen konnten (Abbildung 4.46). Die Periodendauer T_{Pendel} lag zwischen 50 und 200 s.

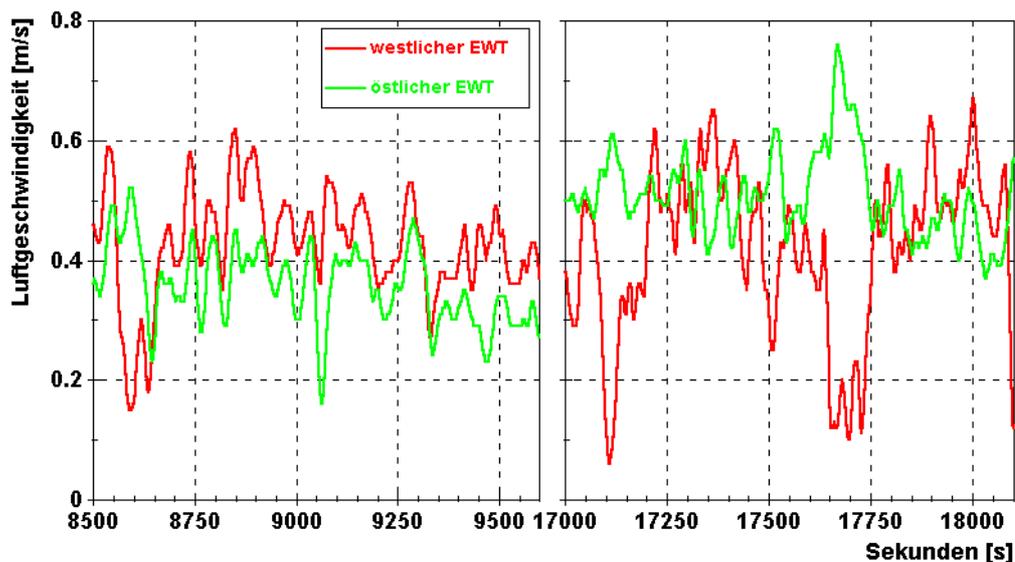


Abbildung 4.46: Luftgeschwindigkeiten in den EWT gemessen mit einer Zeitaufösung von einer Sekunde.

Bild links: Gleichphasiges Pendeln der Luftgeschwindigkeiten
Bild rechts: Gegenphasiges Pendeln der Luftgeschwindigkeiten

Die Periodendauer der Pendelbewegungen T_{Pendel} lag zwischen 50 und 200 s.

Hervorgerufen wurden diese Störungen wahrscheinlich bei der Zusammenführung der Luftströmungen der beiden EWT im Zuluftsammelschacht. Da die

beiden EWT nicht im gleichen Winkel in den Zuluftsammelschacht einmünden und die den einmündenden Rohren gegenüberliegende Wand nur etwa $0,5\text{ m}$ entfernt ist, kam es vermutlich zu einer gegenseitigen Beeinflussung zwischen den beiden Luftströmungen.

- Beim Einsatz mehrerer EWT-Rohre ohne mechanischen Antrieb sollten daher grundsätzlich Schwankungen der Volumenströme durch variierende Luftgeschwindigkeiten erwartet und bei der Dimensionierung der EWT berücksichtigt werden.
- Zur Minimierung der Druckverluste sollte auf eine strömungstechnisch günstige Gestaltung des Lüftungssystems besonders im Mündungsbereich der EWT in den Zuluftsammelschacht geachtet werden. Dazu gehören unter anderem gleiche Druckverluste in den EWT, gleiche Einlaufwinkel in den Zuluftsammelschacht und genügend Abstand von der Mündung der Rohre zur gegenüberliegenden Schachtwand.

4.4.3.2 Temperaturverhalten der EWT

Die wichtigsten Eigenschaften der EWT in diesem Projekt waren Kühlung und Erwärmung der Zuluft. Der Kühleffekt sollte mithelfen, in der Halle eine sommerliche Überhitzung zu verhindern und so für eine hohe Arbeitsplatzqualität auch in der heißen Jahreszeit sorgen. Mit der Erwärmung der Zuluft unterstützten die EWT das ressourcensparende Konzept der Halle in der Heizzeit. Der Einsatz von fossilen Energieträgern zur Beheizung der Halle sollte verringert werden.

Die wichtigste Größe zur Beurteilung des Einflusses der EWT auf die Zulufttemperatur der Halle ist daher die Temperaturveränderung, die die Luft beim Durchströmen der EWT erfährt. Der größte Temperaturhub entsteht jeweils im Dezember und Januar, die stärkste Abkühlung in den Monaten Juni, Juli (Abbildung 4.47). Die EWT geben die maximale Kühl- bzw. Wärmeleistung also in den Monaten ab, in denen der höchste Kühl- bzw. Wärmebedarf besteht.

Ein Vergleich der in den EWT entstehenden Temperaturdifferenz ΔT_{EWT} mit

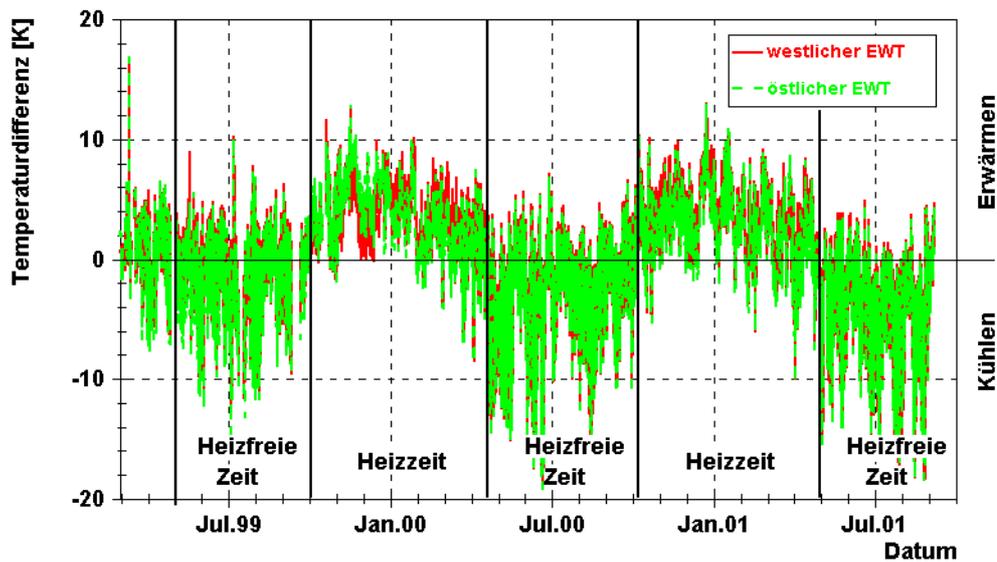


Abbildung 4.47: Abkühlung bzw. Erwärmung der Zuluft in den EWT (Stundenmittelwerte). Der Bedarf an hoher Kühl- bzw. Wärmeleistung fällt mit ihrer Abgabe durch den EWT zusammen.

der mittleren Außentemperatur \bar{t}_a und Erdreichtemperatur t_{Erde} ³⁾ zeigt, dass die Temperaturdifferenz durch die EWT ΔT_{EWT} antizyklisch zur Außen- und Erdreichtemperatur verlief. Die Erdreichtemperatur wies dabei eine Phasenverschiebung von etwa plus vier bis sechs Wochen gegenüber der Außentemperatur auf (Abbildung 4.48). Die Temperaturdifferenz durch die EWT besaß gegenüber der Außentemperatur eine Phasenverschiebung von minus vier bis sechs Wochen. Dadurch erreichten die EWT ihre maximale Wärme- bzw.

³⁾ Bei den Messdaten der Erdreichtemperatur bestand der Verdacht, dass sie nicht wie geplant die *ungestörte* Erdreichtemperatur wiedergeben. Im Vergleich zu den Erdreichtemperaturen, wie sie z.B. von dem Simulationsprogramm GAEA (Grafische Auslegung von Erdwärme Austauschern, entwickelt am Fachgebiet Bauphysik und Solarenergie der Universität Siegen) oder bei TRÜMPER [1991, Seite 10] berechnet werden, besteht zwischen den am Luftbrunnen gemessenen Erdreichtemperaturen und den Literaturwerten eine Temperaturdifferenz von bis zu vier Kelvin. Die Temperaturkurve aus den Literaturwerten weist außerdem eine Phasenverschiebung von etwa plus sechs Wochen gegenüber der Kurve der gemessenen Erdreichtemperatur auf. Diese Phasenverschiebung ist nur halb so groß wie die zwischen der Kurve der Außen- und der Erdreichtemperatur. Daher wird vermutet, dass die am Luftbrunnen gemessene Erdreichtemperatur nicht mit der *ungestörten* Erdreichtemperatur identisch ist. Der Temperatursensor wird mit ca 1,2 m horizontalen Abstand zum Luftbrunnen wahrscheinlich nicht weit genug in das Erdreich verlegt worden sein. In diesem Fall würden seine Messwerte durch die Temperatur der Luft, die den Luftbrunnen durchströmt, verfälscht.

Kühlleistung etwas später als sie benötigt wurde. Sie unterstützten damit nur in „fast“ idealer Weise den Wärme- bzw. Kühlbedarf in der Halle.

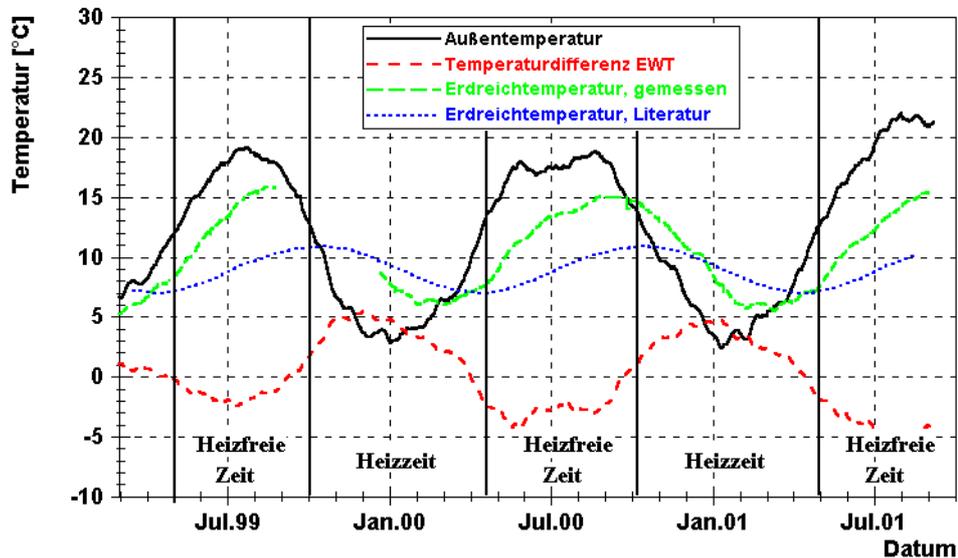


Abbildung 4.48: Außen- und Erdreichtemperatur sowie Temperaturdifferenz durch die EWT (geglättete Stundenmittelwerte). Die Temperaturdifferenz durch die EWT verlief antizyklisch zur Außentemperatur.

Ideal wäre gewesen, wenn die EWT die Außenluft erwärmt hätte, solange die Außentemperaturen unter der geforderten Hallentemperatur lag. In der Planungsphase wurde eine Hallentemperatur von 18°C festgelegt. Bis zu einer Außentemperatur von 18°C hätten die EWT die Zuluft vorwärmen und bei höheren Temperaturen kühlen sollen.

Die Auswertung der Messdaten zeigt, dass dieser Idealzustand nicht erreicht wurde. Die Zuluftvorwärmung durch die EWT endete bei einer Außentemperatur zwischen 8 und 17°C und war von Monat zu Monat verschieden, wie aus den monatsweise unterschiedlich dargestellten Datenpunkten ersichtlich ist (Abbildung 4.49). Der Grund für diese Verschiebung lag in der Erdreichtemperatur, die sich im Vergleich zur Außentemperatur sehr langsam veränderte und zu den linienhaften Strukturen in der Grafik führte. Die monatsweise Parametrisierung der Datenpunkte, wie sie in Abbildung 4.49 vorgenommen wurde, stellt eine Näherung dar, die eine monatlich konstante Erdreichtemperatur voraussetzt. Diese Betrachtungsweise, die im weiteren als *teildynamisch*

bezeichnet wird, gibt die ablaufenden Prozesse mit ausreichender Genauigkeit wieder, da die Änderungen der Erdreichtemperatur im Vergleich zur Außenlufttemperatur sehr klein waren. Eine Regression der Datenpunkte eines Monats ist in Abbildung 4.50 als Ausschnitt wiedergegeben.

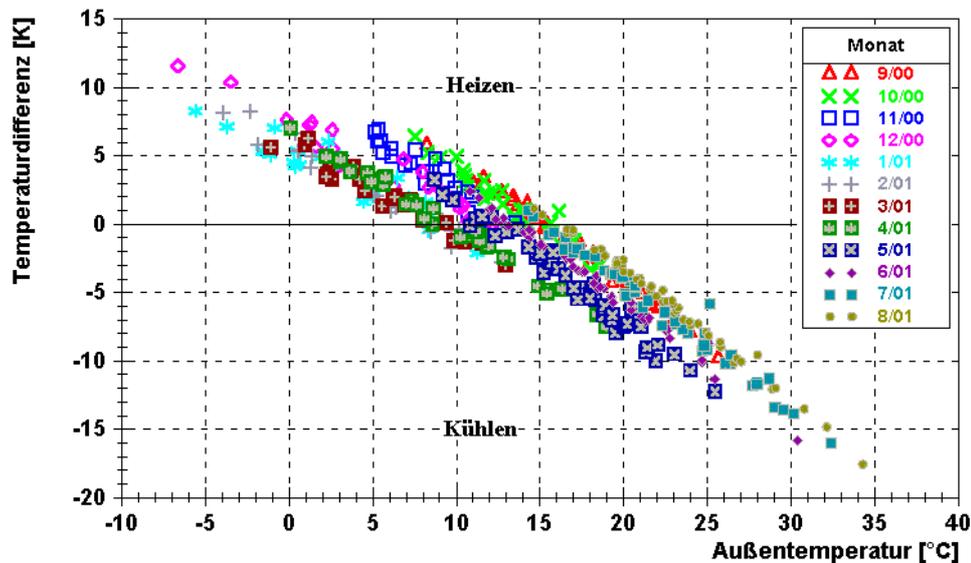


Abbildung 4.49: In den EWT entstehende Temperaturdifferenz als Funktion der Außentemperatur (Stundenmittelwerte). Die monatsweise Parametrisierung der Datenpunkte zeigt, dass die EWT in den verschiedenen Monaten bei unterschiedlich hohen Außentemperaturen zu kühlen begannen.

Der Verlauf der Regressionsgeraden soll anhand von Abbildung 4.50 näher untersucht werden. Zum besseren Verständnis sind in das Diagramm zusätzlich

- die Heizgrenztemperatur, die bei einer Außentemperatur von 15°C liegt und
- die Heiz- bzw. Kühlgrenze der EWT, bei der die Außenluft die EWT Temperaturveränderung durchquert,

eingezeichnet. Die Grafik wird durch diese beiden Geraden in vier Quadranten eingeteilt. Der erste Quadrant, gebildet aus dem Bereich, in dem die Außentemperaturen über 15°C und die Temperaturdifferenzen durch die EWT über 0 K liegen, wurde rot hinterlegt. In diesem Bereich wurde die Außenluft durch

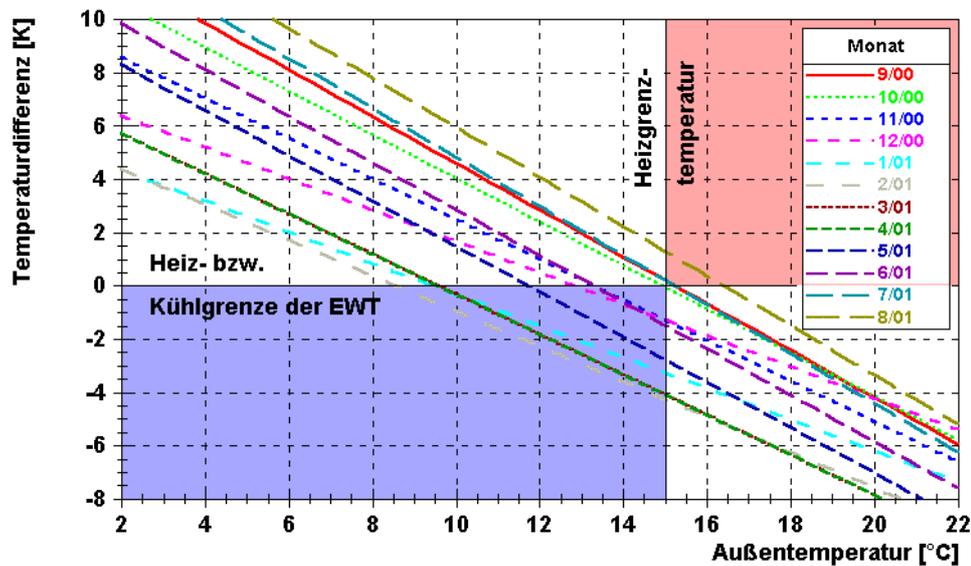


Abbildung 4.50: Regressionsgeraden der monatlich zusammengefassten Datenpunkte

die EWT erwärmt, obwohl dies nicht notwendig bzw. unter Umständen sogar unerwünscht war. Dieser Zustand wird hier als *Wärmeüberschuss* bezeichnet. Er trat im betrachteten Zeitraum nur im Monat August auf, sein Umfang ist vernachlässigbar. Der dritte Quadrant ist der Bereich, in dem die Außentemperaturen unter 15°C und die Temperaturdifferenzen durch die EWT unter 0 K liegen. Er wurde blau hinterlegt. In diesem Bereich wurde die Außenluft gekühlt, obwohl eine Erwärmung erforderlich gewesen wäre. Dieser Effekt wird im weiteren als *Wärmeverlust* bezeichnet.

Die meisten der Regressionsgeraden schneiden blau hinterlegten Bereich. In diesen Monaten entstanden durch den Betrieb des EWT Wärmeverluste, die umso größer waren, je länger der Teil der Regressionsgeraden ist, der durch die blaue Fläche verläuft. Im Beobachtungszeitraum waren erwartungsgemäß in den Monaten Januar bis März die Wärmeverluste am umfangreichsten. So begannen die EWT im Februar 2000 bei einer Außentemperatur von knapp 9°C zu kühlen. Bei der Heizgrenztemperatur von 15°C kühlten die EWT die Außenluft noch um 4 K ab, was anschließend von der Heizungsanlage durch eine entsprechende Wärmemenge wieder kompensiert werden musste.

Ein Bypass zu den EWT hätte diese unnötigen Wärmeverluste verhindern können. Er hätte sich in Fällen von Wärmeverlusten geöffnet und gleichzeitig die

EWT verschlossen, so dass die Außenluft direkt zu den Zuluftwärmetauschern transportieren worden wäre (Abbildung 4.51). Da bei diesem Projekt die EWT eine Länge von mindestens 50 m haben sollten, der Abstand der Halle von der Grundstücksgrenze jedoch geringer ist, wurde entschieden, etwa ein Drittel der Gesamtlänge der EWT unter der Halle zu verlegen. Ein Bypass aber ist nur sinnvoll, wenn er unmittelbar vor den Zuluftwärmetauschern platziert wird, was bei der vorliegenden Konstellation unmöglich war. Obwohl auf einen Bypass verzichtet werden musste, sind sowohl die Wärmeverluste als auch die Wärmeüberschüsse in der Energiebilanz der EWT vernachlässigbar. Sie lagen im Jahr 2001 bei 0,18 MWh/a, das entspricht etwa 1,2% der Wärmegewinne durch die EWT (Abschnitt 4.4.3.3).

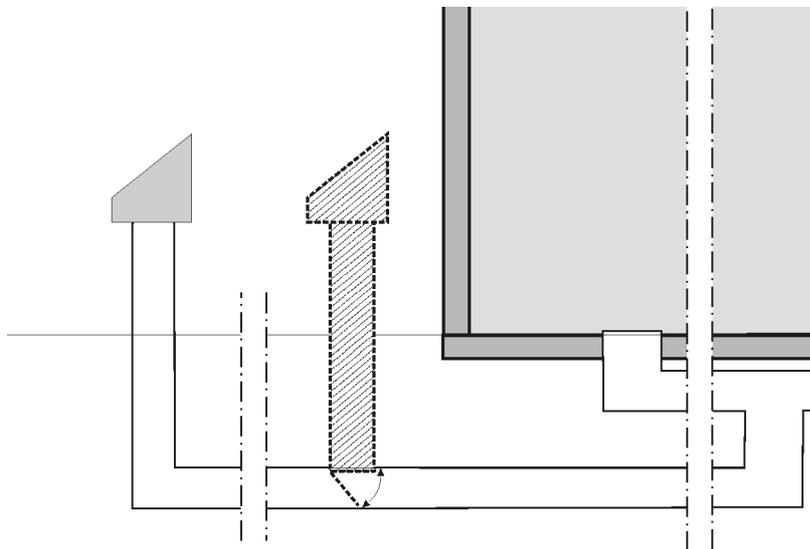


Abbildung 4.51: Prinzipskizze eines Bypasses. Um Wärmeverluste zu verhindern wird der EWT mit der Klappe verschlossen und die Luft durch den unmittelbar vor dem Gebäude platzierten Luftbrunnen angesaugt.

Die Entwicklung der Temperaturdifferenz in den EWT ΔT_{EWT} war auch von der Aufenthaltsdauer der Luft in den EWT und damit von der Luftgeschwindigkeit bzw. vom Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} abhängig. Denn je länger die Verweilzeit der Luft in den EWT war, desto mehr näherte sich die Lufttemperatur am Ende der EWT der Oberflächentemperatur der Rohre der EWT an. Wie sich die Temperaturdifferenz bei verschiedenen Volumenströmen entwickelte, ist in Abbildung 4.52 differenziert nach Heizzeit und heizfreier Zeit

dargestellt. Datenpunkte aus der heizfreien Zeit sind in der Abbildung durch rote Dreiecke, Datenpunkte aus der Heizzeit durch blaue Kreuze gekennzeichnet.

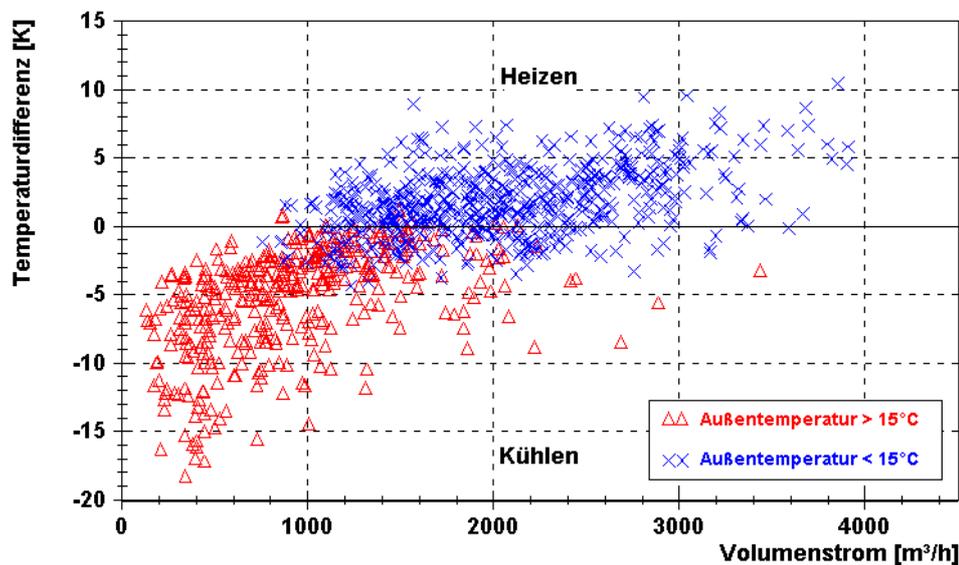


Abbildung 4.52: In den EWT entstehende Temperaturdifferenz ΔT_{EWT} in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V}_{EWT} (Stundenmittelwerte). Die Zuluft wurde in den EWT bei niedrigen Volumenströmen am besten gekühlt. Die Erwärmung der Zuluft war dagegen bei hohen Volumenströmen besser.

Hohe Abkühlungen leisteten die EWT nur bei Volumenströmen unter $1.000 \text{ m}^3/h$. Dann wurden Temperaturdifferenzen von bis zu 18 K erreicht. Bei Volumenströmen von $1.500 \text{ m}^3/h$, wie sie der Auslegungsfall für die heizfreie Zeit vorsah, erreichte die Temperaturdifferenz maximal 8 K . Bei der Erwärmung durch die EWT ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Volumenstrom und der Temperaturdifferenz in den EWT ersichtlich. Die Vorwärmung der Zuluft erreicht bei Volumenströmen zwischen 1.500 und $3.900 \text{ m}^3/h$ Werte um 10 K , wobei eine Tendenz zu einer höheren Erwärmung der Zuluft in den EWT bei größeren Volumenströmen zu erkennen ist. Die großen Volumenströme stellen sich bei Außenlufttemperaturen weit unter 0°C ein. Dann wurde sowohl die für den thermischen Auftrieb verantwortliche Temperaturdifferenz zwischen der Hallen- und der Außenluft als auch die Temperaturdifferenz in den EWT besonders groß.

Im Vergleich der Messungen zu den Simulationsergebnissen der EWT bleibt folgendes festzuhalten:

- *Volumenströme* von über $2.000 \text{ m}^3/h$ stellten sich oft in der Heizzeit und selten in der heizfreien Zeit in den EWT ein. Die Planung ging dagegen in der Heizzeit von Volumenströmen bis $1.500 \text{ m}^3/h$ und in der heizfreien Zeit von Volumenströmen bis zu $6.000 \text{ m}^3/h$ aus.
- Die *Erwärmung* der Zuluft in den EWT erfüllte zum Teil die Erwartungen der Simulation aus der Planungs- und Bauphase. Der Temperaturhub von $9,4 \text{ K}$ aus der Simulation wurde nicht nur bei $1.500 \text{ m}^3/h$, sondern auch bei höheren Volumenströmen erreicht. Diese hohen Temperaturdifferenzen stellten sich jedoch selten ein. Meist lagen sie zwischen 0 und 8 Kelvin.
- Die *Kühlung* der Zuluft war effektiver als die Simulation erwarten ließ. Die Temperatur wurde um bis zu $17,5 \text{ K}$ abgesenkt. Temperaturdifferenzen von $\Delta T_{EWT} = -10 \text{ K}$ kamen häufig vor. Die damit einhergehenden Volumenströme \dot{V}_{EWT} betragen max. $3.000 \text{ m}^3/h$, üblich waren Volumenströme unter $1.500 \text{ m}^3/h$. Die Simulation hatte $6.000 \text{ m}^3/h$ ergeben.

Neben dem *jahreszeitlichen* Einfluss auf die Zulufttemperaturen wirkten die EWT auch dämpfend auf die Temperaturschwankungen im *Tagesverlauf*. In Abbildung 4.53 sind die Hüllkurven der Temperaturmaxima und -minima dargestellt. Die Außenlufttemperatur t_a wies deutlich höhere Schwankungen auf als die Lufttemperatur hinter den EWT $t_{EWT, aus}$. In den heizfreien Zeiten der Jahre 2000 und 2001 lag die Höchsttemperatur der Luft hinter den EWT zwischen 16 und 20°C . Auf dem Weg vom Zuluftsammelschacht durch das Luftverteilungsnetz unter der Bodenplatte bis zu den Quellluftauslässen erwärmte sich die Luft nochmals um einige Kelvin, was die Zulufttemperatur auch im Sommer bei ausgeschalteter Heizung ausreichend temperierte und Zugluferscheinungen ausschloss. Dies belegen die Befragungen, die mit den Beschäftigten der Halle durchgeführt wurden. Diese lobten das angenehme Raumklima im Sommer als eine besonders positive Eigenschaft der Halle [Uhlendorf 2002].

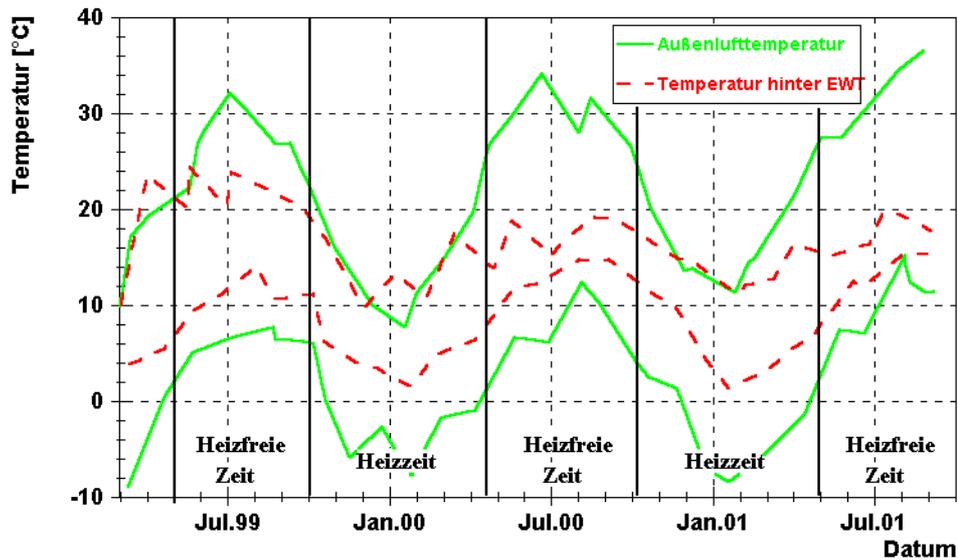


Abbildung 4.53: Schwankungsbreite der Außenlufttemperatur und der Lufttemperatur hinter den EWT $t_{EWT,aus}$ (geglättete Stundenmittelwerte). Die Lufttemperatur wies hinter den EWT sowohl im Tages- wie auch im Jahresverlauf geringere Schwankungen auf als die Außenlufttemperatur.

4.4.3.3 Wärme- und Kühlbilanz des EWT

Primäre Aufgabe der EWT war die Nutzung der im Erdboden gespeicherten Solarenergie für die thermische Konditionierung der Zuluft der Halle. Im vorigen Abschnitt wurde beschrieben, wie die EWT dieses Projekts die Zulufttemperatur beeinflussten und dass es durch die Schwankungen der Erdreichtemperatur sowohl zu Wärme- und Kühlgewinnen als auch zu Wärmeverlusten kam.

In diesem Abschnitt soll die Wärme- und Kühlbilanz der EWT erstellt werden. Sie ergibt sich aus der Gleichung

$$\dot{Q}_{EWT} = c_p \cdot \rho \cdot \dot{V}_{EWT} \cdot \Delta T_{EWT} \quad (4.10)$$

und

\dot{Q}_{EWT} Wärme- bzw. Kühlleistung der EWT
[kW]

mit

c_p	Spezifische Wärmekapazität der Luft ($0,28 \cdot 10^{-3} \text{ kWh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
ρ	Dichte der Luft [kg/m^3]
\dot{V}_{EWT}	Volumenstrom durch die EWT [m^3/h]
ΔT_{EWT}	Temperaturdifferenz durch die EWT [K]

Während sich der Kühlgewinn durch eine negative Temperaturdifferenz in Gleichung ?? ergibt, musste für die Unterscheidung zwischen Wärmegewinn und Wärmeverlust eine Wahl zwischen mehreren Varianten getroffen werden.

Variante A

Ausschließliche Orientierung an der Heizgrenztemperatur. War die Außenluft kälter als die Heizgrenztemperatur und kühlte der EWT, so wurde dies als Wärmeverlust bewertet.

Variante B

Wie Variante A, jedoch beschränkt auf die Unterschreitung der Heizgrenztemperatur während der Heizperiode.

Variante C

Wie Variante A, mit der zusätzlichen Bedingung, dass der von der Heizungsanlage betriebene Zuluftwärmetauscher heizte.

Variante D

Wie Variante A, mit der zusätzlichen Bedingung, dass entweder der von der Heizungsanlage oder der vom AWT versorgte Zuluftwärmetauscher oder beide gleichzeitig heizten.

Bei der Variante A ergaben sich Abgrenzungsprobleme durch die sommerliche Nachtkühlung sowie durch die Ein- und Ausspeichereffekte des Gebäudes und der EWT. Sank beispielsweise in einer kühlen Sommernacht die Außentemperatur unter 15°C ab, so war dies der Nachtauskühlung des Gebäudes zuzurechnen und nicht als Wärmeverlust zu bewerten. Die Variante B erwies sich dagegen als zu statisch und berücksichtigte den tatsächlichen Außentemperaturverlauf nicht ausreichend. Daher war die Verwendung der Varianten C und D sinnvoller. Bei ihnen wurden jedoch ungewollte Kühleffekte durch die

EWT solange nicht als Wärmeverluste gezählt, wie sie nicht zum Nachheizen durch die Zuluftwärmetauscher führten. Diese Fälle waren allerdings sehr selten und daher vernachlässigbar. Berechnet wurden die Wärmeverluste mit der Variante C, so dass nur Wärmeverluste berücksichtigt wurden, die zu einem höheren Heizenergieverbrauch führten.

Einen Ausschnitt aus der Wärme- und Kühlbilanz zeigt Abbildung 4.54. Die Graphen „Kühlgewinn“, „Wärmegewinn“ und „Wärmeverlust“ sind auf der linken Ordinatenachse, die „Außentemperatur“ und die „Temperatur hinter den EWT“ auf der rechten Ordinatenachse aufgetragen. Die beiden Ordinaten sind so zueinander angeordnet, dass die Temperaturordinate mit der Heizgrenztemperatur von 15°C mit dem Nullpunkt der Kühl- bzw. Heizleistungsordinate korrespondiert. Im Idealfall sollten die EWT bei Außentemperaturen unter 15°C heizen und bei Außentemperaturen über 15°C kühlen. In dem in Abbildung 4.54 Zeitraum setzte das Kühlen bei etwa 10°C ein. Durch die EWT entstanden dadurch zum Teil bis Außentemperaturen von 17°C noch Wärmeverluste. Der eingezeichnete Graph der Wärmeverluste zeigt, dass jedoch nicht die gesamte Kühlleistung dem Wärmeverlust der EWT zugeordnet wird. In einigen Fällen schaltete sich der Zuluftwärmetauscher während der Kühlphase ab, wie z.B. am 21.3.2001 um etwa 15 Uhr, am 22.3. um 14 Uhr und am 23.3. um 13 Uhr. In diesen Fällen reichte die in der Gebäudemasse gespeicherte und die von der Wärmerückgewinnung gelieferte Wärmemenge aus, um auch beim Unterschreiten der Heizgrenztemperatur die Zuluft ohne Hilfe des heizungsversorgten Zuluftwärmetauschers ausreichend zu temperieren.

Die Wärme- und Kühlbilanz (Abbildung 4.55) zeigt für die Jahre 2000 und 2001 eine ganzjährige Erwärmung der Luft in den EWT. In der Zeit ab Mitte Februar bis Ende Oktober fand außerdem eine Kühlung der Zuluft statt. Wärmeverluste traten nur vereinzelt in den ersten drei Monaten der Jahre auf.

Im Jahr 1999 traten in den Monaten April bis Juni durch die EWT Wärmeverluste zwischen 300 und 700 kWh/Monat auf. Die Wärmeverluste überstiegen im Mai 1999 die Wärmegewinne um fast das Doppelte. Die Wärmegewinne zeigten nicht die erwartete „Wannenkurve“, wie sie für die Jahre 2000 und 2001 zu erkennen sind. Die wichtigsten Gründe dafür waren die Windempfindlichkeit des gesamten Lüftungssystems durch die falsch orientierten Zuluftutzen sowie die noch manuell bedienten RWA-Klappen. Die dadurch entstan-

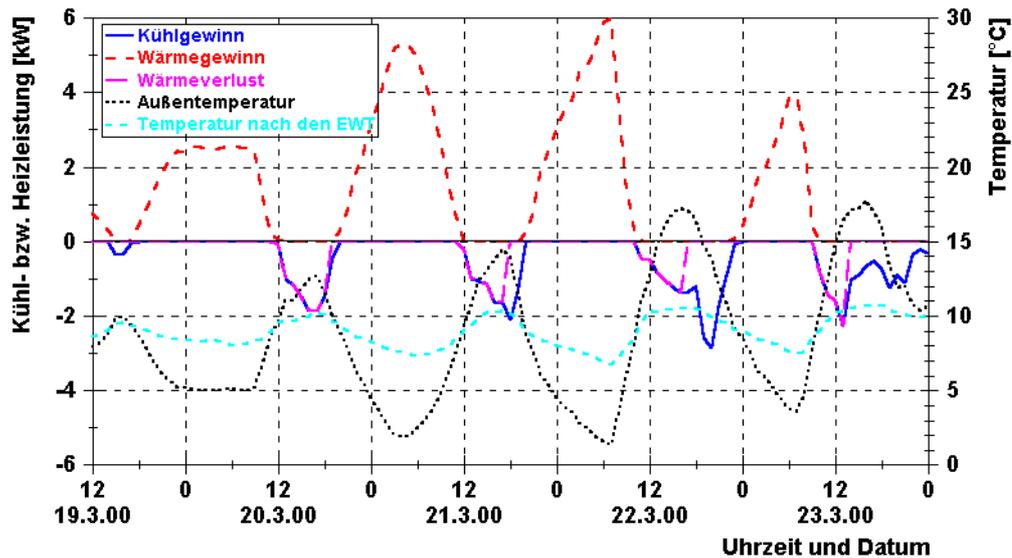


Abbildung 4.54: Detail der Wärme- und Kühlbilanz der EWT aus Stundenmittelwerten. Ein Kühlgewinn während der Heizzeit bedeutete nicht in jedem Fall ein Wärmeverlust.

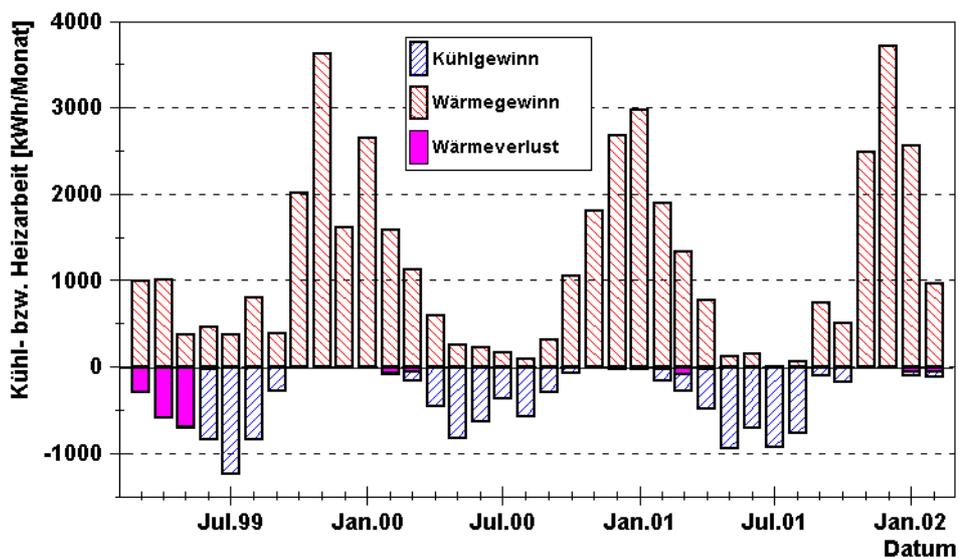


Abbildung 4.55: Monatliche Wärme- und Kühlgewinne sowie Wärmeverluste der EWT nach KAPPERT [2001]

denen hohen ungleichmäßigen Volumenströme sorgten auch für die Kühlgewinne in den Sommermonaten Juli bis September 1999 in Höhe von 800 bis 1.200 kWh/Monat.

Durch das Drehen der Zuluflthutzen und die Integration der RWA-Klappen in die Heizungsregelung verringerte sich der Wärmeverlust des EWT im Jahr 2000 auf ein Zehntel des Werts aus dem Jahr 1999 (Tabelle 4.9). Auch verkürzte sich der Zeitraum, in dem die Wärmeverluste auftraten, auf die Monate März und April.

Die Wärme- und Kühlbilanzen sind für die Simulation sowie für die Jahre 1999, 2000 und 2001 in Tabelle 4.9 wiedergegeben. Die Wärmegewinne der EWT waren 1,6 bis 1,9-mal höher als die Ergebnisse der Simulationen hätten erwarten lassen. Die Kühlgewinne blieben jedoch um 67% im Jahr 2000 und um 57% im Jahr 2001 hinter den Prognosen der Simulationen zurück. Die Wärmeverluste durch die EWT waren im Vergleich zu den Wärmegewinnen mit 1,3% im Jahr 2000 bzw. 1,2% im Jahr 2001 vernachlässigbar. Bei diesem Projekt wäre daher der Einbau eines Bypasses nicht nur aus technischer Sicht nicht realisierbar (vgl. Abschnitt 4.4.3.2), sondern aus energetischer Sicht auch nicht erforderlich gewesen.

	Wärmegewinne	Kühlgewinne	Wärmeverluste	
	[MWh/a]	[MWh/a]	[MWh/a]	[%]
Simulation	7,9	10,5	–	–
3-12/1999	11,6	4,8	1,6	13,8
2000	12,54	3,48	0,16	1,3
2001	14,77	4,60	0,18	1,2

Tabelle 4.9: Wärme- und Kühlbilanz der EWT. Durch die Drehung der Hutzen sowie die automatische Steuerung der RWA-Klappen reduzierten sich die Wärmeverluste im Vergleich von 1999 zu 2000 um den Faktor 10 bzw. im Vergleich von 1999 zu 2001 fast um den Faktor 12 [Kappert 2002]

Die Leistungen der EWT wichen von den simulierten Werten zum Teil erheblich ab, wie Tabelle 4.10 zeigt. Die Ursache dafür lag in den Volumenströmen in den EWT, für die sich in der Realität andere Beträge ergaben als simuliert wurde. In der Heizzeit lag der gemessene Volumenstrom fast dreimal höher als bei der Simulation, in der heizfreien Zeit betrug er dagegen weniger als 40% des in der Simulation berechneten Volumenstroms. Um die Unterschiede der Wärme- bzw. Kühlleistung zwischen der Simulation und den Messungen deut-

licher zu machen wird die *auf das Luftvolumen bezogene spezifische Wärme- bzw. Kühlmenge* q_{EWT} eingeführt:

$$q_{EWT} = \frac{\dot{Q}_{EWT}}{\dot{V}_{EWT}} \quad (4.11)$$

Mit dieser Größe können die maximalen Wärme- bzw. Kühlleistungen der Simulation mit denen der Messungen verglichen werden. Dabei zeigt sich:

- Die spezifische maximale Wärmemenge lag 14% *über* der der Simulation. Die spezifische maximale Kühlmenge war sogar 2,7-mal *größer* als in der Simulation.
- Die von den Simulationsergebnissen abweichenden Wärme- bzw. Kühlleistungen können durch die Unterschiede zwischen den gemessenen und simulierten Volumenströmen in den EWT erklärt werden.
- Die EWT arbeiteten für Extremwerte besser als die Simulationen hatten vermuten lassen.

		Simulation	Messergebnisse	
			2000	2001
Maximale Wärmeleistung	[kW]	4,7	15,7	16,7
Volumenstrom	[m ³ /h]	1.500	4.400	4.200
spez. max. Wärmemenge	[Wh/m ³]	3,1	3,6	4,0
Maximale Kühlleistung	[kW]	8,0	7,0	9,8
Volumenstrom	[m ³ /h]	6.000	2.200	2.400
spez. max. Kühlmenge	[kWh/m ³]	1,3	3,5	4,1

Tabelle 4.10: Maximale Wärme- und Kühlleistung der EWT aus Tagesmittelwerten [Kappert 2002]. Durch die von den Simulationsergebnissen abweichenden Volumenströme erzeugten die EWT in der Praxis eine andere max. Wärme- bzw. Kühlleistung als nach den Simulationen zu erwarten war.

4.4.3.4 Hygienische Verhältnisse in den EWT

Ein oft genannter Einwand gegen die Nutzung von EWT zur Frischluftkonditionierung ist die angeblich mangelnde Hygiene in den EWT. Viele Menschen assoziieren mit der ebenfalls üblichen Bezeichnung „Erdkanäle“ kalte, feuchte und modrig riechende Gewölbe. Aus den Erfahrungen mit Klimaanlageanlagen ist bekannt, dass verschmutzte und verkeimte Lüftungssysteme erhebliche gesundheitliche und wirtschaftliche Schäden anrichten können. Entsprechend gibt es Vorbehalte gegenüber EWT, weil es bei der Abkühlung von Luft zum Unterschreiten der Taupunkttemperatur t_{Tau} kommen kann. Kritiker von EWT befürchten, dass das dabei freiwerdende Wasser die Verkeimung des Systems fördert.

Im Gegensatz zu diesen Befürchtungen waren und sind Erdkanäle in diesem und vielen anderen Projekten überwiegend trocken. Die Luft ist geruchsneutral. Aus früheren Untersuchungen ist bekannt, dass es zeitweise zu Tauwasseranfall in den EWT kommt, über das gesamte Jahr gesehen die EWT aber trocken bleiben. Die Ursache dafür ist bis jetzt noch nicht ganz geklärt.

Weitere Vorbehalte existieren hinsichtlich einer Beeinträchtigung der Luftqualität in Gebäuden, in denen EWT eingesetzt werden. Als Gefahrenquelle wird die mögliche Verkeimung und/oder das Eindringen von Radon aus dem Erdreich gesehen. Es gibt jedoch inzwischen viele Veröffentlichungen zu diesem Thema, in denen der Einsatz von EWT als unbedenklich nachgewiesen wurde [Trümper u. a. 1991, Flückiger u. a. 1997, Schneiders, Scherrer und Dettenkofer].

Obwohl aus den bekannten Erfahrungen die Möglichkeit einer Verkeimung von EWT als sehr gering eingestuft werden kann, wurde den hygienischen Verhältnissen in den EWT besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Denn abweichend von der üblichen Bauart eines EWT mit zumindest einem Filter der Güteklasse G 2 nach DIN EN 779 [1994] sind die hier verwendeten EWT ohne Filter ausgestattet. Sie hätten einen zu großen Druckwiderstand dargestellt, so dass durch die damit verbundenen großen Reibungswiderstände die Funktion des Lüftungssystems ohne mechanischen Antrieb fraglich gewesen wäre.

Filter sind in der Lage, die Keimzahl der Luft zu reduzieren (Tabelle 4.11), insbesondere mit Feinstaubfiltern ist theoretisch eine beeindruckende Redukti-

on sowohl der Bakterien- als auch der Pilzkonzentration möglich. Hierzu sind jedoch einige Anmerkungen notwendig:

- Die Reduktionszahlen sind nur bei regelmäßiger sorgfältiger Wartung zu erreichen. Die Filter sollten entsprechend den empfohlenen Wartungsintervallen des Herstellers gewechselt werden. Unterbleibt der Filterwechsel längere Zeit, so können die anhaftenden Pilze den Filter durchwachsen und ihn dadurch wirkungslos machen [Elixmann 1989].
- Lebende und tote Pilzsporen bilden ein großes Potential an Allergenen, deren Aktivität hinter Feinfiltern teilweise höher war als davor [Elixmann 1989].
- Pilze werden überwiegend durch Lüftungsanlagen in die zu belüftenden Räume transportiert und können unter obigen Voraussetzungen am Eindringen in die Räume gehindert werden. Bakterien hingegen werden auch von Menschen und Tieren in den Räumen freigesetzt, so dass ein Filter keinen großen Einfluss auf die Bakterienkonzentration in Räumen hat.

Filterart	Abnahme der	
	Bakterienkonzentration [%]	Pilzkonzentration [%]
Grobstaubfilter	0 – 80	40 – 80
Feinstaubfilter	50 – 100	80 – 100

Tabelle 4.11: Reduktion der Keimzahl durch Filter [Flückiger u. a. 1997]

Im Rahmen der Forschungsarbeiten an der Halle wurden folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Untersuchung der Wachstumsbedingungen für Keime in den EWT,
- mikrobiologische Untersuchungen nach dreijähriger Betriebszeit der EWT im Winter und Sommer 2001 und
- Messungen der radioaktiven Strahlung.

Von diesen drei Punkten werden in dieser Arbeit im Folgenden die ersten beiden Punkte erörtert, da sie für die Beurteilung des Lüftungssystems von großer Bedeutung sind.

Die Ergebnisse der Messungen der radioaktiven Strahlung bestätigen die bisher durchgeführten Untersuchungen in anderen Projekten: Durch EWT wird im Allgemeinen kein Radon in die von ihnen versorgten Gebäude eingebracht. In diesem Fall EWT wurde im Gebäude sogar eine geringere Radonbelastung gemessen als im Freien vor der Halle [Kappert und Krahl 2001].

4.4.3.5 Wachstumsbedingungen von Keimen in den EWT

Keime (dazu zählen Bakterien und Pilze) verbreiten sich auf verschiedene Arten. Während Pilze und ihre Sporen durch die Luft fliegen, werden Bakterien durch Staubteilchen transportiert, an die sich die Bakterien angeheftet haben. Da auch bei sorgfältiger Wartung in jedes Lüftungssystem nach einer gewissen Zeit Keime eindringen, muss das Ziel der Wartung sein,

- die Zahl der eindringenden Keime möglichst gering zu halten,
- die Keime durch möglichst ungünstige Lebensbedingungen im Lüftungssystem an der Vermehrung zu hindern und
- durch geringe Luftgeschwindigkeiten im Lüftungssystem zu erreichen, dass von Bakterien besiedelte Partikel im Lüftungssystem absinken und nicht in das zu versorgende Gebäude eingetragen werden. Das bedeutet, dass auch EWT in gewissen Zeitabständen gereinigt werden müssen.

Bakterien sind an sehr unterschiedliche Umweltbedingungen angepasst. Bestimmte Bakterien sind in Gebieten mit Temperaturen nahe dem Gefrierpunkt, andere wiederum in fast kochendem Wasser vermehrungsfähig. Den Hitzerekord hält das Bakterium *Pyrolobus fumarii*, das im Atlantik in den schwarzen Rauchern am mittelozeanischen Rücken lebt. Seine Umgebungstemperatur beträgt 90 bis 113°C [Genomics 2001]. Auch Pilze sind sehr kälte- und zum Teil hitzeresistent.

Unterschiedliche Ansprüche haben Pilze und Bakterien bezüglich des pH-Wertes. Während Pilze ein leicht saures Milieu bevorzugen, ist für das Wachstum von Bakterien ein leicht alkalisches Milieu vorteilhafter. FLÜCKIGER [1997] gibt für das Keimwachstum die in Tabelle 4.12 aufgeführten Werte an.

Wachstumsbedingungen für Keime	Temperatur [°C]	Luftfeuchte [%]	pH-Wert
allgemein günstig	20 – 35	> 60	Bakterien: leicht alkalisch Pilze: 4,5 – 6,5
für manche möglich	~ 0 – 40		
Thermophile Bakterien	weit über 60		

Tabelle 4.12: Umweltbedingungen, die für das Keimwachstum günstig sind [Flückiger u. a. 1997]

Je länger diese Bedingungen erfüllt sind, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit einer Verkeimung. Werden diese Zustände dagegen vermieden, ist eine Verkeimung nahezu ausgeschlossen. Ob und wann die klimatischen Bedingungen in den hier untersuchten EWT auftraten, wird in den anschließenden Abschnitten untersucht. Dabei wird zwischen dem Vorliegen der Wachstumsbedingungen in der Luft (Abschnitt 4.4.3.5.1) und auf der Oberfläche (Abschnitt 4.4.3.5.2) differenziert. Obwohl in der Luft selbst kein Wachstum der Mikroorganismen stattfinden kann, werden die Wachstumsbedingungen in der Luft als denkbar ungünstigster Fall in den EWT betrachtet. Sind die Wachstumsbedingungen in der Luft erfüllt, existieren ebenfalls auf der Oberfläche der EWT Wachstumsbedingungen für Mikroorganismen.

Während bei mechanisch angetriebenen Lüftungsanlagen für die Zuluft- und Fortluftstränge aus wirtschaftlichen Gründen eine Luftgeschwindigkeit von 8 m/s angestrebt wird [Recknagel u. a. 1999, Bild 3.3.5-78], lagen bei dieser Halle die Luftgeschwindigkeiten in den EWT deutlich niedriger. Sie sollten nach der Simulation maximal $1,06\text{ m/s}$ betragen. 1999 lagen die über den Rohrquerschnitt gemittelten Luftgeschwindigkeiten v_{EWT} jedoch für einige Stunden oberhalb des Messbereiches der Sensoren von $1,56\text{ m/s}$. Seit dem Drehen der Hutzen blieben die Luftgeschwindigkeiten in den EWT stets unter $0,7\text{ m/s}$. Da die Luftgeschwindigkeit auf den Rohrwänden Null ist, ist

sie in unmittelbarer Nähe der Rohrrinnenwände sehr klein. Bei den niedrigen Luftgeschwindigkeiten in diesen EWT ist daher die Gefahr sehr gering, dass mit der Außenluft Keime angesaugt bzw. Keime durch den Luftstrom von der Oberfläche der EWT fortgerissen werden und in das Gebäude gelangen. Bei Geschwindigkeiten unter $0,1 \text{ m/s}$ an der Rohroberfläche findet keine Ablösung von Partikeln mehr statt [Fitzner 1988, Seite 181].

Untersuchungen von FLÜCKIGER [1997] ergaben, dass die relative Konzentration von Keimen in EWT mit steigendem Volumenstrom abnimmt. Im Vergleich zu den Volumenströmen, die in EWT für ein Wohnhaus benötigt werden, handelt es sich bei diesem EWT um eine größere Anlage, in der ein entsprechend geringes Keimwachstum zu erwarten ist.

4.4.3.5.1 Wachstumsbedingungen für Keime in der *Luft* der EWT

Mit den in den EWT installierten Sensoren ist es möglich, die Lufttemperatur sowie die relative Luftfeuchtigkeit vor den EWT und etwa 5 m vor dem Ende der Rohre zu bestimmen. Daraus lässt sich auf die Veränderung der Luftzustände in den EWT schließen. Permanente Messungen in den dazwischen liegenden Abschnitten der EWT wurden jedoch nicht durchgeführt. Wie bereits im vorigen Abschnitt erläutert wurde, fand in der Luft selbst kein Keimwachstum statt. Da weder die Oberflächentemperatur noch die relative Feuchte in der Grenzschicht der Luft zum EWT gemessen wurde, stellten die Messwerte der Luft in den EWT die einzige Möglichkeit dar, die Wachstumsbedingungen auf der Rohroberfläche abschätzen zu können.

Um die hypothetischen Wachstumsbedingungen für Keime in der Luft beurteilen zu können, wurden daher die in den EWT herrschende mittlere Temperatur und Luftfeuchte als Maßstab verwandt. Die hypothetischen Wachstumsbedingungen waren in der Luft relativ selten erfüllt (Abbildung 4.56, rot hinterlegter Bereich).

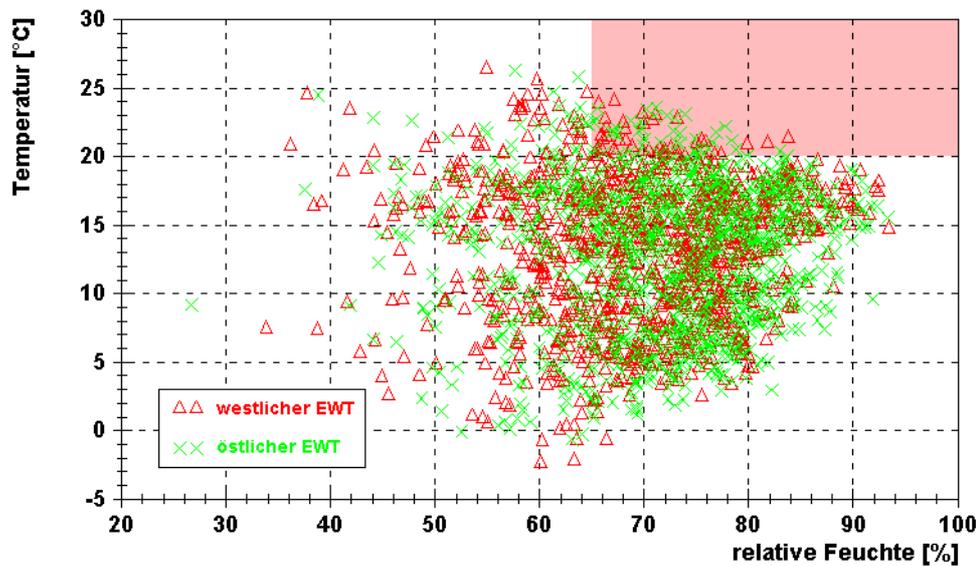


Abbildung 4.56: Häufigkeit der erfüllten Wachstumsbedingungen. Für die Datenpunkte im rot hinterlegten Bereich wären die Wachstumsbedingungen erfüllt.

4.4.3.5.2 Wachstumsbedingungen für Keime auf den *Oberflächen* der EWT Für die Bildung von Kondensat auf einer Oberfläche gibt es zwei Möglichkeiten:

1. Die Oberfläche, mit der die Luft in Kontakt kommt, hat eine Temperatur, die kleiner oder gleich der Taupunkttemperatur der Luft ist.
2. Die Lufttemperatur in den EWT unterschreitet unter Nebelbildung die Taupunkttemperatur. Der Nebel schlägt sich bei Kontakt mit der Oberfläche auf ihr nieder.

Da die Oberflächentemperaturen und -feuchten der EWT nicht durch die Messwerterfassungsanlage aufgezeichnet wurden, konnte die erste Möglichkeit nicht überprüft werden.

Die Unterschreitung der Taupunkttemperatur in der Luft ließ sich dagegen mit den verfügbaren Daten bestimmen. Da die Luft in den EWT nur durch den Temperatúraustausch mit der Rohroberfläche gekühlt werden konnte, musste die Oberflächentemperatur der Rohre ebenfalls unter der Taupunkttemperatur der Luft liegen. Mit dieser Methode wird jedoch nur ein Teil der Fälle

entdeckt, bei denen sich Kondensat auf der Oberfläche der EWT bildet. Denn die Unterschreitung der Taupunkttemperatur auf der Oberfläche muss nicht zwangsläufig zu einer Unterschreitung der Taupunkttemperatur in der Luft führen. Daher stellte die angewandte Methode lediglich eine untere Abschätzung der Zeiten dar, an denen es zur Kondensatbildung in den EWT kam.

Für die Berechnung der Taupunkttemperatur t_{Tau} geben JANSSEN UND SCHOEDDER [1980, Gleichung 6a] für Lufttemperaturen $t_{Luft} \geq 0^\circ C$ die Beziehung

$$t_{Tau} = \frac{237,3 \cdot \left(\ln(\varphi) + \frac{17,2694 \cdot t_{Luft}}{t_{Luft} + 237,3} \right)}{17,2694 - \left(\ln(\varphi) + \frac{17,2694 \cdot t_{Luft}}{t_{Luft} + 237,3} \right)} \quad (4.12)$$

mit

t_{Tau} Taupunkttemperatur [$^\circ C$]

t_{Luft} Lufttemperatur vor den EWT [$^\circ C$]

φ Relative Luftfeuchte [%]

an. In Abbildung 4.57 sind die Ergebnisse ab dem Jahr 2000 dargestellt. Auf der Ordinate wurde die Temperaturdifferenz zwischen der Lufttemperatur und der Taupunkttemperatur aufgetragen. Negative Temperaturdifferenzen bedeuten daher Tauwasserausfall in der Luft der EWT. Tauwasserausfall kam im Beobachtungszeitraum vor, war jedoch relativ selten. Die beiden EWT zeigten geringe Unterschiede, die vernachlässigbar sind.

Neben dem Vorhandensein von Feuchtigkeit mussten zusätzlich die Oberflächentemperaturen in den EWT zwischen 20 und $35^\circ C$ liegen, damit allgemein günstige Wachstumsbedingungen für Keime herrschten (vgl. Tabelle 4.12). Da die Erdreichtemperatur stets unter $20^\circ C$ lag, könnte eine solche Oberflächentemperatur nur erreicht werden, wenn die Zuluft die Oberflächen der EWT auf diese Temperaturen erwärmen würde. Dazu müssen die Zulufttemperaturen eine Temperatur von mindestens $25^\circ C$ aufweisen, denn EWT sind bezüglich ihrer Wärmeübertragungseigenschaften als Verdampfer oder Kondensator aufzufassen [Heidt und Stahl 2001]. Bei Koaxialverdampfern, deren Wirkungsweise der eines EWT am nächsten kommt, liegt die Austrittstemperatur des zu kühlenden Mediums fünf bis acht Kelvin über der Austrittstemperatur des

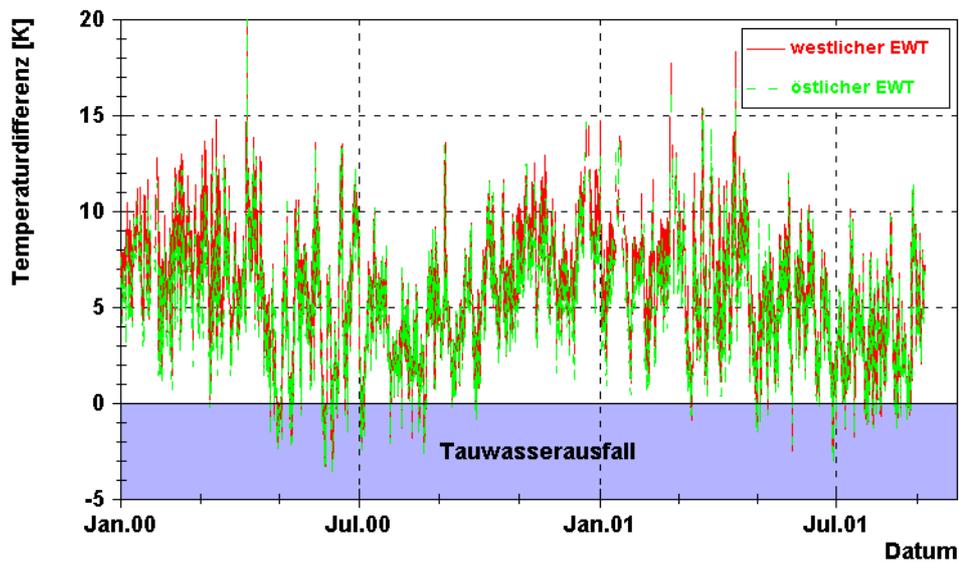


Abbildung 4.57: Zeiten, in denen es in den EWT zu Tauwasserausfall kam

Kältemittels [Rechnagel u. a. 1999, Seite 1817]. Daher wird hier eine Temperaturdifferenz zwischen der Oberfläche des EWT, das das Kühlmedium darstellt, und der Luft im EWT von fünf Kelvin angenommen. Tabelle 4.14 gibt die möglichen Oberflächentemperaturen in den EWT wieder, die bei bestimmten Außen- bzw. Lufttemperaturen am Ende der EWT auftreten könnten.

Fall	Außenlufttemperatur	Lufttemperatur am Ende der EWT	Mögliche Oberflächentemperaturen in den EWT
1	$< 25^{\circ}C$	$< 25^{\circ}C$	$< 20^{\circ}C$
2	$> 25^{\circ}C$	$< 25^{\circ}C$	Temperaturen über $20^{\circ}C$ im ersten Teil des EWT möglich
3	$> 25^{\circ}C$	$> 25^{\circ}C$	$> 20^{\circ}C$ im gesamten EWT möglich

Tabelle 4.14: Bedingungen für das Auftreten von Oberflächentemperaturen in den EWT über $20^{\circ}C$

Außentemperaturen über $25^{\circ}C$ traten in der Zeit zwischen Mitte April und Ende September auf (Abbildung 4.53 auf Seite 138). Hinter den EWT wurden im Beobachtungszeitraum zu keiner Zeit Temperaturen über $25^{\circ}C$ gemessen.

Aus diesen Gründen kann davon ausgegangen werden, dass günstige Wachstumsbedingungen für Mikroorganismen in den EWT

- an wenigen Tagen in den Sommermonaten existierten,
- nur einige Stunden andauerten und
- lediglich im Luftbrunnen und den folgenden ersten Metern der EWT auftraten.

Eine Verkeimung der EWT konnte deshalb ausgeschlossen werden.

4.4.3.5.3 Mikrobiologische Untersuchungen Die durchgeführten mikrobiologischen Untersuchungen unterstützen die Annahme, dass eine Verkeimung der EWT unterbleibt. Nach drei- bzw. dreieinhalbjährigem Betrieb der EWT wurden Luftproben gezogen und hinsichtlich Keimzahl und -art sowie mikrobiologisch produzierter flüchtiger organischer Verbindungen (MVOC) untersucht.

In der Zuluftstutze und in der Nähe der Sensoren am Ende der EWT wurden Luftproben entnommen (Abbildung 4.58) und analysiert, um die hygienischen Verhältnisse in den EWT beurteilen zu können.

Da der Tauwasserausfall vorwiegend im Frühjahr und im Sommer vorkam, wurde je eine Untersuchung vor dem Frühjahr und am Ende des Sommers 2001 durchgeführt, um eventuelle Veränderungen in der Besiedelung der EWT mit Pilzen und Bakterien feststellen zu können. Es zeigten sich folgende Ergebnisse (Tabelle 4.16 und 4.15):

- Unabhängig von der Jahreszeit, in der die Luftproben entnommen wurden, waren in den EWT kein oder nur ein äußerst geringes Wachstum von Mikroorganismen nachzuweisen.
- Der Gehalt an Mikroorganismen reduzierte sich durch die EWT teilweise sogar.
- Die Mikroorganismen waren zum überwiegenden Teil inaktiv. Auch in Zukunft wird sich keine Biomasse bilden, solange die hygienischen Bedingungen in den EWT unverändert gut bleiben.

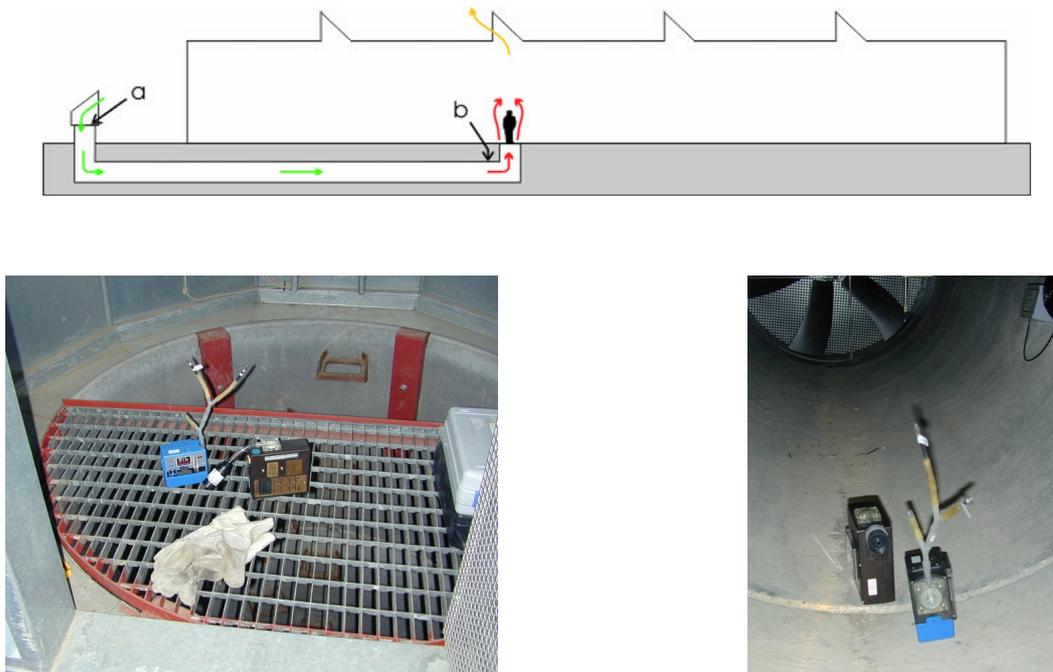


Abbildung 4.58: Entnahmestellen der Luftproben in den EWT
 Bild oben: Längsschnitt durch die Halle mit den eingezeichneten Entnahmestellen *a* und *b*
 Bild unten links: Entnahmestelle *a* in der Zulufthutze
 Bild unten rechts: Entnahmestelle *b* am Ende der EWT

- Aus mikrobieller Sicht wurde die Luft in den EWT als „gut“ eingestuft.
- In den EWT wurden keine MVOC angereichert. Es lag kein mikrobieller Schaden vor. Der Richtwert, ab dem ein Verdacht auf einen mikrobiellen Schaden besteht liegt bei $0,3 \mu\text{g}/\text{m}^3$ und wurde um mindestens den Faktor 100 unterschritten [Palmgren 2001a, Palmgren 2001b].

Trotz dieser positiven Ergebnisse sollten auch in Zukunft die Stoßspalte der Rohre beobachtet werden, da sich zeitweise in ihnen Wasser sammelte. Dies war zum Beispiel zu Beginn einer Versuchsdurchführung im Januar 2002 der Fall, als die relative Außenluftfeuchte bei über 90% lag. Während im westlichen EWT keine Kondensation zu beobachten war, trat im östlichen EWT im Luftbrunnen über seine gesamte Tiefe und auf den ersten 10 m des EWT starke Kondensatbildung auf (Abbildung 4.59). Dabei konnte beobachtet werden, dass das Wasser sich in der Sohle des Rohres sammelte. Es ist anzunehmen,

	Westlicher EWT		
	Ende	Eingang	Differenz
Untersuchung vom 23.2.2001			
Gesamtzahl Pilze	$< 1,9 \cdot 10^4$	$< 2,4 \cdot 10^4$	< 0
davon anzüchtbar	$3,5 \cdot 10^2$	$7,0 \cdot 10^2$	< 0
nachgewiesene Pilze	Aspergillus penicilloides, Penicillium spp, Wallemia, Cladosporium		
Gesamtzahl Bakterien	$3,8 \cdot 10^4$	$1,7 \cdot 10^5$	< 0
davon anzüchtbar	$1,4 \cdot 10^3$	$< 2,3 \cdot 10^2$	$1,2 \cdot 10^3$
nachgewiesene Bakterien	keine		
MVOC [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	0,047	0,060	< 0
Untersuchung vom 28.8.2001			
Gesamtzahl Pilze	< 6.500	$1,4 \cdot 10^5$	< 0
davon anzüchtbar	$1,7 \cdot 10^3$	$3,7 \cdot 10^3$	< 0
nachgewiesene Pilze	Penicillium spp, Acremonium, Cladosporium, steriles Myzel		
Gesamtzahl Bakterien	$3,9 \cdot 10^4$	$4,2 \cdot 10^4$	< 0
davon anzüchtbar	$1,0 \cdot 10^3$	$6,8 \cdot 10^2$	$3,2 \cdot 10^2$
nachgewiesene Bakterien	Normalflora		
MVOC [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	0,020	0,019	0,001

Tabelle 4.15: Ergebnisse der mikrobiologischen Untersuchung der Luftproben des westlichen EWT [Palmgren 2001a, Palmgren 2001b]

dass es durch das Gefälle im EWT in den jeweils abschüssig gelegenen Stoßspalt fließt da diese im Gegensatz zur vorherigen Inspektion im Herbst 2001 wieder mit Wasser gefüllt waren. Die Rohre selbst begannen rasch zu trocknen, nachdem die relative Außenluftfeuchte auf geringere Werte gefallen war. Es ist davon auszugehen, dass ein solche Trocknungsprozess nach wenigen Stunden abgeschlossen ist.

Zwar finden nach Sedlbauer [1998] nur wenig Schimmelpilze ausreichende Lebensbedingungen im Wasser vor, doch ist nicht auszuschließen, dass im Über-

	Östlicher EWT		
	Ende	Eingang	Differenz
Untersuchung vom 23.2.2001			
Gesamtzahl Pilze	$< 3,0 \cdot 10^4$	$< 2,4 \cdot 10^4$	< 0
davon anzüchtbar	$2,8 \cdot 10^2$	$7,0 \cdot 10^2$	< 0
nachgewiesene Pilze	steriles Myzel		
Gesamtzahl Bakterien	$1,6 \cdot 10^5$	$1,7 \cdot 10^5$	< 0
davon anzüchtbar	$< 2,8 \cdot 10^2$	$< 2,3 \cdot 10^2$	$0,5 \cdot 10^2$
nachgewiesene Bakterien	keine		
MVOC [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	0,054	0,060	< 0
Untersuchung vom 28.8.2001			
Gesamtzahl Pilze	$< 6,5 \cdot 10^3$	$< 6,5 \cdot 10^3$	0
davon anzüchtbar	$2,5 \cdot 10^3$	$1,7 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^2$
nachgewiesene Pilze	Penicillium spp, Cladosporium, Fusarium, steriles Myzel		
Gesamtzahl Bakterien	$2,1 \cdot 10^5$	$< 6,5 \cdot 10^3$	$2,1 \cdot 10^5$
davon anzüchtbar	$6,2 \cdot 10^2$	$6,2 \cdot 10^2$	0
nachgewiesene Bakterien	Normalflora		
MVOC [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	0,013	$< 0,010$	0,003

Tabelle 4.16: Ergebnisse der mikrobiologischen Untersuchung der Luftproben des östlichen EWT [Palmgren 2001a, Palmgren 2001b]

gangsbereich zwischen Wasser und Betonröhren die Lebensbedingungen besser ausfallen.

Da die Stoßspalte notwendig sind, damit die Rohre auf Längenänderungen sowie Hebungen und Senkungen ohne Beschädigung reagieren können, wäre ein dauerelastischer Verschluss der Stoßspalte die sinnvollste Lösung, um eine Wasseransammlung zu verhindern. Der Stoßspalt würde dazu z.B. zuerst mit Polystyrolstreifen aufgefüllt und anschließend mit einer dauerelastischen Dichtmasse verschlossen (Abbildung 4.60) [Ritter 2001].



Abbildung 4.59: Kondensatbildung im östlichen Frischluftbrunnen bei sehr hoher relativer Außenluftfeuchte

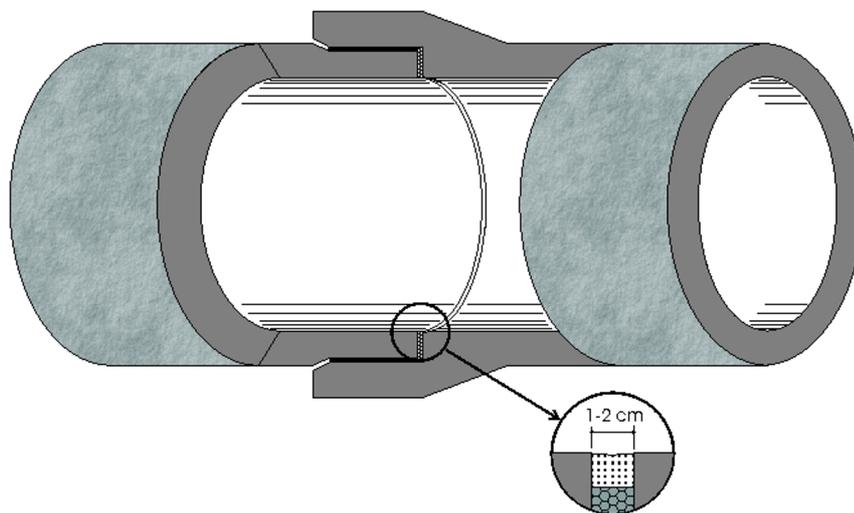


Abbildung 4.60: Vorschlag zum Verschluß der Stoßspalte. Die Stoßspalte sollten zuerst mit Polystyrolstreifen ausgestopft und anschließend mit einer dauerelastischen Dichtungsmasse verschlossen werden, damit sich in ihnen kein Kondenswasser sammeln kann. Quelle: Schattschneider

4.5 Berechnung der Lüftungswärmeverluste

Im Rahmen der Untersuchungen stellte sich durch die Messungen heraus, dass der Wärmeverbrauch der Halle etwa um das Vierfache höher als geplant war. Um die Ursache für diesen unerwartet hohen Energieverbrauch der Halle bestimmen zu können, wurden während der Evaluation der Halle zusätzliche Simulationen durchgeführt [Stahl 2001]. Die Ergebnisse zeigten, dass sich der erhöhte Energieverbrauch der Halle durch verschiedene nachträgliche Planungsänderungen erklären ließ. Besonders großen Einfluss hatte der Luftwechsel auf den Wärmeverbrauch der Halle. Insbesondere die Hallentore sorgten durch wesentlich längere Öffnungsdauern für größere Lüftungswärmeverluste als geplant. Der tatsächlich in der Halle stattgefundenene Luftwechsel konnte jedoch nur geschätzt werden.

Für eine Optimierung des Lüftungssystems muss jedoch bekannt sein, durch welche Gebäudeöffnungen und in welcher Höhe sich ein Luftwechsel entwickelt, um die Lüftungswärmeverluste bilanzieren zu können. Neben der Bilanzierung und Zuordnung der Lüftungswärmeverluste ist die Betrachtung der Luftströmungen in der Halle von Bedeutung. Denn die Luftwechsel durch die Gebäudeöffnungen können die vom Lüftungssystem erzeugten Luftströmungen beeinflussen und unter Umständen sogar zerstören. Dazu werden in den folgenden Abschnitten die verschiedenen Luftströmungen qualitativ und quantitativ untersucht.

Die in die Halle hinein- bzw. aus ihr herausführenden Luftströme müssen als *Massenströme* aufgefasst und berechnet werden. Die Dichteunterschiede der Volumenströme, die bei mechanisch angetriebenen Lüftungssystemen vernachlässigbar sind, sind bei einem Lüftungssystem mit thermischem Antrieb wesentlich zur Berechnung der Auftriebskräfte und den sich dadurch einstellenden Massenströmen. Würden die Berechnungen mit Volumenströmen durchgeführt, ergäben sich für die Luftschichtung und die Strömungssituation in der Halle fehlerhafte Ergebnisse.

4.5.1 Gebäudeöffnungen in der Halle

Die Halle verfügt über eine Vielzahl von Gebäudeöffnungen:

1. Zwei unabhängig voneinander zu öffnende Tore, die sich jeweils in den Giebelwänden im Nordosten und Südwesten befinden. Das Südwesttor besteht aus einem Schnelllauftor, das Nordosttor aus einem Sektionaltor und einem davor montierten textilen Schnelllauftor, das nachträglich zur Verringerung der Zug- und Kälteerscheinungen in der Heizzeit installiert wurde. Der Öffnungszustand aller drei Tore wurde messtechnisch erfasst.
2. 10 Quellluftauslässe, die durch die zwei EWT mit Frischluft versorgt werden. Temperatur und Feuchte werden an mehreren Stellen des Kanalsystems, die Luftgeschwindigkeit an den Enden der EWT erfasst.
3. Ein Abluftwärmetauscher (AWT), dessen Jalousie in der Heizzeit während des Betriebs des Abluftwärmetauschers geöffnet war. In der heizfreien Zeit diente sie zur Entlüftung der Halle. Lufttemperatur und -feuchte wurden vor und hinter dem AWT gemessen. Der Öffnungszustand der Jalousie wurde ebenfalls messtechnisch erfasst.
4. 32 RWA-Klappen in acht Gruppen zusammengefasst, die zentral gesteuert wurden und sich nur während der heizfreien Zeit stufenweise öffneten. Die Messwerterfassung speicherte den Öffnungsgrad der Klappen.
5. 27 Fenster mit Dreh-Kipp-Beschlag,
6. zwei Eingangstüren mit Türschließern und
7. acht Fluchttüren.

Die Öffnungszustände der Fenster, der Eingangs- und Fluchttüren waren wegen des damit verbundenen hohen technischen und finanziellen Aufwands nicht an die Messwerterfassungsanlage (MWA) angeschlossen. Fenster und Türen sollten im Allgemeinen geschlossen sein, was nach den Beobachtungen des Forscherteams zumindest in der Übergangszeit nur zeitweise der Fall war. Einige Beschäftigte zogen die frische Luft durch die Fenster der Luft aus dem Lüftungssystem vor, solange das Außenklima dies zuließ. Während der Heizzeit

und im Sommer waren die Fenster geschlossen. In dieser Zeit konnte das Lüftungssystem wie geplant funktionieren. Daher wurde angenommen, dass die nicht durch die MWA erfassten Öffnungen in der Gebäudehülle geschlossen waren und sie bei den folgenden Berechnungen nicht berücksichtigt werden mussten.

Mit Ausnahme der RWA-Klappen, die stufenweise geöffnet werden konnten, gab es für die anderen Gebäudeöffnungen nur die Zustände „offen“ oder „geschlossen“. Je nachdem, in welchem Zustand die einzelnen Gebäudeöffnungen sich befanden, entwickelten sich unterschiedliche Volumenströme in die Halle hinein bzw. aus ihr heraus. Jeder dieser Volumenströme wurde durch eine bestimmte Kombination der Zustände der Gebäudeöffnung hervorgerufen, die im Weiteren als *Lüftungszustände* bezeichnet und von 1 bis 13 durchnummeriert werden. Die theoretisch möglichen Lüftungszustände der Halle gibt Tabelle 4.17 wieder.

Gebäudeöffnung (o=open)	Lüftungszustand												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Leckagen	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o
EWT		o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o
RWA-Klappen			o				o		o		o	o	o
AWT-Jalousie				o				o		o	o	o	o
ein Hallentor					o		o	o				o	
beide Hallentore						o			o	o			o

Tabelle 4.17: Theoretisch mögliche Lüftungszustände in der Halle

Die Auswertung der theoretisch möglichen Lüftungszustände erfolgte für den Zeitraum vom 18. Januar 2001 bis 17. Januar 2002 mit 15 minütigen Mittelwerten, die aus sekundlichen Messwerten gebildet wurden. Von den insgesamt 35.040 Datensätzen wurde in 27.735 Datensätzen während des gesamten Messintervalls von 15 Minuten ein und derselbe Lüftungszustand registriert. Diese Lüftungszustände werden im Weiteren *reine Lüftungszustände* genannt. Für diese Datensätze waren die auftretenden Volumenströme berechenbar. Sie bildeten die Grundgesamtheit, die eine Hochrechnung des Luftwechsels der Halle und der Lüftungswärmeverluste ermöglichte.

In den restlichen 7.305 Datensätzen änderten sich während des Messintervalls von 15 Minuten die Lüftungszustände, was eine eindeutige Bestimmung der vorhandenen Volumenströme unmöglich machte. Diese Lüftungszustände werden im weiteren als *gestörte Lüftungszustände* bezeichnet. Viele dieser Störungen wurden durch das meist kurzzeitige Öffnen eines der beiden Hallentore hervorgerufen.

Bei der Auswertung wurden die Lüftungszustände außerdem bezüglich Heizzeit und heizfreier Zeit differenziert. Die Datensätze wurden der Heizzeit zugeordnet, wenn die Außentemperatur beim Erfassen des Datensatzes unter 15°C lag und er im Zeitraum 18.1. bis 30.4.2001 oder 1.10.2001 bis 17.1.2002 gespeichert wurde.

Die Datensätze verteilten sich sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit sehr unterschiedlich auf die verschiedenen Lüftungszustände (Abbildung 4.61). Sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit trat der *Lüftungszustand 4* am häufigsten auf, weil die Jalousie des AWT in beiden Zeiträumen zum Entlüften der Halle benutzt wurde. Durch den Heizfall, in dem die RWA-Klappen geschlossen blieben und die Wärmerückgewinnung häufig in Betrieb war, wurde der *Lüftungszustand 2* am zweithäufigsten in der Halle registriert. Die messtechnisch erfassten Gebäudeöffnungen der Halle waren mit Ausnahme der EWT also oft geschlossen.

Der *Lüftungszustand 11*, die Kombination von geöffneten RWA-Klappen und geöffneter AWT-Jalousie, entstand deutlich seltener. Eine noch geringere Bedeutung hatte der *Lüftungszustand 8*. Diese beiden Lüftungszustände traten als einzige in der Heizzeit häufiger auf als in der heizfreien Zeit. Alle anderen Lüftungszustände waren vernachlässigbar.

Dazu gehören auch die Datensätze für Lüftungszustände, in denen beide Tore geöffnet waren. Für die Berechnung der Jahres-Lüftungswärmeverluste Q_L hatten diese Lüftungszustände keine Relevanz. Für die Arbeitsplatzqualität in der Halle waren sie jedoch von großer Bedeutung. Denn bevor im Sommer 2000 ein textiles Schnellauftor vor das Nordosttor eingebaut wurde, gab es besonders in der Heizzeit viele Klagen der Beschäftigten über sehr starken Durchzug, wenn beide Tore geöffnet waren. Ein Auftreten dieser Lüftungszustände ist aus Gründen der Arbeitsplatzqualität daher möglichst zu vermeiden.

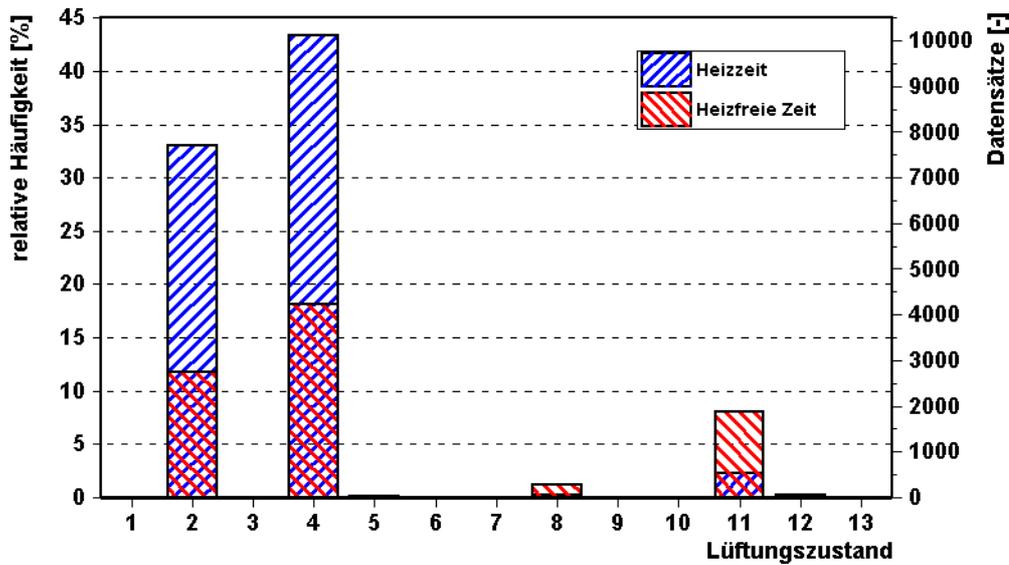


Abbildung 4.61: Häufigkeit der 13 Lüftungszustände. Das lüftungstechnische Verhalten der Halle ließ sich mit insgesamt vier verschiedenen Lüftungszuständen beschreiben

Um die hier relevanten Lüftungszustände 2, 4, 8 und 11 beschreiben zu können, mussten außerdem die Lüftungszustände 1 und 3 untersucht werden. Der Lüftungszustand 1 entspricht dem Fugenluftwechsel der Halle, mit dem überprüft werden kann, inwieweit die Luftdichtheit der Halle den Forderungen aus der Planungsphase (Abschnitt 4.2) entspricht.

Für die Lüftungszustände 2, 3, 4, 8 und 11 wurde bei der Berechnung der entstehenden Volumenströme ausschließlich der thermische Auftrieb berücksichtigt. Windinduzierte Volumenströme blieben ohne Berücksichtigung, da bis zu einer bestimmten Geschwindigkeit der Windeinfluss vernachlässigbar ist (Abschnitt 4.5.2.1.3). Für höhere Windgeschwindigkeiten wäre für die Berechnung der Volumenströme die Kenntnis des Winddrucks an den betroffenen Gebäudeöffnungen unter Berücksichtigung der Windgeschwindigkeit und -richtung notwendig. Dafür wären umfangreiche Strömungssimulationen erforderlich gewesen, die den Umfang dieser Arbeit überstiegen hätten.

Um windbedingte Störungen der Messdaten ausschließen zu können, wurden für diese Lüftungszustände nur Datensätze ausgewertet, bei denen Windstille herrschte. Die Anzahl der für jeden Lüftungszustand zur Verfügung stehenden

Datensätze gibt Tabelle 4.18 differenziert nach Heizzeit, heizfreier Zeit und gesondert für Windstille wieder.

Lüftungszustand	Alle Datensätze		Datensätze mit Windstille	
	Heizfreie Zeit	Heizzeit	Heizfreie Zeit	Heizzeit
2	2.735	7.715	575	1.947
3	0	1	0	1
4	4.219	10.124	456	2.511
8	285	41	41	8
11	1.877	518	193	119
Summe	9.116	18.399	1.265	4.586
Gesamtzahl der im Untersuchungszeitraum gespeicherten Datensätze	11.821	23.219	1.465	5.429
Prozentualer Anteil	77%	79%	86%	84%

Tabelle 4.18: Anzahl der auswertbaren Datensätze für die relevanten Lüftungszustände

4.5.2 Berechnung des Massenstroms durch die Gebäudeöffnungen

Unter der Annahme einer inkompressiblen⁴⁾ und reibungsfreien Strömung können die für die Berechnung notwendigen Gleichungen aus der Anwendung der Kontinuitätsgleichung

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_i \rho_i \cdot \dot{V}_i = \sum_i \rho_i \cdot A_i \cdot v_i = 0 \quad (4.13)$$

und der Bernoulli–Energiegleichung

$$\rho \cdot g \cdot H + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + p = konst \quad (4.14)$$

⁴⁾ Gase können als inkompressibel angesehen werden, solange ihre Geschwindigkeit wesentlich kleiner als die Schallgeschwindigkeit ist [Truckenbrodt 1980, Seite 5, 6]. Die Bedingung war hier erfüllt, da die aufgetretenen Strömungsgeschwindigkeiten etwa 200-mal niedriger als die Schallgeschwindigkeit waren.

mit

\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
ρ	Luftdichte [kg/m^3]
\dot{V}	Volumenstrom [m^3/h]
A	durchströmte Öffnungsfläche [m^2]
v	Luftgeschwindigkeit [m/s]
g	Erdbeschleunigung ($9,81 m/s^2$)
H	geodätische Höhe [m]
p	Druck [Pa]

gewonnen werden. Als geodätische Höhe wird die Höhendifferenz bezeichnet, innerhalb derer die Druckdifferenz wirkt.

Damit lassen sich die Druckdifferenzen zwischen Gebäudeinnerem und Gebäudeäußerem berechnen. Die Druckdifferenz kann als Überlagerung des thermischen Auftriebs $\Delta p_{Auftrieb}$ und des Windangriffs Δp_{Wind} am Gebäude aufgefasst werden. Der Term für den Windangriff muss dafür um den Druckkoeffizienten C_p erweitert werden, um nichtideale Effekte am Gebäude wie Turbulenzen berücksichtigen zu können. Daraus folgt:

$$\Delta p = \Delta p_{Auftrieb} + \Delta p_{Wind} \quad (4.15)$$

$$= (g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_i)) + \left(\frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho_a \cdot v_{Wind}^2\right) \quad (4.16)$$

$$= \left(g \cdot H \cdot \rho_0 \cdot T_0 \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i}\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho_a \cdot v_{Wind}^2\right) \quad (4.17)$$

Δp	Druckdifferenz zwischen Gebäudeinnerem und -äußerem [Pa]
$\Delta p_{Auftrieb}$	Druckanteil durch den thermischen Auftrieb [Pa]
Δp_{Wind}	Druckanteil durch den Windangriff am Gebäude [Pa]
g	Erdbeschleunigung ($9,81 m \cdot s^{-2}$)
H	geodätische Höhe [m]
ρ_a	Dichte der Außenluft [$kg \cdot m^{-3}$]

mit	
und	
ρ_i	Dichte der Hallenluft [$kg \cdot m^{-3}$]
ρ_0	Normdichte der Luft [$kg \cdot m^{-3}$]
T_0	Nullpunkt der Celsius-Skala [K]
T_a	Außentemperatur [K]
\overline{T}_i	mittlere Hallentemperatur [K]
C_p	Druckkoeffizient [-]
v_{Wind}	Windgeschwindigkeit am Standort [m/s]

Dabei wurde die Beziehung

$$\rho_a - \rho_i = \rho_0 \cdot T_0 \cdot \frac{\overline{T}_i - T_a}{T_a \cdot \overline{T}_i} \quad (4.18)$$

benutzt. Aus der Kombination der Gleichungen 4.13 und 4.14 berechnet sich der Massenstrom durch eine Gebäudeöffnung (Gleichung 4.19). Seine Gleichung wird analog zum Term des Windangriffs um einen Durchflusskoeffizienten C_d erweitert, um den in der Realität niedrigeren Massenstrom durch nichtideale Effekte wie Turbulenzen und Viskosität einzubeziehen.

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.19)$$

mit	
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
\dot{V}	Volumenstrom [m^3/s]
C_d	Durchflusskoeffizient [-]
A	Fläche der Gebäudeöffnung [m^2]

Der Durchflusskoeffizient C_d einer Öffnung ist von vielen Parametern abhängig wie

- der Öffnungsfläche,
- dem Breiten–Höhen–Verhältniss und
- der Dicke der Rahmen.

Bei Fenstern kommen noch Öffnungswinkel und Öffnungsrichtung hinzu. Selbst bei einfachen Öffnungen ist daher eine genaue Bestimmung des Durchflusskoeffizients nur mit fluiddynamische Simulationen oder durch Experimente möglich. Beide Verfahren sind mit großem Zeitaufwand verbunden, weswegen in dieser Arbeit auf Literaturwerte zurückgegriffen wird, die jedoch mit größeren Fehlern behaftet sind.

Für die Berechnung der Massenströme konnte auf die gemessenen Luftgeschwindigkeiten in den Rohren v_{Sensor} zurückgegriffen werden. Durch Anwendung der Gleichungen 4.19 und 5.11 folgt

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \cdot \dot{V} \\ &= 2.454 \cdot \rho \cdot v_{Sensor} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Mit den Gleichungen 4.13 bis 4.19 lassen sich die Strömungen in einfachen einzonigen Gebäuden, zu denen die Halle zu zählen ist, berechnen. Die Wirkungsweise der beiden Antriebskräfte für die Strömungen werden im folgenden kurz dargestellt.

4.5.2.1 Zusammenwirken von Winddruck und thermischem Auftrieb und ihre Auswirkungen auf die Berechnungen

4.5.2.1.1 Wirkungsweise des thermischen Auftriebs Der thermische Auftrieb beruht auf kleinen Dichteunterschieden, die durch Temperaturdifferenzen entstehen. Sie kommen sowohl in Gasen als auch in Flüssigkeiten vor und wirken der Erdbeschleunigung entgegen. In diesem Fall bewirken Temperaturdifferenzen zwischen dem Gebäudeinneren und der Umgebung ein vertikales Aufsteigen der erwärmten Luft. Die Dichteunterschiede der Luft erzeugen einen Auftriebsdruck $\Delta p_{Auftrieb}$, der sich nach Gleichung 4.17 durch

$$\Delta p_{Auftrieb} = (g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_i)) \quad \text{oder}$$

$$= g \cdot H \cdot \rho_0 \cdot T_0 \cdot \frac{\overline{T_i} - T_a}{T_a \cdot \overline{T_i}} \quad (4.21)$$

berechnen lässt. Durch die Leckagen und die gewollten Gebäudeöffnungen entsteht dadurch eine aus dem Gebäude führende Strömung, deren Massenstrom sich unter Anwendung von Gleichung 4.19 berechnen lässt. Wichtige Einflussgröße ist dabei die geodätische Höhe H , denn je größer H ist, desto stärker ist bei gleichen Temperaturen der thermische Auftrieb. Dies wird oft als *Kamineffekt* bezeichnet. Gebäude, die den thermischen Auftrieb nutzen wollen, zeichnen sich daher durch Hochpunkte in der Konstruktion aus, wie z.B. die Halle 26 der Deutschen Messe AG in Hannover von Thomas Herzog [Herzog 1996]. In Prinzipdarstellungen wie in Abbildung 4.62 wird der Druck durch aus- bzw. einwärts gerichtete Pfeile gekennzeichnet, dessen Länge proportional zur Größe des Drucks ist.

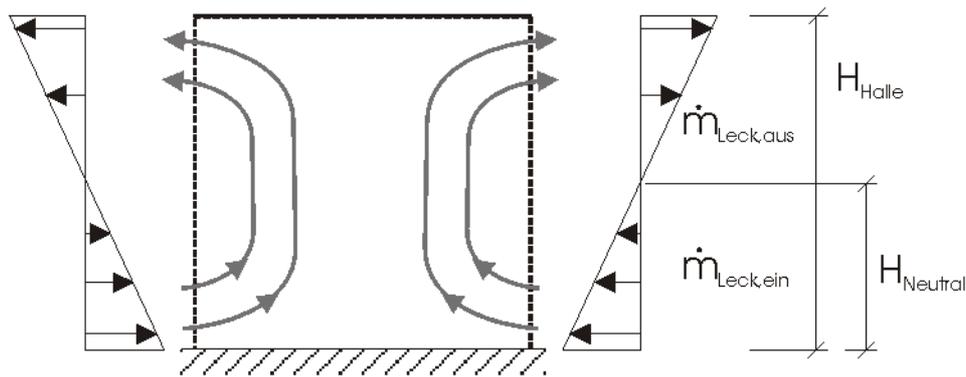


Abbildung 4.62: Prinzipdarstellung der Wirkungsweise des thermischen Auftriebs in einem Gebäude. Die Höhe der neutralen Schicht ist konstant.

Der ausströmende Massenstrom \dot{m}_{aus} erzeugt einen Unterdruck im Gebäude, der auf Grund der Massenerhaltung (Gleichung 4.13) das Einströmen eines Massenstroms \dot{m}_{ein} gleicher Größe im unteren Bereich des Gebäudes bewirkt (Abbildung 4.62). Es gilt daher

$$\dot{m}_{aus} = \dot{m}_{ein} \quad (4.22)$$

Zwischen dem im oberen Gebäudeteil ausströmenden Massenstrom \dot{m}_{aus} und

dem im unteren Gebäudeteil einströmenden Massenstrom \dot{m}_{ein} gibt es eine Schicht, in der weder Über- noch Unterdruck herrscht. Diese Schicht wird als *neutrale Schicht* bezeichnet. Ihr Abstand vom Boden des Gebäudes wird durch die Größen der Öffnungsflächen bestimmt, durch die die Massenströme aus- bzw. einströmen. Zur Ermittlung der geodätischen Höhe muss die Höhe der neutralen Schicht bekannt sein, da die geodätische Höhe die Differenz zwischen der Höhe der neutralen Schicht und mittleren Höhe der Aus- bzw. Einströmöffnung bildet.

4.5.2.1.2 Wirkungsweise des Winddrucks Vereinfacht dargestellt, entsteht durch den Windangriff an einem Gebäude auf der dem Wind zugewandten Gebäudeseite (Luvseite) ein Überdruck. Er wird als *Staudruck* bezeichnet. Auf der windabgewandten Gebäudeseite (Leeseite) entsteht ein Unterdruck. Dieser Druckunterschied Δp_{Wind} lässt sich entsprechend Gleichung 4.17 als

$$\Delta p_{Wind} = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho_a \cdot v_{Wind}^2 \quad (4.23)$$

ausdrücken. Der Druckkoeffizient ist eine Anpassung der Theorie an die Realität, in der der Wind in Turbulenzen um das Gebäude weht, wodurch ein Teil der Kräfte verloren gehen. Die Bestimmung des Durchflusskoeffizienten C_d ist wie die Berechnung des Druckkoeffizienten C_p äußerst komplex, da der Windangriff sich nicht nur auf die direkt angeströmten Bauteile beschränkt, sondern durch die Umströmung des Gebäudes auch auf parallel zur Windrichtung verlaufende Bauteile einen Einfluss hat, wie im Abschnitt 4.5.2.2 dargelegt wird.

4.5.2.1.3 Gleichzeitiges Auftreten von thermischen Auftrieb und Winddruck Bei einfachen Gebäuden erzeugt der thermische Auftrieb eine vertikale Strömung und der Winddruck eine horizontale Strömung durch das Gebäude. Dadurch kann weder der Winddruck die vom thermischen Auftrieb hervorgerufene Strömung unterdrücken noch kann der thermische Auftrieb die vom Winddruck erzeugte Strömung neutralisieren. Der Massenstrom durch ein Gebäude ist daher durch die Addition beider Druckdifferenzen bestimmt. Durch den Windangriff wird an den Luvseiten ein größerer einströmender Massenstrom und an den Leeseiten ein entsprechend größerer ausströmender Massenstrom zu verzeichnen sein, so dass im Mittel wieder Gleichung 4.22 erfüllt ist. Hat die

neutrale Schicht ohne Windeinfluss im gesamten Gebäude die gleiche Höhe, so erhöht der Winddruck die neutrale Schicht auf den Leeseiten und vermindert sie auf den Luvseiten (Abbildung 4.63).

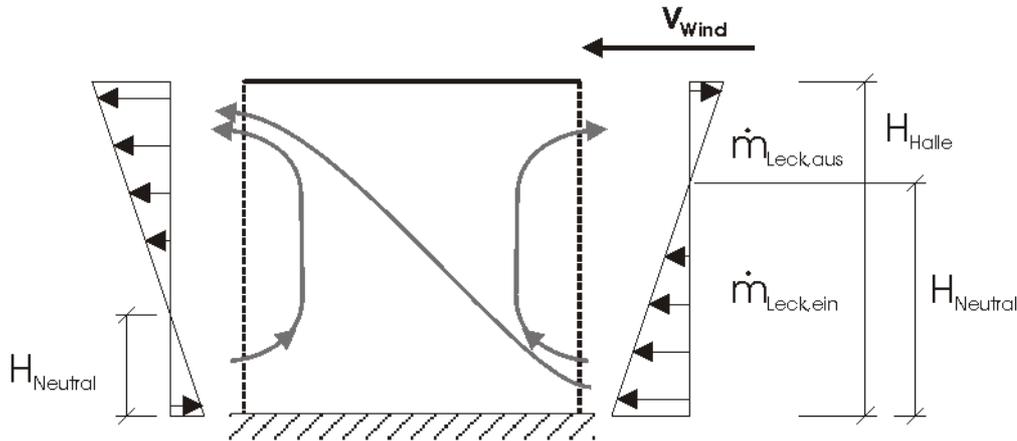


Abbildung 4.63: Gleichzeitiges Auftreten von thermischem Auftrieb und kleinem Winddruck. Die neutrale Schicht besitzt auf allen Gebäudeseiten eine unterschiedliche Höhe.

Wird der Winddruck immer stärker, führt dies auf der Luv-Seite dazu, dass ab einer gewissen Windgeschwindigkeit dort nur noch ein einströmender Massenstrom existiert, während auf der Leeseite nur noch ein aus der Halle führender Massenstrom vorliegt (Abbildung 4.64).

Diese Windgeschwindigkeit $v_{Wind,Grenz}$ lässt sich aus

$$\frac{\Delta p_{Auftrieb}}{\Delta p_{Wind}} = 1 \quad (4.24)$$

$$\Rightarrow v_{Wind} = \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot g \cdot T_0 \cdot H \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot C_p}} \quad (4.25)$$

$$= 83 \cdot \sqrt{H \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot C_p}} \quad (4.26)$$

mit

$\Delta p_{Auftrieb}$ Druckanteil durch den thermischen Auftrieb [Pa]

und

Δp_{Wind}	Druckanteil durch den Windangriff am Gebäude [Pa]
g	Erdbeschleunigung ($9,81 m/s^2$)
H	geodätische Höhe [m]
ρ_a	Dichte der Außenluft [kg/m^3]
ρ_i	Dichte der Hallenluft [kg/m^3]
ρ_0	Normdichte der Luft [kg/m^3]
T_0	Nullpunkt der Celsius-Skala [K]
T_a	Außentemperatur [K]
$\overline{T_i}$	mittlere Hallentemperatur [K]
C_p	Druckkoeffizient [$-$]
v_{Wind}	Windgeschwindigkeit [m/s]

berechnen. Bei Windgeschwindigkeiten oberhalb der Grenzwindgeschwindigkeit $v_{Wind,Grenz}$ bewegt sich die Luft annähernd horizontal durch das Gebäude.

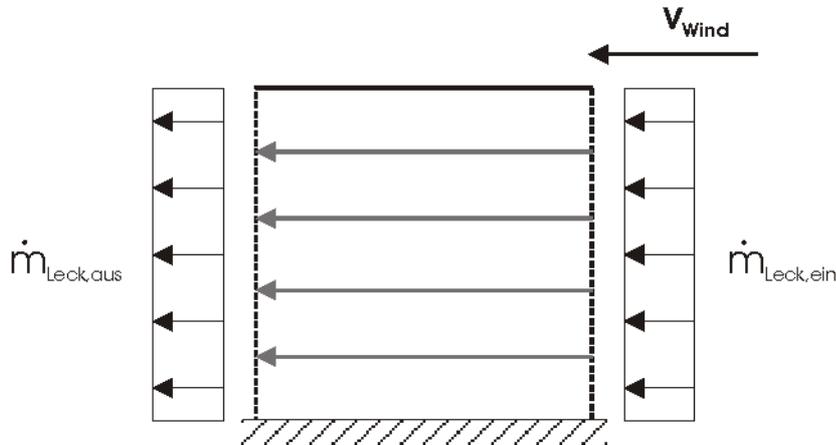


Abbildung 4.64: Winddruck an einem Gebäude bei Windgeschwindigkeiten oberhalb der Grenzgeschwindigkeit $v_{Wind,Grenz}$. Auf der Luv-seite verbleibt nur ein einströmender Massenstrom.

In guter Näherung lässt sich der Massenstrom für Windgeschwindigkeiten v_{Wind} unterhalb der Grenzgeschwindigkeit $v_{Wind,Grenz}$ durch den thermischen Auftrieb berechnen, während für Windgeschwindigkeiten oberhalb der Grenz-

geschwindigkeit der Ansatz für den Winddruck anzuwenden ist [BS 5925 1991, Table 11(c)].

4.5.2.2 Bestimmung des Winddrucks

Um die Volumenströme berechnen zu können, die durch den Winddruck auftreten und auf das Gebäude wirken, musste neben der Windgeschwindigkeit v_{wind} auch der Druckkoeffizient C_p bekannt sein. Der Druckkoeffizient C_p hängt von verschiedenen Parametern ab, die seine Bestimmung aufwändig machen [Grosso 1992]:

1. Klimaparameter
 - a) Windgeschwindigkeit,
 - b) Geschwindigkeitsprofil und
 - c) Anströmwinkel der Gebäudefassade
2. Umgebungsparameter
 - a) Bebauungsdichte (GFZ) und
 - b) Relative Gebäudehöhe im Vergleich zur Umgebungsbebauung
3. Gebäudeparameter
 - a) Verhältnis von Gebäudelänge zu Gebäudehöhe,
 - b) Verhältnis von Gebäudebreite zu Gebäudehöhe und
 - c) relative Position eines betrachteten Elements auf der Fassadenoberfläche.

Knoll [1996] beschreibt ein Simulationsprogramm, mit dem die Druckkoeffizienten von einfachen Gebäuden annähernd bestimmt werden können. BAUMGARTNER [1997] berichtet über Druckkoeffizienten, die durch Messungen an Modellen in Windkanälen gewonnen wurden und verweist auf Tabellen des Air Infiltration and Ventilation Center (AIVC). DIETZE [1987, Tabelle 6/2] gibt Werte für rechteckige und quadratische Gebäude bis zu einer Höhe von

18 m an⁵⁾. DANIELS [1994] zeigt ein Beispiel für eine rechteckige Halle mit einer Grundfläche von 20.000 m² (Abbildung 4.65), die auf der windangeströmten Seite Druckkoeffizienten von maximal 0,6 erreicht. SANTAMOURIS [1998] zitiert zwei Tabellen mit Druckkoeffizienten für verschiedene Anströmwinkel [Chandra u. a. 1983], [Clarke u. a. 1990]. Die Werte in der Tabelle von CLARKE U.A. [1990] sind als Mittelwerte für das gesamte Bauteil angegeben.

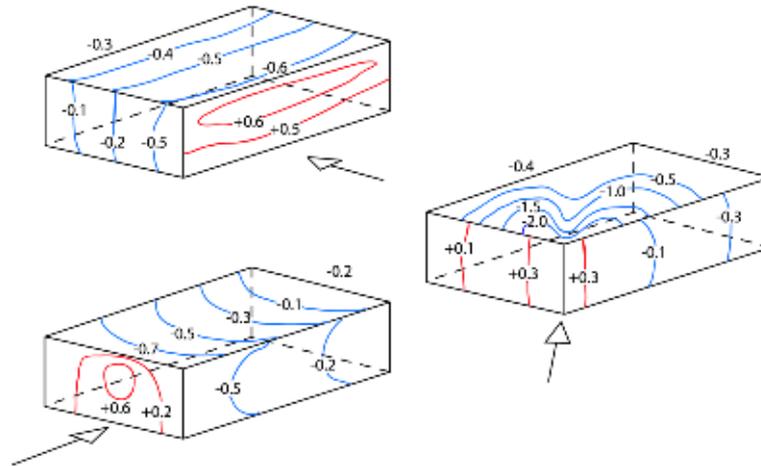


Abbildung 4.65: Verteilung der Druckkoeffizienten an einem quaderförmigen Gebäude nach DANIELS [1994]. Durch eine Veränderung der Windrichtung um 45 bzw. 90° verändern sich die Druckkoeffizienten und der Verlauf der Isobaren auf dem Gebäudekörper.

Mit Hilfe der Messdaten der Halle und den von CLARKE U.A. [1990] angegebenen Druckkoeffizienten wurde eine Abschätzung des windinduzierten Volumenstroms \dot{V}_{wind} vorgenommen. Die Tabelle gibt unterschiedliche Werte für Wände und Dächer an. Außerdem berücksichtigt sie verschiedene Längen-Breiten-Verhältnisse bei Wänden, die unterschiedlichen Dachneigungen sowie mehrere Expositionen des Gebäudes.

Während bei Windanströmung in Querachsenrichtung das Dach der Halle als Dach mit einer Neigung unter 10° angenommen werden konnte, war dies durch die Sheds bei Windanströmung in Richtung der Längsachse nicht zutreffend. Statt dessen wurden die Druckkoeffizienten für ein Dach mit mehr als 30° Neigung verwendet. Die Lage der Halle konnte durch die bepflanzte Böschung, die sich an drei Seiten der Halle befindet, als halbgeschützt angenommen werden

⁵⁾ Die Druckkoeffizienten werden bei DIETZE als Windwiderstandsbeiwerte C_w bezeichnet.

(Abbildung 4.66). Zusätzlich bietet der 1. BA der Halle bei nordwestlichen Winden Schutz vor Windangriff.

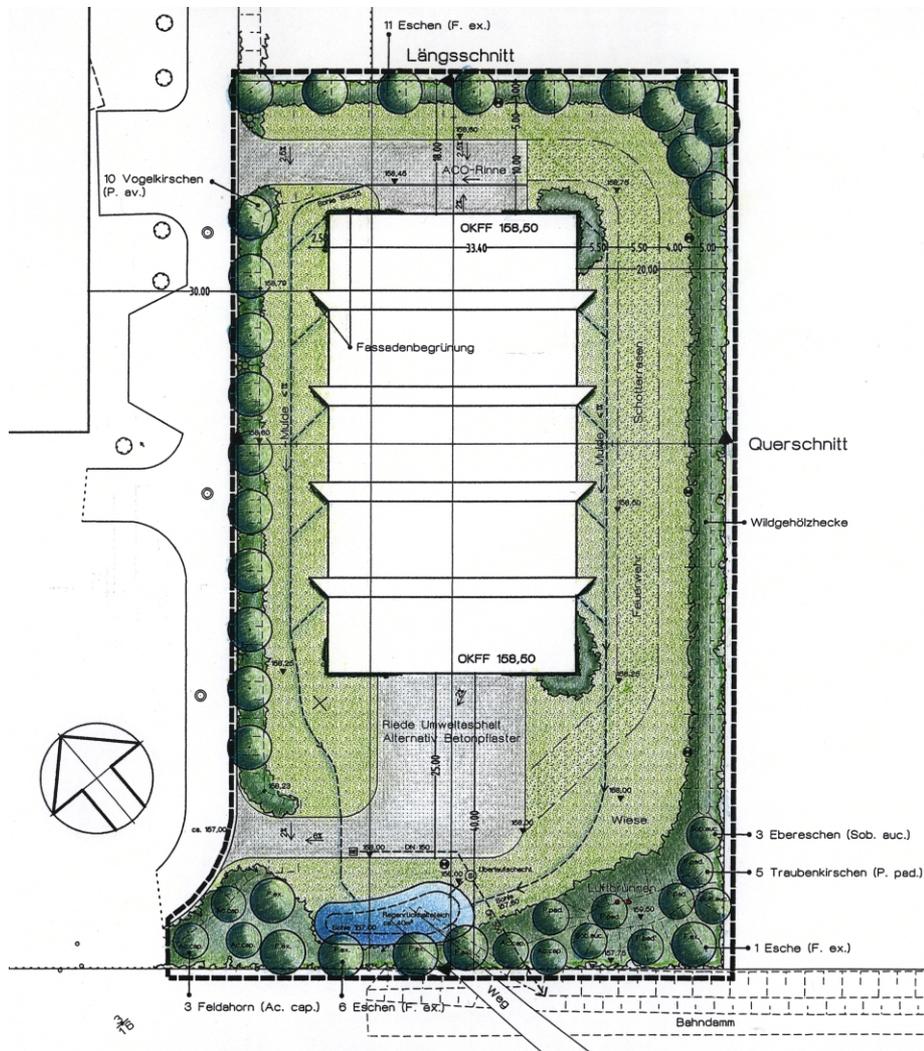


Abbildung 4.66: Ausschnitt aus dem Lageplan der Halle. Quelle: Sonnenmoser

Für die Ermittlung der Druckkoeffizienten C_p der Halle wurden folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Die Erker und die Sheds bleiben unberücksichtigt.
- Das Dach ist nordost-südwest-orientiert und hat eine Neigung von 9° .
- Die Böschung und der 1.BA sorgen für eine halbgeschützte Lage der Halle.

- Für die Längs- und die Querwände können die gleichen Druckkoeffizienten angenommen werden.

Die vorliegenden Druckkoeffizienten C_p gelten für Fassaden mit einem Längen-Höhen-Verhältnis von 2:1. Die Längswände haben jedoch ein Längen-Höhen-Verhältnis von 8,3:1 und die Querwände eins von 4,5:1. Ein Vergleich der Werte für den Druckkoeffizienten aus den genannten Quellen zeigt aber, dass diese C_p -Werte für eine Abschätzung verwendbar sind (Tabelle 4.23) [Dietze 1987, Daniels 1994, Clarke u. a. 1990]. In der Tabelle wurden die Werte für ein frei stehendes Gebäude aufgelistet, da DIETZE [1987] und DANIELS [1994] nur diesen Fall betrachten. Der Vorteil der Werte von CLARKE U. A. [1990] liegt in ihrer Variabilität gegenüber der Lage und dem Anströmwinkel, der in 22,5°-Schritten bezogen auf die Fassadennormale verändert wird. Größere Abweichungen zwischen den drei Quellen ergeben sich bei der windabgewandten Giebelseite.

	CLARKE	DIETZE	DANIELS
Längswand	-0,5	-0,4	-0,5
Giebelwand, Luv	0,5	0,9	0,6
Giebelwand, Lee	-0,7	-0,1	-0,2
Dach	-0,8	0 ... -0,7	-0,7

Tabelle 4.23: Vergleich der Druckkoeffizienten verschiedener Quellen für ein freistehendes Gebäude mit Flachdach und senkrecht angeströmter Giebelfassade [Dietze 1987, Daniels 1994, Clarke u. a. 1990]. Im Bereich der Giebelwände zeigen sich große Unterschiede in den Werten.

Ohne Berücksichtigung der Erker und Sheds reduziert sich die Anströmung der Fassade durch Symmetrieüberlegungen auf insgesamt 8 Fälle (Tabelle 4.25): Die Verhältnisse an der Halle sind bei Südwind identisch mit denen bei Nordwind, die bei Süd-Südwestwind sind identisch mit denen bei Nord-Nordostwind usw.. Für die Berechnung des windinduzierten Volumenstroms durch das Gebäude kann nach der Britischen Norm BS 5925 [1991, Table 11(a)] folgende Gleichung verwendet werden:

$$\dot{V}_{Wind} = C_d \cdot A \cdot v_{Wind} \cdot \sqrt{\Delta C_p} \quad (4.27)$$

$$\text{mit } \frac{1}{A^2} = \frac{1}{(\sum A_{Luv})^2} + \frac{1}{(\sum A_{Lee})^2}$$

mit

\dot{V}_{Wind}	Durch den Wind verursachter Volumenstrom durch das Gebäude [kg/s]
C_d	Durchflusskoeffizient [-]
A	effektive Öffnungsfläche [m ²]
A_{Luv}	Öffnungsfläche auf der Luv-Seite [m ²]
A_{Lee}	Öffnungsfläche auf der Lee-Seite [m ²]
v_{Wind}	Windgeschwindigkeit [m/s]
ΔC_p	Differenz der Druckkoeffizienten der Luv- und Leeseite [-]

In dieser Gleichung wird dabei von gegenüberliegenden Öffnungen ausgegangen, durch die der Volumenstrom \dot{V}_{Wind} strömt.

Befinden sich an dem angeströmten Gebäude auch Öffnungen in den seitlichen Fassadenflächen und/oder in der Dachfläche, müssen für diese Fälle ebenfalls die Differenzen der Druckkoeffizienten $C_{p,i}$ gebildet werden. Der windinduzierte Volumenstrom durch die Halle lässt sich mit dem Mittelwert aller Druckkoeffizienten $\overline{\Delta C_p}$ berechnen. Es gilt

$$\overline{\Delta C_p} = \sum (C_{p, Lee} - C_{p, i}) \quad (4.28)$$

Mit dieser Gleichung wurden in Tabelle 4.25 die Mittelwerte berechnet. Ein Vergleich der Werte für $\overline{\Delta C_p}$ zeigt, dass sich die acht Fälle auf fünf Fälle mit verschiedenen Mittelwerten für die Druckkoeffizienten $\overline{\Delta C_p}$ verringern lassen. Sehr geringe Differenzen weisen die Werte für die Windrichtungen Nordost und Südwest im Vergleich zu den Windrichtungen Nordwest und Südost auf. Sie betragen etwa 2,7%. Diese geringen Differenzen haben ihre Ursache in den unterschiedlichen Druckkoeffizienten C_p der Dachfläche bei diesen beiden Windrichtungen. Bei der Genauigkeit der C_p -Werte können beide Fälle durch ihren Mittelwert ersetzt werden, wodurch sich die Zahl der zu betrachtenden Fälle auf drei reduzieren lässt. Diese Fälle sind in Tabelle 4.26 aufgeführt.

Wind- richtung	C_p -Wert für Fassade				Dach- fläche	Mittel- wert $\overline{\Delta C_p}$
	NO-	SO-	SW-	NW-		
N, S	0,25	-0,8	-0,8	0,25	-0,7	0,76
N-NO, S-SW	0,375	-0,65	-0,75	-0,125	-0,75	0,94
NO, SW	0,5	-0,5	-0,7	-0,5	-0,8	1,13
O-NO, W-SW	0,25	-0,125	-0,75	-0,65	-0,75	0,94
O, W	-0,125	0,25	-0,8	-0,8	-0,7	0,76
O-SO, W-NW	-0,5	-0,375	-0,65	-0,75	-0,7	0,93
SO, NW	-0,65	0,5	-0,5	-0,7	-0,7	1,10
S-SO, N-NW	-0,8	0,375	-0,125	-0,75	-0,7	0,93

Tabelle 4.25: Relevante Windrichtungen und die sich daraus ergebenden Druckkoeffizienten C_p sowie der Mittelwerte der Differenzdruckkoeffizienten $\overline{\Delta C_p}$ für die Halle. Die acht betrachteten Windrichtungen führen zu fünf verschiedenen Mittelwerten der Differenzdruckkoeffizienten.

Windrichtung	$\overline{\Delta C_p}$
N, O, S, W	0,76
N-NO, O-NO, O-SO, S-SO, S-SW, W-SW, W-NW, N-NW	0,94
NO, SO, SW, NW	1,11

Tabelle 4.26: Zusammenfassung der Windrichtungen und der resultierenden gemittelten Differenzdruckkoeffizienten $\overline{\Delta C_p}$. Durch Mittelung der $\overline{\Delta C_p}$ -Werte 0,94 und 0,93 bzw. 1,13 und 1,10 aus Tabelle 4.25 lassen sich die notwendigen mittleren Differenzdruckkoeffizienten auf drei reduzieren.

4.5.2.3 Bestimmung des Leckagestroms (Lüftungszustand 1)

Bei diesem Lüftungszustand wird davon ausgegangen, dass sämtliche Gebäudeöffnungen verschlossen sind. Massenströme in die Halle hinein und aus ihr heraus sind daher nur durch die Leckagen in der Gebäudehülle möglich. Dieser Lüftungszustand entspricht damit den Bedingungen bei den Luftdichtheits-tests. Im Unterschied zum Luftdichtheitstest werden beim Lüftungszustand 1

die Leckagen sowohl von außen nach innen als auch umgekehrt durchströmt (Abbildung 4.67). Der Lüftungszustand 1 tritt zwar in der Praxis bei der Halle nicht auf, jedoch ist die Bestimmung der einwärts bzw. auswärts gerichteten Massenströme $\dot{m}_{Leck,ein}$ bzw. $\dot{m}_{Leck,aus}$ Grundlage für die Berechnung der Massenströme in den anderen Lüftungszuständen. Zum besseren Verständnis sind außerdem die Hallenhöhe H_{Halle} , die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ sowie die geodätischen Höhen der nach innen bzw. nach außen durchströmten Leckagen $H_{Leck,ein}$ und $H_{Leck,aus}$ eingezeichnet.

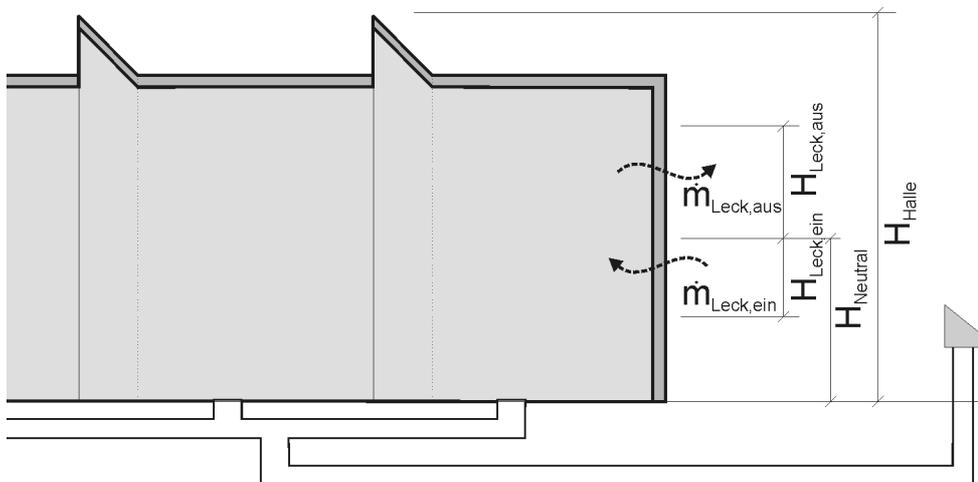


Abbildung 4.67: Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 1

Die Undichtigkeiten der Halle bestanden aus kleinen Rissen und Spalten wie der zweite Luftdichtheitstest nachwies. Die gefundenen Leckagen wiesen maximal eine Breite von etwa 10 mm auf. Leckagen besonders großer Breite waren an den Toren entdeckt worden. Das waren

- der nicht abgedichtete vertikale Anschluss des südwestlichen Tores an die Außenwand,
- die Dichtungselemente des oberen horizontalen Anschlusses beider Tore sowie
- Spalte zwischen den Torsegmenten und den seitlichen Führungsschienen beider Tore.

Die Breite der anderen nachgewiesenen Leckagen ließ sich nur ungenau bestimmen, da sie sich teilweise in der Konstruktion der Bauteile befanden, wie zum Beispiel bei den verklebten Stößen der OSB-Platten. Ihre Breite liegt in der Größenordnung von 1 mm .

Für Risse und Spalte mit einer Breite von weniger als 10 mm kann der Massenstrom durch die Leckagen \dot{m}_{LG} durch den empirischen Ansatz

$$\dot{m}_{LG} = C_c \cdot \Delta p^n \quad (4.29)$$

mit

\dot{m}_{LG} Massenstrom durch die Leckagen des Gebäudes [kg/s]

C_c Strömungskoeffizient [$\frac{kg}{s \cdot Pa^n}$]

Δp Druckdifferenz [Pa]

n Strömungsexponent [$-$]

[Santamouris 1998, BS 5925 1991, Baumgartner und Brunner 1997] bestimmt werden.

Der Strömungskoeffizient C_c ist eine Gebäudekonstante, die von der Art und Anzahl der Undichtigkeiten des Gebäudes abhängt. Der Strömungsexponent n ist ebenfalls eine Gebäudekonstante, deren Wert von der Strömungsart in den Leckagen abhängt. Bei einer turbulenten Strömung in einer Leckage gilt $n = 0,5$, für eine laminare Strömung $n = 1$. Durch die Vielzahl der Leckagen mit unterschiedlichen Strömungsverhältnissen stellt sich für das gesamte Gebäude ein Strömungsexponent von $0,5 \leq n \leq 1$ ein. Daher stellt der Massenstrom durch die Leckagen \dot{m}_{LG} eine vom Differenzdruck Δp abhängige Gebäudekennzahl dar, die zum Beispiel durch die Messung der Luftdichtheit bestimmt werden kann.

Die Abhängigkeit des Massenstroms vom Strömungsexponenten lässt sich durch die Betrachtung des relative Massenstroms \dot{m}_{rel} zeigen. Er kann nach Gleichung 4.29 als Funktion von n durch

$$\dot{m}_{rel}(n) = \frac{\dot{m}(n)}{\dot{m}(n=1)}$$

$$= (\Delta p)^{-(1-n)} \quad \text{mit } 0,5 \leq n \leq 1 \quad (4.30)$$

ausgedrückt werden. Durch die Variation des Strömungsexponenten n zwischen 0,5 und 1 verändert sich der Massenstrom bei einer Druckdifferenz von $50 Pa$ um mehr als das Fünffache (Abbildung 4.68). Bei $\Delta p = 5 Pa$, was den in der Halle zu erwartenden Drücken durch den thermischen Auftrieb und den Windangriff am Gebäude entspricht, beträgt die Veränderung noch mehr als das Doppelte. Eine möglichst genaue Abschätzung des Strömungsexponenten n ist daher Voraussetzung für die Berechnungen der Luftwechselrate sowie der Massenströme in der Halle. Für eine genaue Bestimmung des Strömungskoeffizienten und des Strömungsexponenten können die Messwerte des zweiten Luftdichtheitstests herangezogen werden.

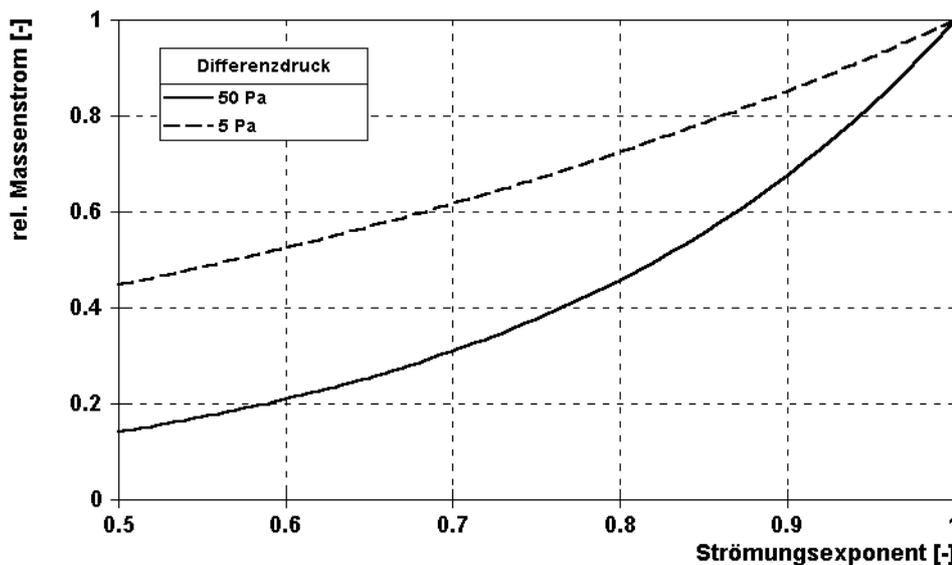


Abbildung 4.68: Abhängigkeit des relativen Massenstroms \dot{m}_{rel} vom Strömungsexponenten n bei einer Druckdifferenz von $\Delta p = 50 Pa$ und $\Delta p = 5 Pa$. Die in der Halle auftretenden Drücke durch den thermischen Auftrieb und den Windangriff liegen in der Größenordnung von $\Delta p = 5 Pa$.

Obwohl als Ergebnis der Luftdichtheitstests der Luftwechsel bei einem Differenzdruck von $50 Pa$ als sogenannter n_{50} -Wert angegeben wird, werden während des Tests auch für andere Druckdifferenzen die Volumenströme bestimmt. In der Halle wurden zwei Testreihen durchgeführt, um die Leckagerate der

geschlossenen Tore bestimmen zu können [Hall und Hauser 2000]. Die erste Testreihe entsprach einem üblichen Luftdichtheitstest mit Messungen der Volumenströme für Unter- bzw. Überdruck. Die beiden Hallentore waren luftdicht abgeklebt. Bei der zweiten Testreihe wurden die Leckageströme der Halle bei Unterdruck und nicht abgeklebten Toren ermittelt. Die gemessenen Volumenströme haben eine Genauigkeit von $\pm 5\%$ (Tabelle 4.28). Die Außentemperatur betrug 18°C und die mittlere Hallentemperatur 23°C .

Differenzdruck Δp [Pa]	Hallentore nicht abgedichtet	
	Volumenstrom \dot{V}_{LG} [m ³ /h]	Massenstrom \dot{m}_{LG} [kg/s]
35	12.197	4,0
40	13.482	4,5
45	14.825	4,9
50	15.779	5,2
55	16.540	5,5

Tabelle 4.28: Ergebnisse des Luftdichtheitstests [Hall und Hauser 2000] und daraus berechneter Massenstrom durch die Leckagen

Mit den Massenströmen \dot{m}_{LG} und den verschiedenen Differenzdrücken Δp lässt sich ein Gleichungssystem mit fünf Gleichungen entsprechend Gleichung 4.29 aufstellen und lösen. Damit ergibt sich für den Strömungskoeffizient C_c , den Strömungsexponenten n und den Massenstrom durch die Leckagen \dot{m}_{LG} :

$$C_c = 0,336 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{Pa}^{0,7}} \quad (4.31)$$

$$n = 0,7 \quad (4.32)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{LG} = 0,336 \cdot \Delta p^{0,7} \text{ Pa} \quad (4.33)$$

Bei gegebenem Differenzdruck strömt daher ein konstanter Massenstrom \dot{m}_{LG} durch die Leckagen, der sich aus dem einströmenden Massenstrom $\dot{m}_{Leck, \text{ein}}$ und dem ausströmenden Massenstrom $\dot{m}_{Leck, \text{aus}}$ zusammensetzt. Die Strö-

mungsrichtung ist bei dieser allgemeingültigen Beziehung unerheblich:

$$\dot{m}_{LG} = |\dot{m}_{Leck, ein}| + |\dot{m}_{Leck, aus}| \quad (4.34)$$

$$\Rightarrow |\dot{m}_{Leck, ein}| = \dot{m}_{LG} - |\dot{m}_{Leck, aus}| \quad (4.35)$$

$$\Rightarrow |\dot{m}_{Leck, aus}| = \dot{m}_{LG} - |\dot{m}_{Leck, ein}| \quad (4.36)$$

mit

$\dot{m}_{Leck, ein}$ Durch die Leckagen in die Halle einströmender Massenstrom [kg/s]

$\dot{m}_{Leck, aus}$ Durch die Leckagen aus der Halle ausströmender Massenstrom [kg/s]

Die Betragsstriche dienen an dieser Stelle nur zur Abgrenzung gegenüber der Vorzeichenkonvention aus Gleichung 4.13, bei der einströmende Massenströme im Allgemeinen ein negatives Vorzeichen erhalten. Im Weiteren werden die Gleichungen 4.34, 4.35 und 4.36 ohne Betragsstriche verwendet.

Da beim Lüftungszustand 1 Massenströme nur durch die Leckagen aus- und einströmen können, ergibt sich aus Gleichung 4.13, dass der einströmende Massenstrom dem ausströmenden entsprechen muss und daher

$$\dot{m}_{Leck, ein} = \dot{m}_{Leck, aus} \quad (4.37)$$

gilt. Für den Leckagestrom gilt durch Anwendung von Gleichung 4.34 und 4.37 deshalb

$$\begin{aligned} \dot{m}_{LG} &= |\dot{m}_{Leck, ein}| + |\dot{m}_{Leck, aus}| \\ &= 2 \cdot |\dot{m}_{Leck, ein}| \end{aligned} \quad (4.38)$$

$$= 2 \cdot |\dot{m}_{Leck, aus}| \quad (4.39)$$

$$= 0,336 \cdot \Delta p^{0,7} \text{ kg/s} \quad (4.40)$$

4.5.2.3.1 Berechnung des Fugenluftwechsels unter Wirkung des thermischen Auftriebs Die Leckagen der Halle befanden sich nach den Untersuchungen während des Luftdichtheitstests im wesentlichen in

- den Außenwänden,

- den Anschlüssen an das Dach, die Bodenplatte, die Fenster, Türen und Tore sowie
- den Dichtungen in den Falzen der Fenster und Türen.

Die zweite Messung der Luftdichtheit ergab, dass die Leckagen relativ homogen über die gesamte Höhe der Halle verteilt sind [Hall und Hauser 2000], was durch die Beschreibung der Leckagen der Tore im vorigen Abschnitt gestützt wird. Unter dieser Annahme kann für die geodätische Höhe $H = \frac{1}{2} \cdot H_{Halle}$ angesetzt werden. Es gilt entsprechend Gleichung 4.14 und 4.29

$$\begin{aligned} \dot{m}_{LG} &= C_c \cdot \Delta p_{Auftrieb}^n \\ &= 0,336 \cdot (\rho_0 \cdot g \cdot T_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot H_{Halle})^{0,7} \cdot \left(\frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \right)^{0,7} \end{aligned} \quad (4.41)$$

$$= 290,2 \cdot \left(\frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \right)^{0,7} \quad (4.42)$$

Bei einer durchschnittlichen Innentemperatur im gesamten Hallenvolumen von $22,3^\circ C$ während der Heizzeit im Jahr 2001 und einer Außentemperatur von $6,6^\circ C$ ergeben sich unter Anwendung der Gleichungen 4.17 und 4.29 die in Tabelle 4.30 wiedergegebenen Massen- und Volumenströme und der sich daraus ergebene Fugenluftwechsel. Die gemessene mittlere Außentemperatur während der Heizzeit entspricht in etwa der mittleren Außentemperatur der letzten Jahre [VDI 3807 1994].

Außentemperatur \bar{T}_a	[K]	280
Innentemperatur \bar{T}_{Halle}	[K]	296
Thermischer Auftrieb $\Delta p_{Auftrieb}$	[Pa]	2,4
Massenstrom \dot{m}_{LG} durch die Leckagen	[kg/s]	0,72
Volumenstrom \dot{V}_{LG} durch die Leckagen	[m ³ /h]	2.100
Fugenluftwechsel	[h ⁻¹]	0,14

Tabelle 4.30: In der Heizzeit durchschnittlich auftretender Fugenluftwechsel ohne Berücksichtigung des Windangriffs

Die Halle erreicht damit einen Fugenluftwechsel von ca. $0,14 h^{-1}$. Er liegt damit fast dreimal so hoch wie in der Planungsphase gefordert. Die Luftwech-

selrate der Halle könnte durch Abdichtungsmaßnahmen, die nach dem zweiten Luftdichtheitstest noch durchgeführt wurden, etwas niedriger liegen. Da ihre Wirksamkeit nicht geprüft wurde, wird im weiteren ein Fugenluftwechsel von $0,14 h^{-1}$ für die Halle angenommen.

Da die Halle eine fast $8 K$ höhere Lufttemperatur aufwies als in der Planung angesetzt war, entstand in der Halle ein entsprechend größerer thermischer Auftrieb, der einen größeren Fugenluftwechsel erzeugte. Die höheren Lufttemperaturen sind jedoch nicht allein für den höheren Fugenluftwechsel verantwortlich. Um den geforderten Luftwechsel von $0,05 h^{-1}$ zu erreichen, müsste die durchschnittliche Temperatur in der Halle auf $10,5^{\circ}C$ abgesenkt werden. In der Planungsphase war ein Temperaturniveau von $15^{\circ}C$ für den *Aufenthaltsbereich* geplant. Die mittlere Temperatur der gesamten Halle würde noch etwas höher liegen, da die Temperatur im oberen Bereich ansteigt. Bei einer angenommenen mittleren Hallentemperatur von $16^{\circ}C$ würde die Luftwechselrate etwa $0,09 h^{-1}$ betragen und damit einen um 80% höheren Luftwechsel aufweisen als geplant war.

4.5.2.3.2 Der Fugenluftwechsel der Halle unter Berücksichtigung des Windangriffs Mit den Gleichungen 4.33 und 4.17 ergibt sich unter ausschließlicher Betrachtung des Winddrucks

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Leck} &= C_c \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_p \cdot v_{Wind}^2 \right)^n \\ &= 0,336 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_p \cdot v_{Wind}^2 \right)^{0,7} \end{aligned} \quad (4.43)$$

Mit den Ergebnissen aus Tabelle 4.26 sowie den mittleren Windgeschwindigkeiten aus den Messungen vor Ort kann der Winddruck Δp_{Wind} , der am Gebäude angreift, bestimmt werden. Massen- und Volumenstrom sowie windinduzierter Fugenluftwechsel lassen sich anschließend aus dem Winddruck errechnen (Tabelle 4.31).

Je nach Windrichtung ergibt sich ein Winddruck, der geringer, in etwa gleichgroß bzw. größer als der thermischen Auftrieb aus Tabelle 4.30 ist. Das gleiche gilt für den Vergleich der Massen- und Volumenströme sowie der Luftwechselrate.

Durch Anwendung von Gleichung 4.26 lässt sich für diese drei verschiedenen

		Windrichtung		
		N, O, S, W	N-NO,O-NO, O-SO, S-SO, S-SW, W-SW, W-NW, N-NW	NO, SO, SW, NW
Mittlere Windgeschwindigkeit \bar{v}_{Wind}	$[m/s]$	1,4	1,7	2,4
Differenzdruckkoeffizient ΔC_p	$[-]$	0,76	0,94	1,11
Winddruck Δp_{Wind}	$[Pa]$	0,9	1,8	4,0
Massenstrom durch die Leckagen $\dot{m}_{Leck, Wind}$	$[kg/s]$	0,31	0,5	0,89
Volumenstrom durch die Leckagen $\dot{V}_{Leck, Wind}$	$[m^3/h]$	900	1.400	2.500
Luftwechselrate	$[h^{-1}]$	0,06	0,09	0,16

Tabelle 4.31: Windgeschwindigkeiten und daraus resultierender Luftwechsel am Standort. Der Winddruck ist von der Größenordnung her gesehen mit dem thermischen Auftrieb vergleichbar.

Gruppen von Windrichtungen die Grenzggeschwindigkeit $v_{Wind, Grenz}$ berechnen (Tabelle 4.32), ab der der windinduzierte Leakagestrom größer als der des thermischen Auftriebs wird.

Mit diesen Werten wurden aus den Datensätzen diejenigen selektiert, bei denen während der Heizzeit die Windgeschwindigkeit größer als die Grenzggeschwindigkeit war. Für diese Datensätze wurde der windinduzierte Fugenluftwechsel berechnet. Für alle anderen Datensätze der Heizzeit wird der Fugenluftwechsel aus dem thermischen Auftrieb bestimmt, wobei sowohl die gemessene mittlere Hallentemperatur von $22,6^{\circ}C$ als auch die mittlere Hallentemperatur aus der Planung mit $16^{\circ}C$ angesetzt wird.

Durch die Mittelung aller Datensätze der Heizzeit ergibt sich der Fugenwechsel der Halle. Er ist abhängig von der mittleren Hallentemperatur. Die Berechnungen des Fugenluftwechsels lassen sich wie folgt zusammenfassen:

		Windrichtung		
		N, O, S, W	N-NO, O-NO, O-SO, S-SO, S-SW, W-SW, W-NW, N-NW	NO, SO, SW, NW
$v_{Wind, Grenz}$	[m/s]	2,5	2,2	2,1
Häufigkeit des Fugenluftwechsels durch Windangriff	[%]	2	15	20

Tabelle 4.32: Grenzgeschwindigkeiten für die verschiedenen Windrichtungen und Häufigkeit des windinduzierten Fugenluftwechsels während der Heizzeit

- Für die genutzte Halle mit einer Innentemperatur von $22,6^{\circ}C$ ergibt sich ein Fugenluftwechsel während der Heizzeit von $0,14 h^{-1}$.
- Bei einer Hallentemperatur von $16^{\circ}C$ würde der Fugenluftwechsel $0,1 h^{-1}$ betragen.
- Auch in dem Zustand mit der verbesserten Luftdichtheit überschreitet die Gebäudehülle bzgl. des Fugenluftwechsels die an sie gestellten Anforderungen um 200%, wenn eine mittlere Hallentemperatur von $16^{\circ}C$ angenommen wird.
- Bei den tatsächlich herrschenden Hallentemperaturen steigt der Fugenluftwechsel um 280% des Planungswertes.

4.5.2.4 Allgemeiner Ansatz für die neutrale Höhe

Die Kenntnis der neutralen Höhe $H_{neutral}$ ist für die weiteren Untersuchungen von Bedeutung, um den thermischen Auftrieb und damit die Massenströme durch die AWT, die RWA-Klappen und die Tore berechnen zu können. Sind diese Massenströme bekannt, kann daraus ein Modell der in der Halle entstehenden Strömungen und ihrer Luftwechselrate abgeleitet werden. Aus Gleichung 4.13 folgt

$$\sum_j \dot{m}_{j, ein} = \sum_j \dot{m}_{j, aus}$$

$$\begin{aligned}
\Rightarrow \quad & \dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Tor, ein} + \dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein} + \dot{m}_{Leck, ein} \\
& = \dot{m}_{Tor, aus} + \dot{m}_{RWA, aus} + \dot{m}_{AWT, aus} + \dot{m}_{Leck, aus}
\end{aligned} \tag{4.44}$$

Durch Einsetzen von Gleichung 4.34, 4.35 und 4.36 ergibt sich bei *Windstille*

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{Leck, aus} = \frac{1}{2} \cdot & \left(\dot{m}_{LG} + \dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Tor, ein} + \dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein} \right. \\
& \left. - (\dot{m}_{Tor, aus} + \dot{m}_{RWA, aus} + \dot{m}_{AWT, aus}) \right)
\end{aligned} \tag{4.45}$$

Unter Voraussetzung einer homogenen Verteilung der Leckagen über die Höhe der Außenwände kann die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ aus dem Verhältnis des Massenstroms durch die Leckagen und dem aus der Halle strömenden Leckagestrom $\frac{\dot{m}_{LG}}{\dot{m}_{Leck, aus}}$ berechnet werden. Aus dem zweiten Luftdichtheits-test ist bekannt, dass sich die Leckagen der Halle in den Bereichen der Tore, der Fenster sowie im Dach-Wand-Anschluss befinden. Daher kann in erster Näherung von einer homogenen Verteilung der Leckagen über die Hallenhöhe ausgegangen werden.

Dann gilt mit Gleichung 4.33 und 4.17 die Beziehung

$$\begin{aligned}
\frac{\dot{m}_{LG}}{\dot{m}_{Leck, aus}} &= \left(\frac{H_{Halle}}{2} \right)^{0,7} \\
&= \left(\frac{H_{Halle}}{\frac{1}{2} \cdot (H_{Halle} - H_{Neutral})} \right)^{0,7} \\
\Rightarrow H_{Neutral} &= H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{\dot{m}_{Leck, aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right]
\end{aligned} \tag{4.46}$$

Unter Anwendung von Gleichung 4.44 und 4.35 auf Gleichung 4.46 ergibt sich für die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$:

$$\begin{aligned}
H_{Neutral} = H_{Halle} \cdot & \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Tor, ein} + \dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein}}{\dot{m}_{LG}} \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{Tor, aus} + \dot{m}_{RWA, aus} + \dot{m}_{AWT, aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right]
\end{aligned} \tag{4.47}$$

Mit dieser Gleichung kann die Höhe der neutralen Schicht für alle Lüftungszustände bestimmt werden.

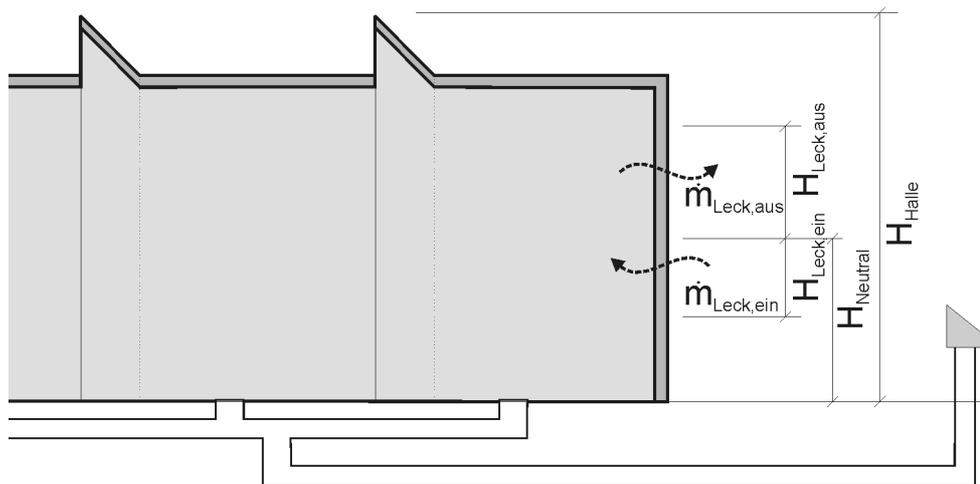


Abbildung 4.69: Zusammenhang zwischen der geodätischen Höhe der nach außen durchströmten Leckagen $H_{Leck,aus}$, der Hallenhöhe H_{Halle} und der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$

4.5.2.5 Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der EWT (Lüftungszustand 2)

Dieser Lüftungszustand tritt auf, wenn die Tore, die RWA-Klappen und die AWT-Jalousie geschlossen sind. Durch die EWT, die die am tiefsten gelegenen Gebäudeöffnungen der Halle darstellen, verändert sich gegenüber dem Lüftungszustand 1 das Strömungsbild in der Halle geringfügig (Abbildung 4.70). Ein Teil der einströmenden Luft kommt aus den EWT, der restliche Teil dringt durch die am niedrigsten gelegenen Leckagen, die sich vorwiegend an den beiden Hallentoren befinden, von außen in die Halle ein.

Dieser Lüftungszustand kommt vorwiegend in den Winternächten vor. Tagsüber tritt er sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit selten auf. Durch die Hallennutzung in der Zeit von 6 bis 21 Uhr überwiegen die gestörten Lüftungszustände. Die Ursache der Störungen liegt vorwiegend im Öffnen der Tore.

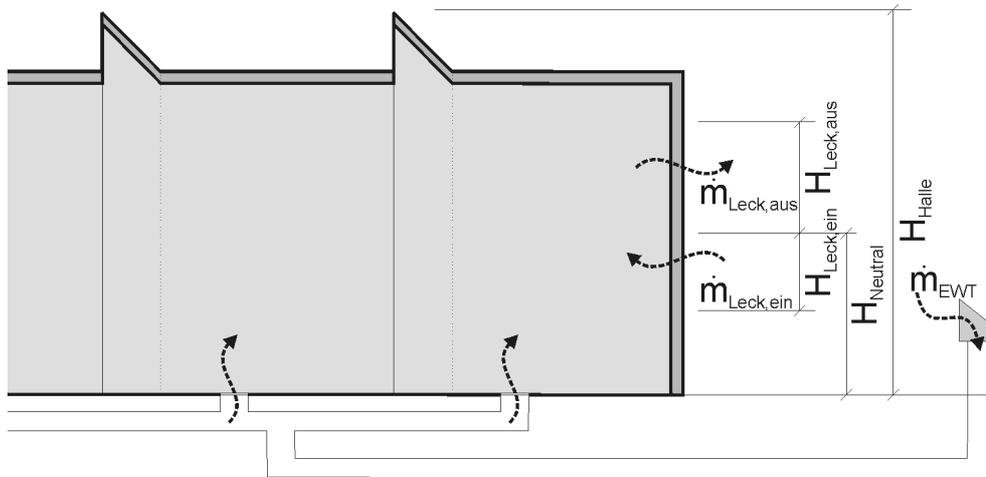


Abbildung 4.70: Prinzipskizze des Lüftungszustands 2

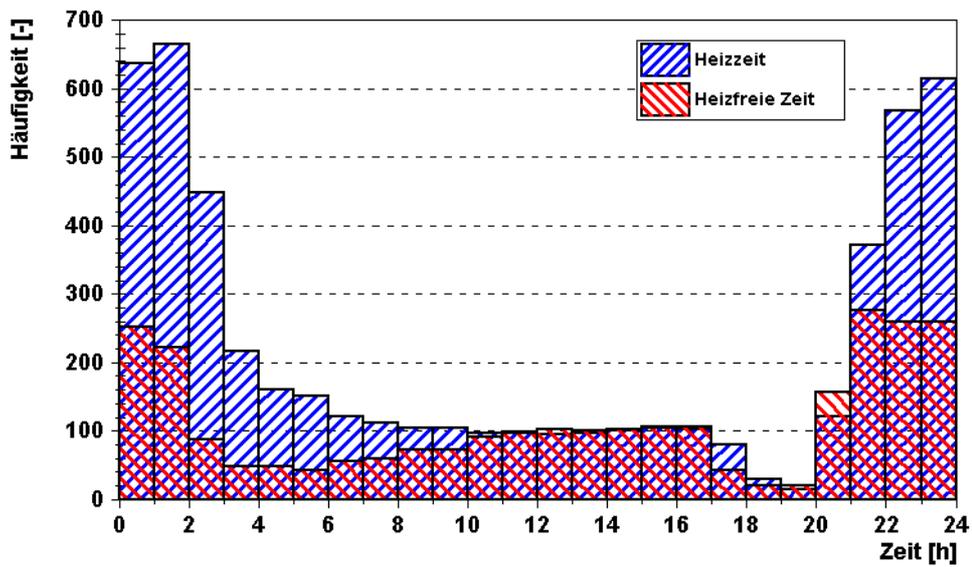


Abbildung 4.71: Auftreten des Lüftungszustands 2 differenziert nach den Tageszeiten

Gleichung 4.13 reduziert sich für den Lüftungszustand 2 auf

$$\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Leck,ein} = \dot{m}_{Leck,aus} \quad (4.48)$$

mit

\dot{m}_{EWT} Massenstrom durch die EWT kg/s

und

$\dot{m}_{Leck, ein}$	Durch die Leckagen in das Gebäude einströmender Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{Leck, aus}$	Durch die Leckagen aus dem Gebäude strömender Massenstrom [kg/s]

Aus geometrischen Überlegungen kann der im Lüftungszustand 2 auftretende ausströmende Leckagestrom $\dot{m}_{Leck, aus}$ doppelt so groß werden wie im Lüftungszustand 1. Dies ist der Fall, wenn der einströmende Leckagestrom $\dot{m}_{Leck, ein} = 0$ ist und damit sämtliche Leckagen von innen nach außen durchströmt werden. Mit Gleichung 4.40 ergibt sich aus Gleichung 4.48

$$\dot{m}_{EWT} = \dot{m}_{LG} - 2 \cdot \dot{m}_{Leck, ein} \quad (4.49)$$

Das Einströmen von Luft durch die Leckagen kann demnach verhindert werden, indem der Zuluftstrom durch die EWT doppelt so hoch ist wie der durch die Leckagen entweichenden Luftstrom.

Durch Einsetzen der Gleichungen 4.35 und 4.36 in Gleichung 4.48 lassen sich der ein- und der ausströmende Leckagestrom $\dot{m}_{Leck, ein}$ und $\dot{m}_{Leck, aus}$ berechnen:

$$\dot{m}_{Leck, ein} = \frac{1}{2} \cdot (\dot{m}_{Leck} - \dot{m}_{EWT}) \quad (4.50)$$

für den thermischen Auftrieb :

$$= \frac{0,336}{2} \cdot \left[\left(g \cdot T_0 \cdot \rho_0 \cdot \frac{H_{Halle}}{2} \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \right)^{\frac{10}{7}} - \dot{m}_{EWT} \right] \quad (4.51)$$

für den Windangriff :

$$= \frac{0,336}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_p \cdot v_{Wind}^2 \right)^{\frac{10}{7}} - \dot{m}_{EWT} \right] \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{Leck, aus} = \frac{1}{2} \cdot (\dot{m}_{Leck} + \dot{m}_{EWT}) \quad (4.53)$$

für den thermischen Auftrieb :

$$= \frac{0,336}{2} \cdot \left[\left(g \cdot T_0 \cdot \rho_0 \cdot \frac{H_{Halle}}{2} \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot \bar{T}_i} \right)^{\frac{10}{7}} + \dot{m}_{EWT} \right] \quad (4.54)$$

für den Windangriff :

$$= \frac{0,336}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot C_p \cdot v_{Wind}^2 \right)^{\frac{10}{7}} + \dot{m}_{EWT} \right] \quad (4.55)$$

In der Planung wurde davon ausgegangen, dass der Massenstrom durch die EWT \dot{m}_{EWT} das Einströmen von Außenluft durch die Leckagen $\dot{m}_{Leck, ein}$ unterdrücken kann. Dadurch würde ausschließlich durch die EWT vorkonditionierte Luft in die Halle gelangen und so ihr Lüftungswärmeverbrauch Q_L verringert werden. Im Sommer würde nur vorgekühlte Luft in die Halle strömen, wodurch der thermische Komfort gesteigert würde. Diese Annahme trifft jedoch nicht zu.

Die Untersuchungen zeigen, dass der in der Halle entstehende thermische Auftrieb den Abluftmassenstrom aus der Halle herausdrückt und einen entsprechenden Massenstrom in die Halle hineinsaugt. Der Unterdruck besteht in dem Teil der Halle, der *unterhalb* der Höhe der neutralen Schicht liegt (vgl. Abbildung 4.62 auf Seite 166).

Daraus folgt:

- ▶ Solange in der Gebäudehülle *unterhalb* der Höhe der neutralen Schicht Leckagen bestehen, wird durch sie Außenluft in die Halle gesogen.
- ▶ Die Größe des einströmenden Leckagestroms $\dot{m}_{Leck, ein}$ hängt vom Verhältnis des Strömungswiderstands der Leckagen zu dem der EWT ab. Je größer dieses Verhältnis wird, desto kleiner wird der einströmende Leckagestrom und desto niedriger ist die Höhe der neutralen Schicht.
- ▶ Daher gibt die Kenntnis der Höhe der neutralen Schicht bei den behandelten Lüftungszuständen Auskunft darüber, wieweit sich bei ihnen der einströmende Leckagestrom in der Praxis unterdrücken ließ.
- ▶ Für eine sichere Unterdrückung eines einströmenden Leckagestroms müsste die Zuluft aus den EWT mit Überdruck in die Halle gelangen, wofür der Einsatz der Ventilatoren notwendig wäre.

Für den Lüftungszustand 2 ergibt sich aus Gleichung 4.50 und $\dot{m}_{Leck, ein} = 0$

$$\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}} = 1 \quad (4.56)$$

Dabei wurde zwischen der Heizzeit und der heizfreien Zeit differenziert (Abbildung 4.72).

In der heizfreien Zeit ist die Bedingung aus Gleichung 4.56 seltener als in der Heizzeit erfüllt. Außerdem zeigt die Verteilung in der heizfreien Zeit eine geringere Varianz als in der Heizzeit. Für beide Zeiten existieren auch Massenstromverhältnisse $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}} > 1$, die nach Gleichung 4.56 nicht vorkommen dürfen. Diese Werte sind wahrscheinlich auf geöffnete Fenster oder Türen, die von der Messwerterfassungsanlage nicht registriert werden bzw. auf Messfehler bei der Bestimmung des Massenstroms durch die EWT zurückzuführen. Im Durchschnitt liegt das Massenstromverhältnis $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ in der heizfreien Zeit bei 0,87, der häufigste Wert bei 0,85. In der Heizzeit beträgt das durchschnittliche Massenstromverhältnis 0,95, während der häufigste Wert ebenfalls bei 0,85 liegt. Der durch die Leckagen in die Halle einströmende Leckagestrom $\dot{m}_{Leck, ein}$ ist daher klein im Vergleich zum Massenstrom durch die EWT.

Aus dem Massenstromverhältnis lässt sich jedoch über die Höhe der neutralen Schicht keine Aussage treffen. Die homogen über die Außenwände verteilten Leckagen führen dazu, dass die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ identisch ist mit der Höhe der einwärts durchströmten Fläche der Wände. Für die Höhe des auswärts durchströmten Fläche ergibt sich demnach $H_{Halle} - H_{Neutral}$. Die Kenntnis von $H_{Neutral}$ ergibt damit die Möglichkeit $\dot{m}_{Leck, ein}$ und $\dot{m}_{Leck, aus}$ zu berechnen. Die dafür notwendigen *geodätischen Höhen* $H_{Leck, ein}$ und $H_{Leck, aus}$ sind dabei als Mittelwerte der Höhe aller Flächenelemente zu verstehen (Abbildung 4.70). Da die Tore, die RWA-Klappen und die AWT-Jalousie geschlossen sind, folgt

$$\dot{m}_{Tor, ein} = \dot{m}_{RWA, ein} = \dot{m}_{AWT, ein} = \dot{m}_{Tor, aus} = \dot{m}_{RWA, aus} = \dot{m}_{AWT, aus} = 0$$

und damit ergibt sich die Höhe der neutralen Schicht des Lüftungszustands 2 nach Gleichung 4.47 zu

$$\Rightarrow H_{Neutral} = \frac{1}{2} \cdot H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right] \quad (4.57)$$

Mit Gleichung 4.57 lässt sich die Häufigkeitsverteilung der neutralen Schicht berechnen. Aus ihr lässt sich entnehmen, bis zu welcher Höhe Außenluft durch

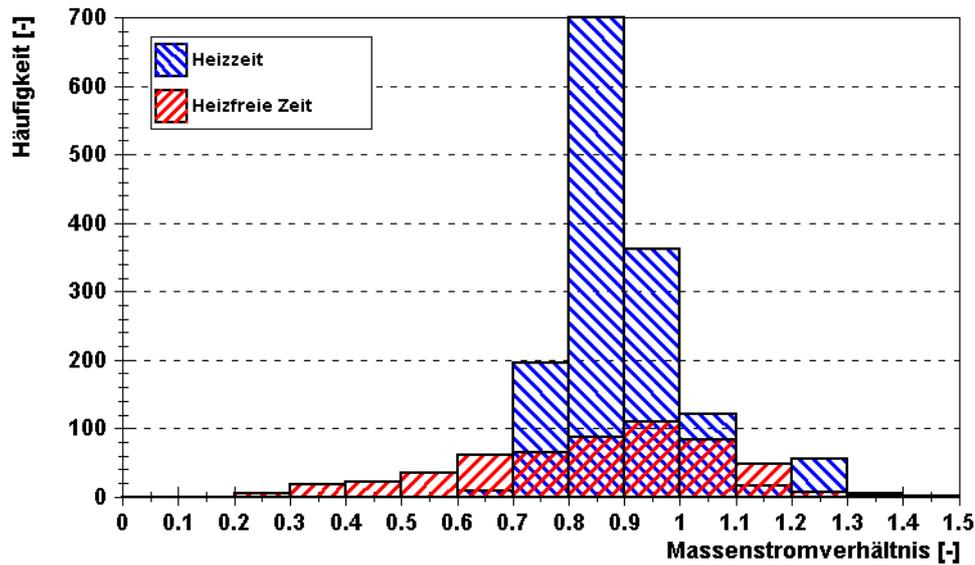


Abbildung 4.72: Häufigkeitsverteilung des Massenstromverhältnisses $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ für den Lüftungszustand 2. Die Datensätze mit $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}} > 1$ sind wahrscheinlich auf Messfehler oder geöffnete Fenster zurückzuführen. In der Heizzeit liegt das Massenstromverhältnis bei durchschnittlich 0,95. Der durch die Leckagen einströmende Massenstrom beträgt ungefähr 5%. In der heizfreien Zeit gelangen etwa 13% des einströmenden Massenstroms durch die Leckagen in die Halle. Das Massenstromverhältnis beträgt durchschnittlich etwa 0,87.

die Leckagen in die Halle eindringt. Die Häufigkeitsverteilungen wurden für die Heizzeit und die heizfreie Zeit getrennt erstellt (Abbildung 4.73).

In der Heizzeit ergibt sich ein ausgeprägtes Häufigkeitsmaximum bei einer Höhe von 0,45 m. Während der heizfreien Zeit tritt ein derart ausgeprägtes Maximum nicht auf. Die Verteilung variiert stärker mit der Höhe. Der häufigste Wert liegt bei 0,05 m, der Durchschnitt beträgt jedoch 0,76 m und ist damit fast doppelt so hoch wie der Durchschnittswert der Heizzeit, der 0,43 m beträgt. Die Form der Verteilung in der heizfreien Zeit ist darauf zurückzuführen, dass im Sommer die Außentemperatur teilweise höher als die Hallentemperatur ist, wodurch der thermische Auftrieb zum Erliegen kommt.

Sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit war eine einwärtsgerichtete Durchströmung der Außenwände vorhanden. Sie konnte nicht, wie in der Planung angenommen, durch den Volumenstrom aus den EWT unter-

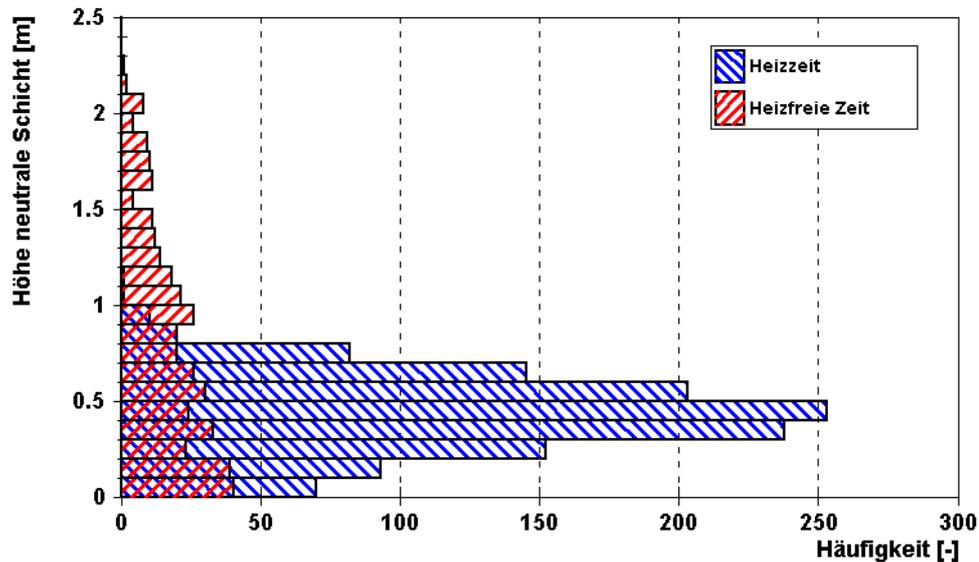


Abbildung 4.73: Häufigkeitsverteilung der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ in der Halle für den Lüftungszustand 2. Die Häufigkeitsverteilung der Heizzeit wies einen Durchschnitt bei $H_{Neutral} = 0,43\text{ m}$ auf, wobei Höhen der neutralen Schicht von bis zu $2,20\text{ m}$ auftraten. In der heizfreien Zeit lagen die Höhen der neutralen Schicht durchschnittlich bei $0,76\text{ m}$.

drückt werden, fiel jedoch geringer aus als im Lüftungszustand 1. Bei der festgestellten Höhe der neutralen Schicht ist davon auszugehen, dass Arbeitsplätze in unmittelbarer Nähe der Außenwände ihre Frischluft zum Teil durch die Leckagen bezogen. Zugserscheinungen könnten vorkommen, wurden aber in den Befragungen nach dem zusätzlichen Abdichten der Halle im Sommer 2000 von den Beschäftigten mit Ausnahme der Bereiche unmittelbar vor den Toren nicht mehr genannt.

Aus der Kenntnis der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ lässt sich der auswärts gerichtete Leckagestrom $\dot{m}_{Leck,aus}$ und durch Anwendung von Gleichung 4.13 der Lüftungsvolumenstrom der Halle für diesen Lüftungszustand berechnen (Abbildung 4.74).

Daraus ergibt sich unmittelbar die Luftwechselrate der Halle für diesen Lüftungszustand:

- In der Heizzeit zeigt sich ein indifferentes Bild für die Luftwechselrate. Der häufigste Wert betrug $0,17\text{ h}^{-1}$, was einem Volumenstrom von etwa

$2.700 \text{ m}^3/h$ entspricht. Es gab jedoch ein weiteres Maximum bei einer Luftwechselrate von $0,09 \text{ h}^{-1}$. Die Form der Verteilung deutet auf einen weiteren Lüftungszustand hin, der zum Beispiel durch geöffnete Fenster entstehen könnte, wie die Auswertung der Massenstromverhältnisses ebenfalls vermuten ließ (vgl. Abbildung 4.72). Der Mittelwert der Luftwechselrate beträgt $0,14 \text{ h}^{-1}$.

- Die Luftwechselraten der heizfreien Zeit sind etwa halb so groß wie die in der Heizzeit. Ihre Häufigkeitsverteilung zeigt im Gegensatz zu den Luftwechselraten in der Heizzeit ein Maximum, das bei $0,07 \text{ h}^{-1}$ liegt und einem Volumenstrom von ca. $1.100 \text{ m}^3/h$ entspricht. Im Durchschnitt liegt die Luftwechselrate bei $0,06 \text{ h}^{-1}$, was einen Volumenstrom von etwa $900 \text{ m}^3/h$ ergibt.

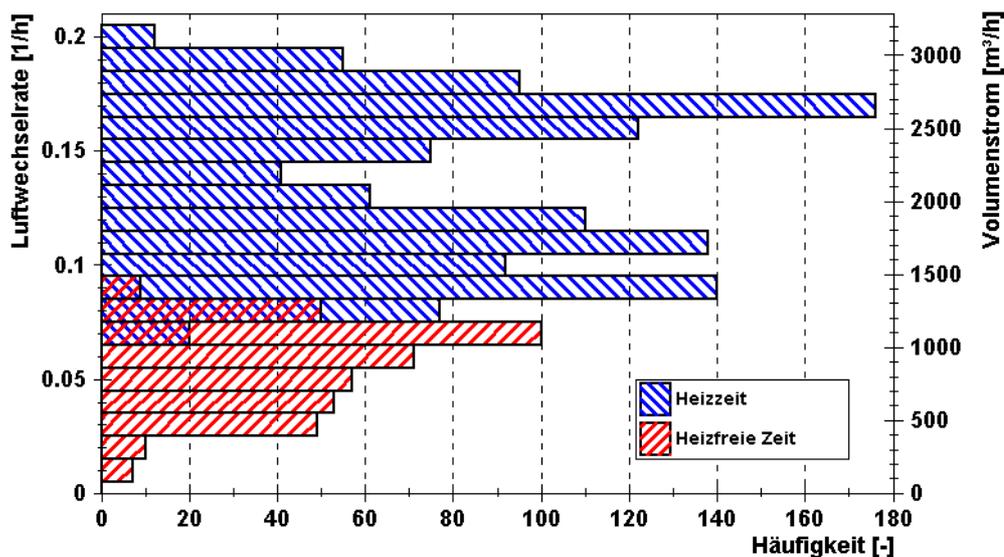


Abbildung 4.74: Häufigkeitsverteilung des Abluftvolumenstroms bzw. der Luftwechselrate für den Lüftungszustand 2. Die Häufigkeitsverteilung der Luftwechselraten in der Heizzeit sind im Gegensatz zu den Luftwechselraten der heizfreien Zeit sehr ungleichmäßig verteilt.

Mit diesen Ergebnissen lässt sich die prozentuale Verteilung der Massenströme \dot{m}_{EWT} , $\dot{m}_{Leck, ein}$ und $\dot{m}_{Leck, aus}$ ermitteln (Abbildung 4.75):

- Die aus der Halle strömenden Massenströme bestehen zu 100% aus dem aus der Halle strömenden Leckagestrom $\dot{m}_{Leck, aus}$.
- Etwa 88% des einströmenden Massenstroms gelangt durch die EWT in die Halle (\dot{m}_{EWT}).
- 12% dringen durch die Leckagen ein ($\dot{m}_{Leck, ein}$).
- Bei diesem Lüftungszustand wurde das geplante Ziel, das Einströmen von Luft in die Halle durch die Leckagen zu unterbinden, fast erreicht.

Die absoluten Beträge der Massenströme gibt Tabelle 4.34 wieder.

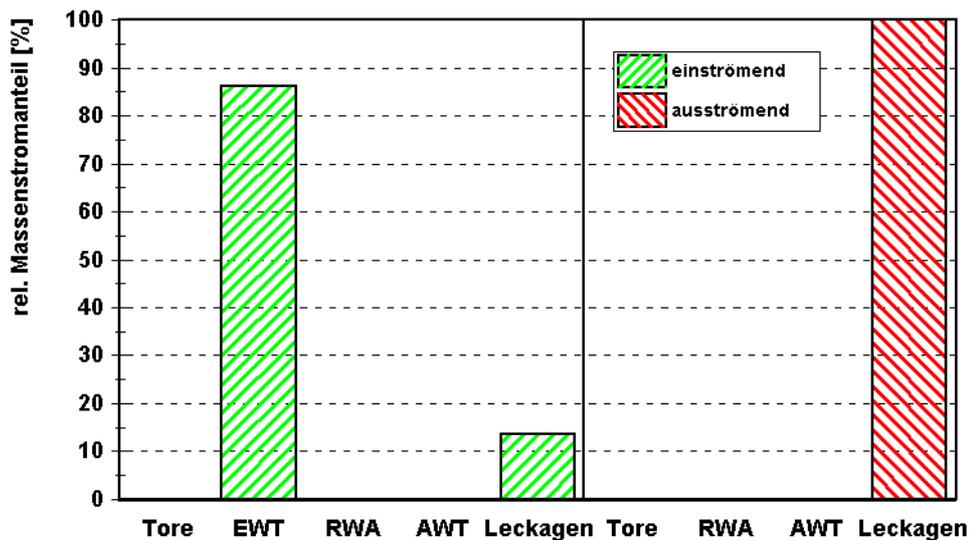


Abbildung 4.75: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 2

Massenstrom durch die	Heizzeit		Heizfreie Zeit	
	einströmend	ausströmend	einströmend	ausströmend
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Tore	–	–	–	–
EWT	0,63	–	0,27	–
RWA	–	–	–	–
AWT	–	–	–	–
Leckagen	0,09	0,72	0,04	0,31
Gesamt	0,72	0,72	0,31	0,31

Tabelle 4.34: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 2 für die Heizzeit und die heizfreie Zeit. Die Massenströme in der Heizzeit sind etwa 2,3-mal höher als in der heizfreien Zeit.

Mit dem bekannten auswärts gerichteten Leakagestrom $\dot{m}_{Leck,aus}$ und der Beziehung

$$Q_L = \sum_i \dot{m}_{aus,i} \cdot c_p \cdot \Delta T_i \cdot t_{Mess} \quad (4.58)$$

mit

- Q_L Lüftungswärmeverlust [MWh]
- $\dot{m}_{aus,i}$ aus der Halle strömender Massenstrom des i-ten Datensatzes [kg/s]
- c_p spezifische Wärmekapazität der Luft
[$\frac{kW \cdot s}{kg \cdot K}$]
- ΔT_i Temperaturdifferenz zwischen der Hallen- und der Außenluft des i-ten Datensatzes [K]
- t_{Mess} Messzeit eines Datensatzes ($\frac{1}{4} h$)

lässt sich für den Lüftungszustand 2 der Lüftungswärmeverlust und der durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust $\overline{Q}_{L,2}$ für die Heizzeit des Betrachtungszeitraums berechnen (Tabelle 4.36). Die Zahl der *auswertbaren* Datensätze reduzierte sich durch unvollständige bzw. unplausible Datensätze auf 1.214. Der Lüftungswärmeverlust des Lüftungszustands 2 lässt sich mit dem durchschnittlichen Lüftungswärmeverlust $\overline{Q}_{L,2}$ für alle 7.715 Datensätze der Heizzeit

hochrechnen. Dabei wird der Wert des durchschnittlichen Lüftungswärmeverlustes auch für die Datensätze mit Windeinfluss verwendet. Der Windeinfluss könnte für zusätzliche Lüftungswärmeverluste sorgen, daher bildet der hier hochgerechnete Lüftungswärmeverlust von $24,5 \text{ MWh}$ eine untere Abschätzung des tatsächlichen Lüftungswärmeverlusts.

Zahl der auswertbaren 15-Minuten-Datensätze in der Heizzeit	[-]	1.214
Lüftungswärmeverlust in den auswertbaren Datensätzen der Heizzeit $Q_{L,2}^*$	[MWh]	3,9
Durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust pro auswertbarem Datensatz der Heizzeit $\bar{Q}_{L,2}$	[kWh]	3,18
Gesamtzahl der Datensätze des Lüftungszustands 2 für die Heizzeit	[-]	7.715
Hochgerechneter Lüftungswärmeverlust der gesamten Heizzeit $Q_{L,2}$	[MWh]	24,8

Tabelle 4.36: Gesamter und durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 2 in der Heizzeit

4.5.2.6 Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der RWA-Klappen und der EWT (Lüftungszustand 3)

Zusätzlich zu den aus dem Lüftungszustand 2 bekannten Massenströmen, sind beim Lüftungszustand 3 die Massenströme durch die geöffneten RWA-Klappen $\dot{m}_{RWA, \text{ein}}$ und $\dot{m}_{RWA, \text{aus}}$ zu berücksichtigen (Abbildung 4.76). Eine Besonderheit der RWA-Klappen waren ihr motorisch verstellbarer Öffnungswinkel, der eine variable Öffnungsfläche ermöglichte. Die Heizungsregelung konnte sieben verschiedene Öffnungswinkel einstellen.

Die Untersuchung des Einflusses der RWA-Klappen auf die Massenströme in der Halle und ihren Luftwechsel wird dadurch erschwert, dass lediglich *ein* auswertbarer Datensatz dafür zur Verfügung steht. Da die Ergebnisse für den Lüftungszustand 3 für die Berechnungen im Lüftungszustand 11 benötigt werden, ist jedoch die Behandlung des Lüftungszustands 3 notwendig.

Der eine auswertbare Datensatz reicht für die Ermittlung der effektiven Öffnungsfläche $A_{\text{eff}, RWA}$ und die Bestimmung der neutralen Höhe sowie die Be-

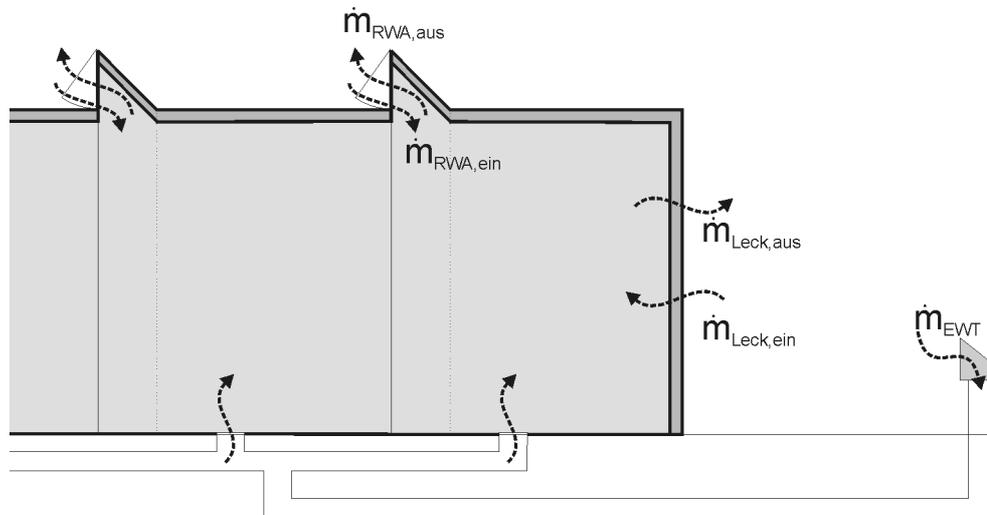


Abbildung 4.76: Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 3. Der Lüftungszustand 3 erweitert den Lüftungszustand 2 um Massenströme durch die geöffneten RWA-Klappen $\dot{m}_{RWA,ein}$ und $\dot{m}_{RWA,aus}$.

stimmung des Massenstroms für diesen Datensatz aus. Auf eine Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 3 wird jedoch verzichtet.

Da die RWA-Klappen eigentlich den Volumenstrom regeln sollten, der durch das Lüftungssystem in die Halle hinein und aus ihr heraus gelangt, wird an dieser Stelle das allgemeine Verhalten der RWA-Klappen untersucht, bevor der Lüftungszustand 3 genauer betrachtet wird.

4.5.2.6.1 Allgemeine Betrachtungen der Öffnungszustände der RWA-Klappen Abweichend von der bisherigen Vorgehensweise werden für diesen Abschnitt *sämtliche* zur Verfügung stehenden Datensätze des Untersuchungszeitraums verwendet und bezüglich des Öffnungswinkels der RWA-Klappen ausgewertet. Die Heizungsregelung, die das Öffnen und Schließen der RWA-Klappen steuerte, konnte den Öffnungswinkel in sieben Stufen zu 5° variieren. Das Öffnen der RWA-Klappen verlief folgendermaßen:

Überschreitet die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchte oder der CO_2 -Gehalt ihren Sollwert in der Halle, so öffnet die Heizungsanlage die RWA-Klappen um eine Stufe, also um 5° . Liegen die Sensordaten der Lufttemperatur, der relativen Feuchte oder des CO_2 -Gehalts der Hallenluft nach einer gewissen Zeit immer noch über den eingestellten oberen Sollwerten, werden

die RWA-Klappen um eine weitere Stufe geöffnet. Dieser Vorgang wiederholt sich, bis die oberen Sollwerte von der Hallenluft unterschritten werden. Ein Unterschreiten der Sollwerte führt zum Schließen der RWA-Klappen. Aus technischen Gründen kann die Heizungsregelung sie jedoch nicht stufenweise, sondern nur vollständig schließen. Sollten die Sollwerte wieder überschritten werden, öffnet die Heizungsregelung die RWA-Klappen wieder. Durch die diskontinuierliche Steuerung RWA-Klappen kann der Massenstrom nicht wie es die Planung vorsah auf einen bestimmten Wert eingeregelt werden, sondern er pendelt um den gewünschten Wert.

Die realisierte Steuerung der RWA-Klappen hat aufgrund der großen Massenströme bisher keine beobachtbaren gravierenden Nachteile verursacht. Sinnvoller wäre jedoch eine Steuerungsmöglichkeit, die den Massenstrom auf dem gewünschten Wert hielte. Dazu wäre allerdings die Möglichkeit einer kontinuierlichen Steuerung des Öffnungswinkels der RWA-Klappen erforderlich.

Die Häufigkeit des Auftretens der verschiedenen Öffnungswinkel variierte sehr stark, so dass die logarithmische Darstellung gewählt wurde, um auch bei kleinen Häufigkeiten noch einen Vergleich ziehen zu können (Abbildung 4.77). Der Vergleich zwischen sehr großen und sehr kleinen Werten wird dadurch jedoch erschwert. Zum überwiegenden Teil sind die RWA-Klappen der Auswertung der Datensätze zufolge geschlossen. Die anderen Öffnungswinkel weisen einen um bis zu zwei Größenordnungen geringeren Anteil auf. Am zweithäufigsten kommen Datensätze mit vollständig geöffneten RWA-Klappen vor.

Der Massenstrom, der durch die RWA-Klappen strömen kann, hängt unter anderem von der *effektiven* Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff, RWA}$ ab. Die Fläche einer effektiven Öffnungsfläche A_{eff} in einem Gebäude berechnet sich allgemein aus

$$A_{eff} = C_d \cdot A \quad (4.59)$$

Die Winkelabhängigkeit der effektiven Öffnungsfläche der RWA-Klappen ergibt sich aus dem von ihrem Öffnungswinkel α abhängigen Durchflusskoeffizienten $C_d(\alpha)$.

$$A_{eff, RWA} = C_d(\alpha) \cdot A_{RWA} \quad (4.60)$$

BAUMGARTNER [1997, Abbildung 133] gibt Durchflusskoeffizienten für verschiedene Öffnungswinkel von Klappenfenstern an. Mit ihnen konnte die effekti-

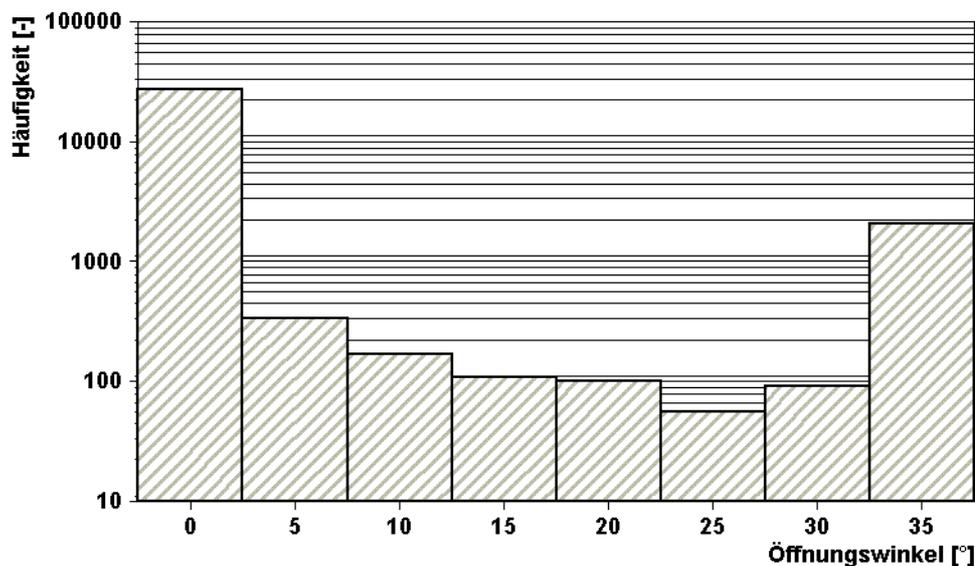


Abbildung 4.77: Histogramm der Öffnungswinkel der RWA-Klappen aller Lüftungszustände im Untersuchungszeitraum. Die RWA-Klappen waren häufig geschlossen. Ein Grund dafür ist, dass sie während der Heizzeit stets geschlossen sein sollten, um die Lüftungswärmeverluste gering zu halten. Im geöffneten Zustand überwiegen die kleinen Öffnungswinkel von 5° und 10° sowie die vollständige Öffnung.

ve Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff, RWA}$ der Halle berechnet und eine für den Winkelbereich gültige Approximation für den Durchflusskoeffizienten $C_d(\alpha)$ ⁶⁾ gefunden werden, die für die Optimierung der effektiven Öffnungsfläche $A_{eff, RWA}$ notwendig ist (Abbildung 4.78). Je nach Öffnungswinkel beträgt die effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff, RWA}$ zwischen 0 und etwa 23 m^2 . Ihre effektive Öffnungsfläche ist damit bei einem Öffnungswinkel von 35° größer als die eines der Hallentore.

4.5.2.6.2 Auswertung des Datensatzes für den Lüftungszustand 3 Der Datensatz, der anschließend ausgewertet werden soll, wurde bei Windstille und einem Öffnungswinkel $\alpha = 35^\circ$ aufgezeichnet. Bei der aus dem Öffnungswinkel von 35° resultierenden relativ großen Öffnungsfläche ist anzunehmen, dass die neutrale Höhe im Bereich der Öffnungsfläche der RWA-Klappen liegt, da die

⁶⁾ $C_d(\alpha) = 1,033 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 2,108 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha^2 - 1,127 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^3 + 2,043 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^4 - 1,225 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^5$ für $0 \leq \alpha \leq 35$

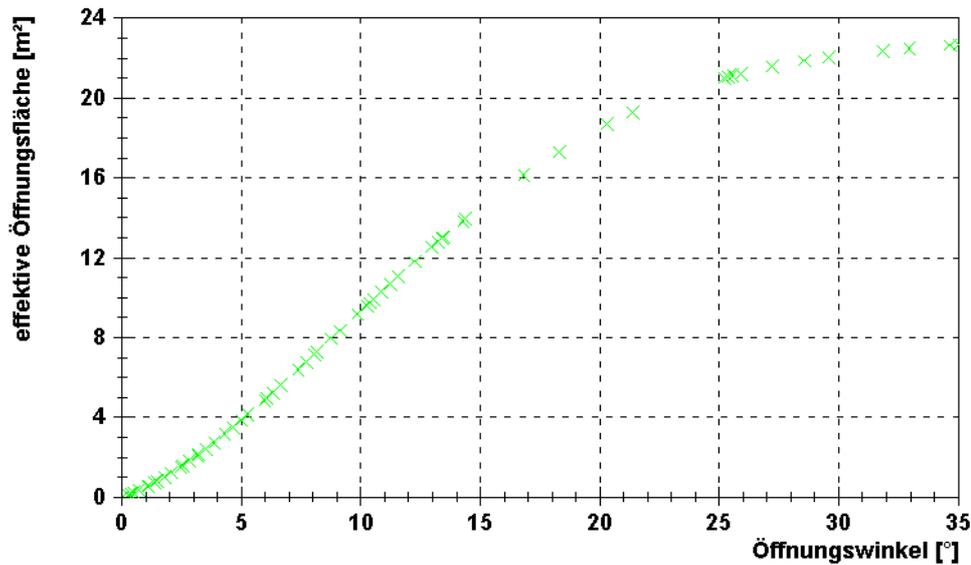


Abbildung 4.78: Effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff,RWA}$ als Funktion des Öffnungswinkels. Approximierte Werte nach BAUMGARTNER [1997]

effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff,RWA}$ deutlich größer ist als die der EWT $A_{eff,EWT}$. Letztere lässt sich wegen der Komplexität der Zuluftführung mit Wärmetauschern und Verteilsystem nur mit sehr großem Aufwand berechnen. Da jedoch die Fläche der Luftauslässe im Fußboden $A_{EWT} = 4,5 \text{ m}^2$ beträgt, muss $A_{eff,EWT} \leq 4,5 \text{ m}^2$ gelten. Daraus folgt,

- dass durch einen Teil der RWA-Klappen ein Massenstrom *in* die Halle erfolgt.

Dies hat aus mehreren Gründen für die Funktion des Lüftungssystems Nachteile:

- In der Halle entsteht ein zusätzlicher, schwer abzuschätzender und kaum zu beeinflussender Luftwechsel.
- Die Luftströmungen in der Halle sollen von unten nach oben verlaufen. Durch die RWA-Klappen einströmende kalte Außenluft fällt nach unten und stört die Schichtbildung der Luft in der Halle.

- Die durch die RWA-Klappen einströmende Außenluft ist in der Heizzeit kühler als die Zuluft aus den EWT und benötigt daher zum Erwärmen auf Hallentemperatur mehr Heizwärme. Im Sommer ist die Außenluft dagegen wärmer als die Zuluft aus den EWT. Sie erwärmt dadurch die Halle stärker als die Luft aus den EWT. Würde die Zuluft der Halle ausschließlich durch die EWT gelangen, könnte die Wärme- bzw. Kühlleistung der EWT stärker genutzt werden.

Deshalb ist eine Optimierung der Öffnungsflächen der RWA-Klappen $A_{eff,RWA}$ für die Verbesserung der Luftströmungen in der Halle unerlässlich. Dafür sind die Massenströme durch die RWA-Klappen $\dot{m}_{RWA, ein}$ und $\dot{m}_{RWA, aus}$ zu berechnen. Da die Tore und die AWT-Jalousie geschlossen sind, folgt

$$\dot{m}_{Tor, ein} = \dot{m}_{AWT, ein} = \dot{m}_{Tor, aus} = \dot{m}_{AWT, aus} = 0$$

und Gleichung 4.44 reduziert sich für den Lüftungszustand 3 auf

$$\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{Leck, ein} = \dot{m}_{RWA, aus} + \dot{m}_{Leck, aus} \quad (4.61)$$

Für die Berechnung des durch die RWA-Klappen einströmenden bzw. ausströmenden Massenstroms $\dot{m}_{RWA, ein}$ bzw. $\dot{m}_{RWA, aus}$ müssen die geodätischen Höhen $H_{RWA, ein}$ bzw. $H_{RWA, aus}$ bekannt sein. Sie lassen sich entsprechend Abbildung 4.79 durch folgende Beziehungen ausdrücken:

$$H_{RWA, ein} = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot (H_{Neutral} + H_{RWA} - H_{Halle}) \\ \text{für } H_{Neutral} > H_{Halle} \\ 0 \\ \text{für } H_{Neutral} \leq H_{Halle} \end{cases} \quad (4.62)$$

$$H_{RWA,aus} = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot (H_{Halle} - H_{Neutral}) \\ \text{für } H_{Neutral} > H_{Halle} \\ H_{Halle} + \frac{1}{2} \cdot H_{RWA} - H_{Neutral} \\ \text{für } H_{Neutral} \leq H_{Halle} \end{cases} \quad (4.63)$$

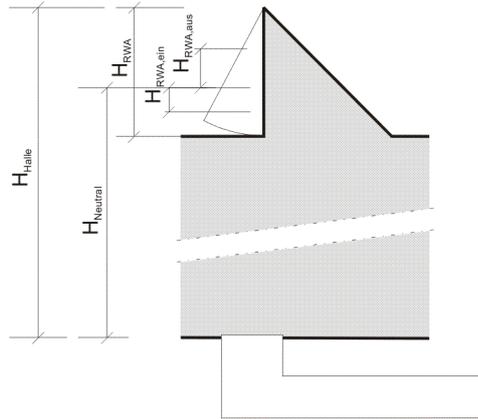


Abbildung 4.79: Prinzipdarstellung der geodätischen Höhen $H_{RWA, ein}$ und $H_{RWA, aus}$

Die Höhe der neutralen Schicht aus Gleichung 4.47 bekommt für diesen Lüftungszustand die Form

$$H_{Neutral} = H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{RWA, ein} - \dot{m}_{RWA, aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right] \quad (4.64)$$

Sie kann durch Iteration gelöst werden.

Die Ergebnisse gibt Tabelle 4.37 wieder. Die neutrale Schicht befindet sich innerhalb der Öffnung der RWA-Klappen, wodurch ein einströmender Massenstrom $\dot{m}_{RWA, ein}$ ermöglicht wird, der ungefähr siebenmal größer ist als der Massenstrom durch die EWT.

- Die Luftwechselrate beträgt mit $2,5 h^{-1}$ fast das 18-fache des Luftwechsels des Lüftungszustands 2. Ein derart hoher Luftwechsel ist für die sommerliche Nachtauskühlung durchaus sinnvoll.
- Lediglich 12% des Zuluftmassenstroms gelangen wie geplant durch die EWT in die Halle (Abbildung 4.80).

	Realer Zustand		Fiktiver Zustand	
	Massenstrom [kg/s]	Volumenstrom [m ³ /h]	Massenstrom [kg/s]	Volumenstrom [m ³ /h]
Außentemperatur T_a [K]	272,6			
Mittlere Innentemperatur \bar{T}_i [K]	295,4			
maximal mögliche Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ [m]	8,28			
Öffnungswinkel [°]	35		1,8	
Höhe der neutralen Schicht [m]	8,22		7,50	
durch die EWT einströmende Luft	1,38	3.900	1,38	3.900
durch die Leckagen einströmende Luft	1,25	3.500	0,91	2.500
durch die Leckagen ausströmende Luft	0,66	2.000	0,59	1.800
durch die RWA-Klappen einströmende Luft	10,1	28.000	0	0
durch die RWA-Klappen ausströmende Luft	12,4	36.300	1,69	5.100
resultierende Luftwechselrate	2,5		0,4	

Tabelle 4.37: Ergebnisse der Iteration der Gleichung 4.64 für einen Datensatz

- Fast 80% des Zuluftmassenstroms dringt durch die RWA-Klappen ein, etwa 10% durch die Leckagen.
- Bei den Zuluftmassenströmen durch die RWA-Klappen und die Leckagen fehlt die Vorkonditionierung durch die EWT, was die Effektivität der Nachtauskühlung verringert.
- Der Abluftmassenstrom durch die Leckagen $\dot{m}_{Leck,aus}$ spielt mit ca. 5% eine untergeordnete Rolle. Der sehr hohe Anteil des Abluftmassenstroms

durch die RWA-Klappen stellt einen Vorteil der großen effektiven Öffnungsfläche $A_{eff, RWA}$ dar. Sie wiegt jedoch die Nachteile bei der Zuluftführung nicht auf.

- Die effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen sollte deshalb so verändert werden, dass es möglich wird, das Einströmen von Luft durch die RWA-Klappen zu verhindern.

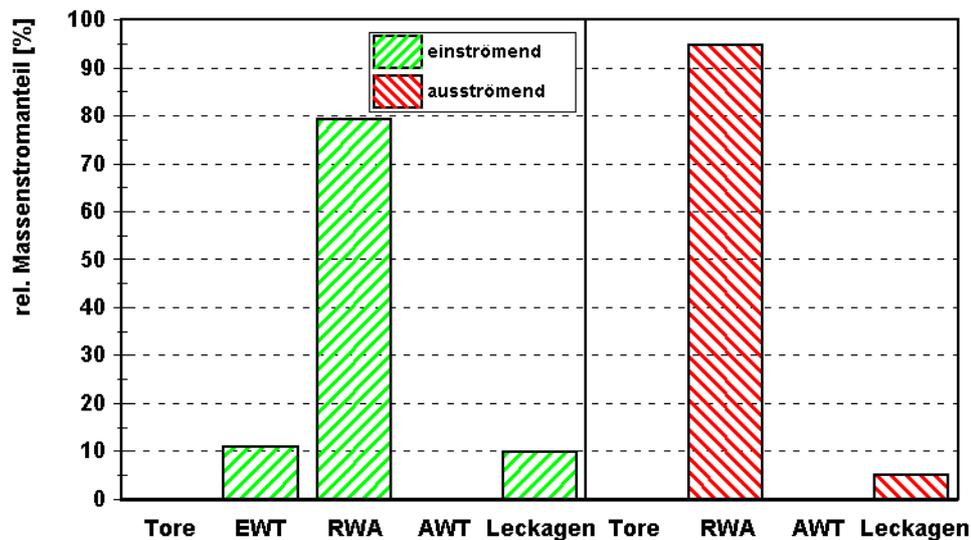


Abbildung 4.80: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 3. Die RWA-Klappen dominieren sowohl bei den Zuluftmassenströmen mit ca. 80% Anteil als auch bei den Abluftmassenströmen der Halle mit einem Anteil von etwa 95%. Diese Massenstrombilanz basiert auf der Auswertung eines einzigen Datensatzes und ist deshalb mit Unsicherheiten behaftet.

Damit der durch die RWA-Klappen eindringende Massenstrom $\dot{m}_{RWA, ein}$ verschwindet, muss die Öffnungsfläche der RWA-Klappen soweit reduziert werden, dass die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral} = 7,50 \text{ m}$ genau unterhalb der Öffnungen der RWA-Klappen liegt. Dann gilt für die Massenströme

$$\dot{m}_{RWA, aus} = \dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Leck, ein} - \dot{m}_{Leck, aus} \quad (4.65)$$

Mit den berechneten Massenströmen aus Tabelle 4.37 ist es möglich, durch Anwendung von Gleichung 4.19 die effektive Öffnungsfläche für den gemessenen

Datensatz zu berechnen.

$$\begin{aligned} A_{eff, RWA} &= \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}} \cdot (\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Leck, ein} - \dot{m}_{Leck, aus}) \\ &= 1,93 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.66)$$

Aus Abbildung 4.78 ergibt sich ein Öffnungswinkel der RWA-Klappen von etwa 2° . Für diesen als *fiktiven Lüftungszustand* bezeichneten Lüftungszustand sind in Tabelle 4.37 die daraus resultierenden Massen- bzw. Volumenströme angegeben. Infolge des Absenkens der neutralen Schicht von $8,22 \text{ m}$ auf $7,50 \text{ m}$ reduziert sich der durch die Leckagen einströmende Massenstrom um etwa 37%. Er ist in diesem Fall um mehr als 50% größer als der durch die Leckagen ausströmende Massenstrom und ließe sich selbst dann nicht vollständig unterdrücken, wenn die RWA-Klappen vollständig geschlossen wären. Dafür ist der Massenstrom durch die EWT zu gering.

Die Höhe der neutralen Schicht bei $7,50 \text{ m}$ würde dazu führen, dass die Außenwände mit Ausnahme der Sheds vollständig von außen nach innen durchströmt würden. Stärker als im Lüftungszustand 2 (Abschnitt 4.5.2.5) würden die an den Außenwänden liegenden Arbeitsplätze mit Außenluft versorgt, die durch die Außenwände einströmt. Die Luftwechselrate läge mit $0,4 \text{ h}^{-1}$ mehr als doppelt so hoch wie im Lüftungszustand 2. Dies sind jedoch keine Durchschnittswerte, da die Auswertung auf nur *einem* auswertbaren Datensatz beruht. Obwohl die klimatischen Bedingungen innerhalb und außerhalb der Halle für einen Wintertag im Bereich des Normalen liegen, können diese Ergebnisse nur mit Einschränkungen verallgemeinert werden.

- Um einen Zuluftmassenstrom durch die RWA-Klappen $\dot{m}_{RWA, ein}$ zu verhindern und die Steuerbarkeit des Abluftmassenstroms durch die RWA-Klappen $\dot{m}_{RWA, aus}$ zu erhöhen, muss ihre effektive Öffnungsfläche verkleinert werden. Die Motoren zur Öffnung der RWA können bei den zur Zeit erforderlichen kleinen Öffnungswinkeln nicht genau genug arbeiten, um die Massenströme durch die RWA-Klappen in dem notwendigen Maß zu regulieren.
- Eine möglichst große Variation im Öffnungswinkel würde die Steuerbarkeit der effektiven Öffnungsfläche $A_{eff, RWA}$ verbessern und vereinfachen.

Dafür würde ein Viertel der bisherigen Öffnungsfläche der RWA-Klappen für die Regelung des Abluftvolumenstroms ausreichen, wie in Abbildung 4.78 an der rechten Ordinatenachse zu erkennen ist. Die restlichen RWA-Klappen blieben ausschließlich in der Funktion der Entrauchungsklappen für den Brandfall. Diese Variante ließe sich ohne großen technischen Aufwand realisieren.

Würde die Öffnungsfläche auf ein Achtel reduziert werden, würde der notwendige Öffnungswinkel 5 bis 15° betragen. Nach der Abbildung 4.78 wäre dann statt der Approximation auch ein linearer Ansatz möglich, der die Steuerungsalgorithmen etwas vereinfachen würde.

Durch eine optimierte Klappensteuerung würde sich die Bilanz der Massenströme in etwa wie folgt ergeben (Abbildung 4.81):

- Der durch die RWA-Klappen einströmende Massenstrom würde vollständig unterdrückt.
- Der Massenstromanteil der EWT würde auf etwa 60% steigen, bliebe jedoch vom Betrag her gleich, wie aus Tabelle 4.37 ersichtlich ist.
- Der durch die Leckagen eindringende Massenstrom würde etwa 40% betragen und auch vom Betrag her zunehmen.
- Durch den drastischen Rückgang des durch die RWA-Klappen ausströmenden Massenstroms und die gesunkene Höhe der neutralen Schicht würde der Anteil des durch die Leckagen ausströmenden Massenstroms auf etwa 25% ansteigen.
- Der Massenstromanteil der RWA-Klappen würde sich auf etwa 75% verringern.

Die Lüftungswärmeverluste werden für den Lüftungszustand 3 nicht berechnet, da sein Beitrag zum Lüftungswärmeverbrauch unbedeutend ist.

4.5.2.7 Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der AWT-Jalousie und der EWT (Lüftungszustand 4)

Gegenüber dem Lüftungszustand 3 dürfte beim Lüftungszustand 4 das geplante Lüftungsprinzip eher zu verwirklichen sein: Die Luft tritt durch die EWT

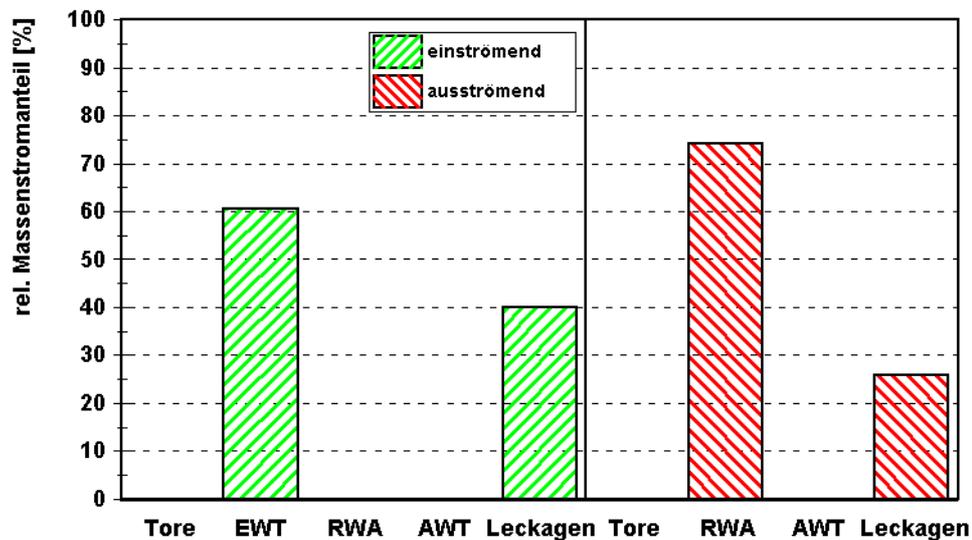


Abbildung 4.81: Bilanz der einzelnen Massenströme des *optimierten* Lüftungszustands 3. Mit einer angepassten effektiven Öffnungsfläche $A_{eff,RWA}$ ließe sich der Zuluftmassenstrom durch die RWA-Klappen vollständig unterdrücken.

ein und verlässt die Halle durch die AWT-Jalousie, wobei sie einen Teil ihrer Wärme an den AWT abgibt (Abbildung 4.82). Hinzu kommen die in dieser Größe nicht geplanten Massenströme durch die Leckagen.

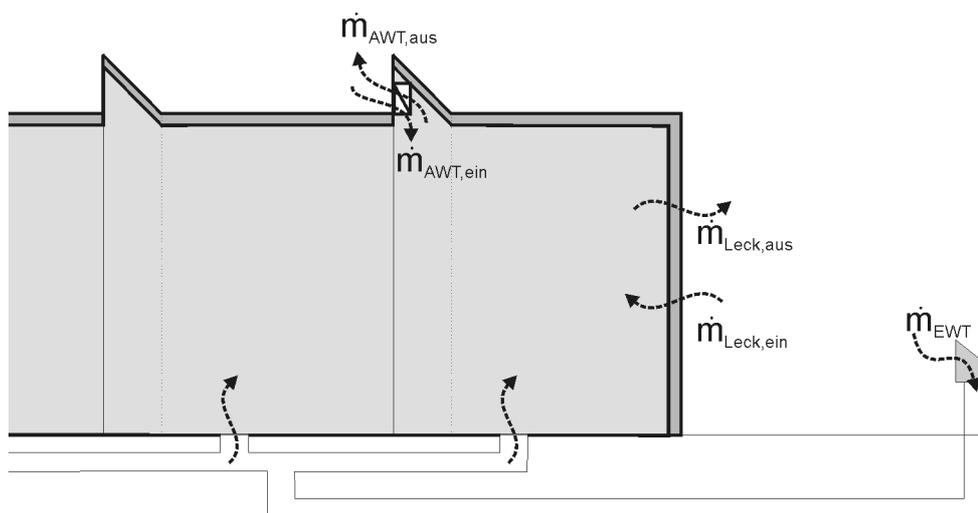


Abbildung 4.82: Prinzip des Lüftungszustands 4

Der Lüftungszustand 4 hatte mit einem Anteil von über 50% der Datensät-

ze die größte Häufigkeit. In der Heizzeit trat er besonders oft in den frühen Morgenstunden vor und in den Abendstunden nach der Nutzungszeit auf (Abbildung 4.83). Dies war zwar nicht so programmiert, sorgte aber dafür, dass die Halle vor Schichtbeginn mit frischer Luft „durchspült“ wurde und daher eine gute Luftqualität aufwies.

In der heizfreien Zeit waren die Häufigkeiten dieses Lüftungszustands deutlich geringer. Teilweise waren die Häufigkeiten nur ein Drittel so groß wie in der Heizzeit. Dass der Lüftungszustand während der heizfreien Zeit vormittags und mittags geringe Häufigkeiten aufwies, zeigt zum einen, dass die Hallentemperaturen niedrig blieben und zum anderen, dass auch ohne eine explizite Programmanweisung die Regelung in den kühleren Abendstunden die Nachtauskühlung aktivierte. Eine Optimierung wäre jedoch durch eine Verschiebung der Nachtlüftung in die späten Abendstunden möglich.

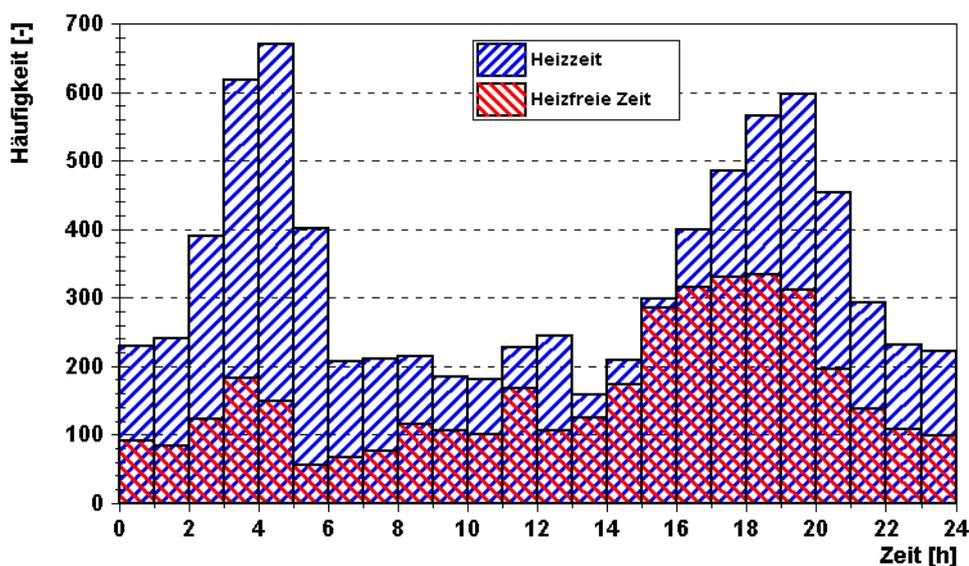


Abbildung 4.83: Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 4 differenziert nach den Tageszeiten. Der Lüftungszustand trat vorwiegend vor und nach der Betriebszeit auf.

Ergebnisse aus anderen Projekten des Forschungsprogramms „SolarBau“ zeigen, dass eine kurze, aber intensive Nachtlüftung in den frühen Morgenstunden größere Kühleffekte erzeugen kann als eine kontinuierliche Nachtlüftung [Pfafferott 2002]. Denn ein großer Zuluftvolumenstrom transportiert die Luft mit höherer Geschwindigkeit in die Halle, wodurch sie im Luftverteilsystem

infolge der kürzeren Verweildauer weniger stark erwärmt wird. Dadurch gelangt kältere Luft in die Halle, die für eine bessere Kühlung der Speichermasse, bestehend aus Gebäudehülle und Einbauten, sorgt.

Die Berechnung der Abluftmassenströme durch den AWT $\dot{m}_{AWT, aus}$ ist sowohl für die Jalousie als auch den AWT durch ihren unbekanntem Druckkoeffizienten C_d problematisch. Obwohl der Wärmetauscher luftseitig einen sehr geringen Druckverlust aufweist, ist davon auszugehen dass der C_d -Wert deutlich unter dem für Fenster und Türen üblichen Wert von 0,6 liegt.

Da die Tore und die RWA-Klappen geschlossen sind, folgt

$$\dot{m}_{Tor, ein} = \dot{m}_{RWA, ein} = \dot{m}_{Tor, aus} = \dot{m}_{RWA, aus} = 0$$

Der Ansatz nach Gleichung 4.47 ergibt für diesen Lüftungszustand die Gleichung

$$H_{Neutral} = H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{AWT, ein} - \dot{m}_{AWT, aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right] \quad (4.67)$$

Grundsätzlich ist es möglich, dass es wie im Lüftungszustand 3 sowohl einen ausströmenden Massenstrom $\dot{m}_{AWT, aus}$ als auch einen einströmenden Massenstrom $\dot{m}_{AWT, ein}$ am AWT gibt. Zwei Gründe sprechen jedoch gegen diese Annahme:

1. Der bauliche Öffnungsquerschnitt A_{AWT} ist mit $2,28 \text{ m}^2$ sehr viel kleiner als der der RWA-Klappen mit bis zu 23 m^2 . Unabhängig vom C_d -Wert müsste daher die effektive Öffnungsfläche $A_{eff, AWT}$ um ein Vielfaches geringer sein als im Lüftungszustand 3.
2. Ein Vergleich der Massenstromverhältnisse $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ des Lüftungszustands 2 mit den hier auftretenden Werten zeigt, dass die Massenströme durch den EWT im Lüftungszustand 4 im Durchschnitt um etwa ein Drittel größer sind als im Lüftungszustand 2 (Abbildung 4.84). Es ist unwahrscheinlich, dass der durch den AWT ausströmende Massenstrom so groß ist, dass die mittlere Höhe der neutralen Schicht von $1,10 \text{ m}$ im Lüftungszustand 2

auf über 7,50 m im Lüftungszustand 4 ansteigt. Die Höhe der neutralen Schicht müsste jedoch über 7,50 m liegen, damit ein einströmender Massenstrom an der Öffnung des AWT entstehen kann.

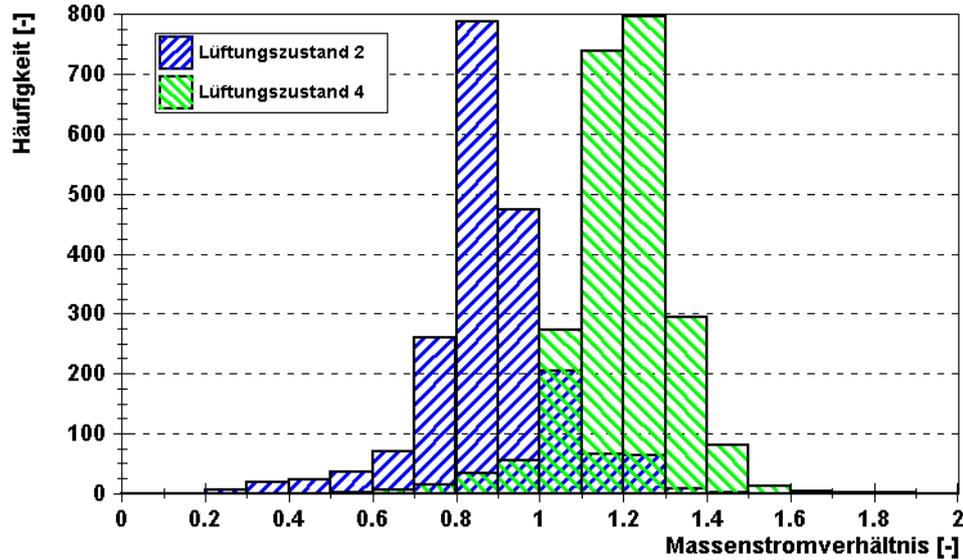


Abbildung 4.84: Vergleich der Massenstromverhältnisse $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ der Lüftungszustände 2 und 4. Durch das Öffnen der AWT-Jalousie entstand ein größerer Massenstrom in den EWT, wodurch das Massenstromverhältnis im Mittel 1,2 beträgt.

Daher wird hier davon ausgegangen, dass kein Massenstrom durch die geöffnete Jalousie eindringt, was beim Ansatz der folgenden Gleichungen berücksichtigt wird. Für die beiden Massenströme gilt nach Gleichung 4.19 und 4.17

$$\dot{m}_{AWT, \text{ein}} = 0 \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{AWT, \text{aus}} = C_d \cdot A_{AWT} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_i} \quad (4.69)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 4.68 und 4.69 in Gleichung 4.67 und Umstellen nach C_d ergibt sich

$$C_d = \frac{2 \cdot \dot{m}_{LG} \cdot \left[\frac{1}{2} - \left(1 - \frac{H_{Neutral}}{H_{Halle}} \right)^{0,7} \right] + \dot{m}_{EWT}}{A_{AWT} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_o \cdot T_o \cdot \frac{\bar{T}_i - T_a}{T_a \cdot T_i} \cdot \left(H_{Neutral} - \frac{1}{2} \cdot H_{Shed} - H_{Halle} \right) \cdot \rho_i}} \quad (4.70)$$

Diese Gleichung beinhaltet mit dem Durchflusskoeffizienten C_d und der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ zwei unbekannte Größen und kann daher rechnerisch nicht gelöst werden. Es ist jedoch möglich, durch Auswertung der Messwerte die Größe von C_d abzuschätzen. Dazu wird in Gleichung 4.70 die Höhe der neutralen Schicht in einer Abstufung von 2 cm für Werte zwischen $0\text{ m} \leq H_{Neutral} \leq 7,50\text{ m}$ parametrisiert. Für sämtliche auswertbaren Datensätze wird mit dieser Höhe der neutralen Schicht der Durchflusskoeffizient C_d sowie ihre Häufigkeitsverteilung berechnet. Die so erhaltenen Häufigkeitsverteilungen der verwendeten Höhen der neutralen Schicht lassen sich zu einem dreidimensionalen „Gebirge“ zusammenfassen (Abbildung 4.85). Für große Höhen der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ sind die Häufigkeitsverteilungen flach. Die Höhe der Maxima nimmt zu, je kleiner $H_{Neutral}$ wird, der dazugehörige Wert des Durchflusskoeffizient C_d fällt von etwa 0,6 bis auf Null.

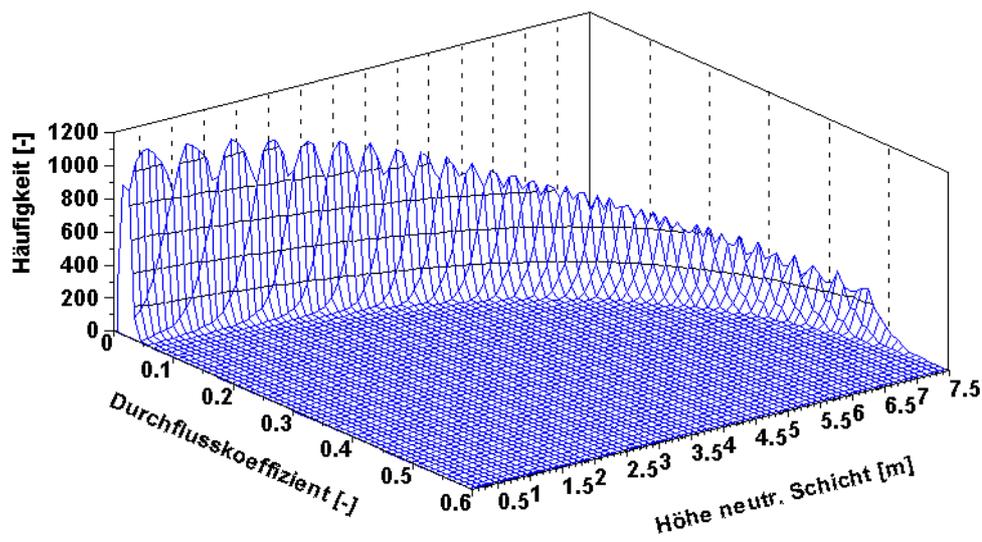


Abbildung 4.85: Dreidimensionale Darstellung der Häufigkeitsverteilungen für den Durchflusskoeffizienten C_d parametrisiert nach der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$. Die Höhe des Maximums einer Verteilung gibt an, wie groß die Wahrscheinlichkeit ist, dass der Durchflusskoeffizient dieser Verteilung dem gesuchten Druckkoeffizient des AWT entspricht.

Da die Anzahl ausgewerteten Datensätze für jede Berechnung der Häufigkeitsverteilung gleich ist, ergibt die Höhe des Maximums einer Häufigkeitsverteilung eine Aussage über die Wahrscheinlichkeit eines bestimmten Durchflusskoeffizienten.

enten. Je höher das Maximum, desto wahrscheinlicher ist es, dass der mit dem Maximum korrespondierende C_d -Wert dem gesuchten C_d -Wert des AWT entspricht. Der Verlauf der Maxima der einzelnen Häufigkeitsverteilungen lässt sich als Funktion des Durchflusskoeffizienten darstellen (Abbildung 4.86). Es ist ein Maximum für $C_d = 0,05$ zu erkennen. Es existiert noch ein Nebenmaximum bei $C_d = 0,025$, das aber nach dem Kurvenverlauf zu urteilen eher auf Messfehler der Messdaten zurückzuführen ist. Die wenigen Messpunkte des Nebenmaximums sind inkonsistent zum Graph, der sich aus den restlichen Messdaten ergibt. Daher wird für den Durchflusskoeffizienten des AWT einschließlich der Jalousie $C_{d,AWT} = 0,05$ angenommen.

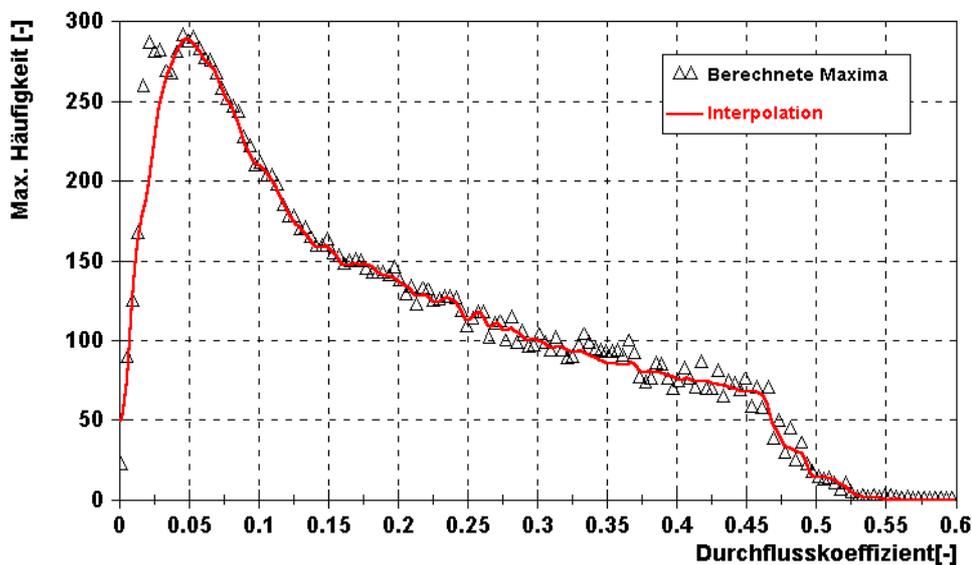


Abbildung 4.86: 2D-Ansicht der Häufigkeitsverteilungen als Funktion des Durchflusskoeffizienten des AWT $C_{d,AWT}$. Der Wert mit dem größten Häufigkeitsmaximum für den Durchflusskoeffizienten $C_{d,AWT}$ beträgt 0,05. Bei $C_{d,AWT} = 0,025$ ist ein zusätzliches lokales Häufigkeitsmaximum zu erkennen.

Mit dem so errechneten Durchflusskoeffizienten lässt sich analog zum Vorgehen bei der Berechnung der Massenströme durch die RWA-Klappen (Abschnitt 4.5.2.6) mittels Iteration jedes einzelnen Datensatzes der Massenstrom durch den AWT, die dazu gehörende Höhe der neutralen Schicht und die Luftwechselrate bestimmen. Die Ergebnisse werden in Abbildung 4.87, 4.88 und 4.89 dargestellt.

Erwartungsgemäß entwickelt sich in der Heizzeit ein höherer Massenstrom als in der heizfreien Zeit (Abbildung 4.87). Der durchschnittliche Massenstrom in der Heizzeit beträgt $0,94 \text{ kg/s}$ und der häufigste Wert für den Massenstrom liegt bei $0,85 \text{ kg/s}$. Der durchschnittliche Massenstrom in der heizfreien Zeit ist mit $0,52 \text{ kg/s}$ etwa halb so groß, während sein häufigstes Auftreten bei $0,55 \text{ kg/s}$ zu verzeichnen ist.

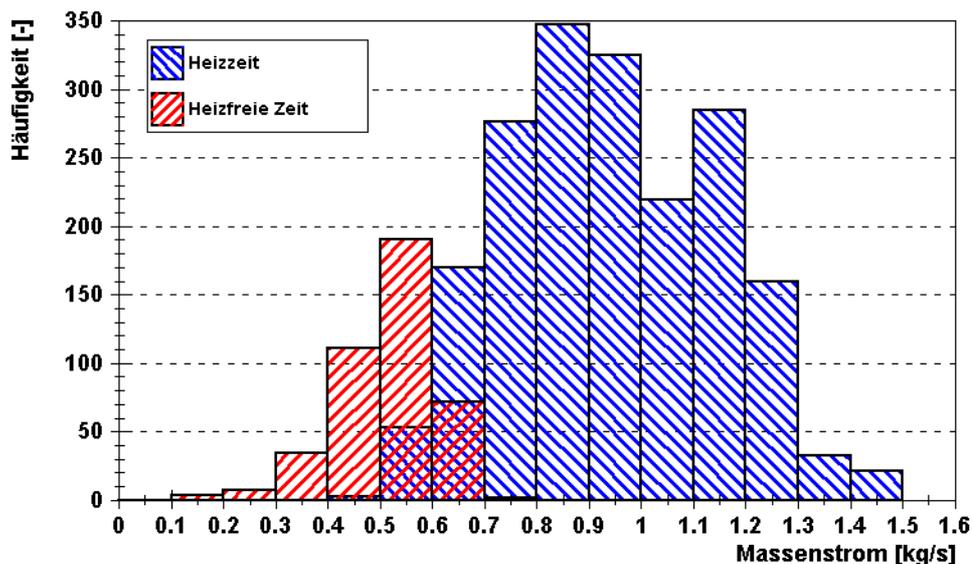


Abbildung 4.87: Histogramm des Massenstroms durch den AWT $\dot{m}_{AWT,aus}$. In der Heizzeit liegt der Massenstrom mit durchschnittlich $0,94 \text{ kg/s}$ um 80% höher als in der heizfreien Zeit mit $0,52 \text{ kg/s}$

Die Höhe der neutralen Schicht zeigt für den Heizfall bei $1,70 \text{ m}$ ein ausgeprägtes Maximum. Der Durchschnitt liegt für den Heizfall um 24 cm höher bei $1,94 \text{ m}$. Die Häufigkeitsverteilung der heizfreien Zeit weist ein klares Maximum bei $1,90 \text{ m}$ aus. Der Durchschnittswert weicht von dem häufigsten Wert mit $2,23 \text{ m}$ etwas mehr ab als im Heizfall. Die neutrale Schicht des Lüftungszustands 4 befindet sich daher sowohl während der Heizzeit als auch während der heizfreien Zeit im oberen Teil des Aufenthaltsbereichs. Der Zuluftmassenstrom des Aufenthaltsbereichs wird in der Nähe der Außenwände fast vollständig durch den einströmenden Leckagestrom gedeckt.

In der Halle wurde während der Heizzeit immer wieder festgestellt, dass bestimmte Bereiche niedrigere Temperaturen aufwiesen als andere. Besonders

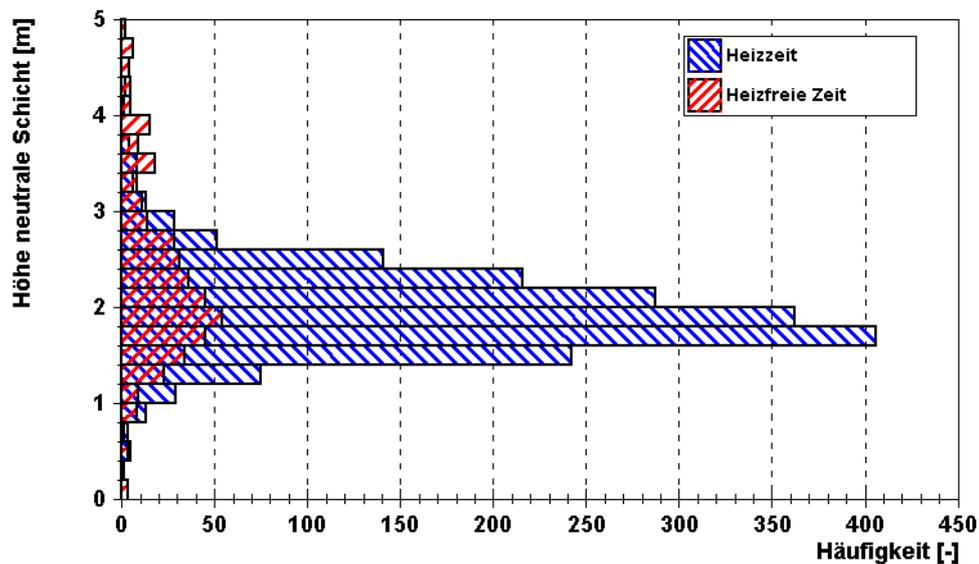


Abbildung 4.88: Häufigkeitsverteilung für die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ für den Lüftungszustand 4. Durchschnittlich liegt die Höhe der neutralen Schicht in der Heizzeit bei $1,94\text{ m}$ und in der Heizfreien Zeit bei $1,90\text{ m}$. Damit wird der Aufenthaltsbereich an den Außenwänden der Halle ganzjährig mit Luft durch die Leckagen versorgt. Die Zuluft aus den EWT gelangt nur in den inneren Teil der Halle.

auffällig war dies in der südlichen Ecke der Halle. Es wurde vermutet, dass der Anteil der Leckagen in den Außenwänden der Hallenbereiche unterschiedlich groß ist. Dadurch könnten in der Halle Bereiche entstehen, in denen mehr Außenluft einströmt als in andere, was zu niedrigeren Lufttemperaturen führen würde. Dies wurde in der Halle auch beobachtet und gemessen. Mit dem Lüftungszustand 4, der der häufigste Lüftungszustand in der Heizzeit ist, lässt sich diese ungleichmäßige horizontale Temperaturverteilung in der Halle erklären.

Da die mittlere Höhe seiner neutralen Schicht $1,94\text{ m}$ beträgt, strömt unterhalb dieser Höhe Außenluft durch die Leckagen in den Außenwänden ein. In Hallenteilen mit vielen Leckagen können dadurch Bereiche mit niedrigerer Temperatur entstehen. Das Lüftungssystem, das auf möglichst geringe horizontale Luftbewegungen ausgelegt wurde, kann die Luft dieser kälteren Bereiche nicht mit der restlichen Hallenluft vermischen.

► Die Untersuchung ergibt daher, dass bei diesem Lüftungssystem in der

Nähe von großen Leckagen kalte Bereiche entstehen können, da durch die geringen horizontalen Luftgeschwindigkeiten keine Durchmischung dieser kalten mit der restlichen Hallenluft stattfindet. Das würde die von den Beschäftigten der Halle genannten kalten Bereiche an den Hallentoren und die gemessenen niedrigeren Temperaturen im südlichen Teil der Halle erklären.

Die Luftwechselrate variiert in der Heizzeit zwischen Werten von $0,09$ bis $0,27 h^{-1}$. Obwohl dieses Intervall groß ist, liegen die Werte der durchschnittlichen Luftwechselrate und der häufigsten Luftwechselrate mit $0,18 h^{-1}$ bzw. $0,17 h^{-1}$ dicht beieinander (Abbildung 4.89). Die korrespondierenden Volumenströme sind auf der rechten Ordinate aufgetragen. Der durchschnittliche Volumenstrom beträgt $2.800 m^3/h$, der häufigste $2.700 m^3/h$. In der heizfreien Zeit ist die Variation zwischen den einzelnen Messwerten der Luftwechselrate kleiner als in der Heizzeit. Der durchschnittliche und häufigste Wert für die Luftwechselrate liegt jeweils bei $0,1 h^{-1}$ identisch. Dies entspricht einem Volumenstrom von $1.600 m^3/h$ und liegt damit etwa 7% über dem geforderten Luftwechsel von $1.500 m^3/h$.

Die Bilanz der Massenströme zeigt bei den einströmenden Massenströmen ein ähnliches Bild wie der Lüftungszustand 2. Der Lüftungszustand 4 lässt sich wie folgt charakterisieren:

- 88% des einströmenden Massenstroms kommen durch die EWT.
- Der Massenstrom durch die Leckagen $m_{Leck, ein}$ kann wie im Lüftungszustand 2 nicht vollständig unterdrückt werden, er beträgt jedoch lediglich 12% (Abbildung 4.90).
- Der Massenstrom durch den AWT zeigt mit 38% einen geringen Anteil am gesamten Abluftmassenstrom. Zirka 62% des ausströmenden Massenstroms entweichen durch die Leckagen aus der Halle. Dies schmälert die absolute Wärmemenge, die durch den AWT zurückgewonnen werden kann. Ein effizienter Einsatz eines AWT setzt eine wesentlich verbesserte Luftdichtheit der Halle voraus.

Die Absolutwerte der einzelnen Massenströme befinden sich in Tabelle 4.38

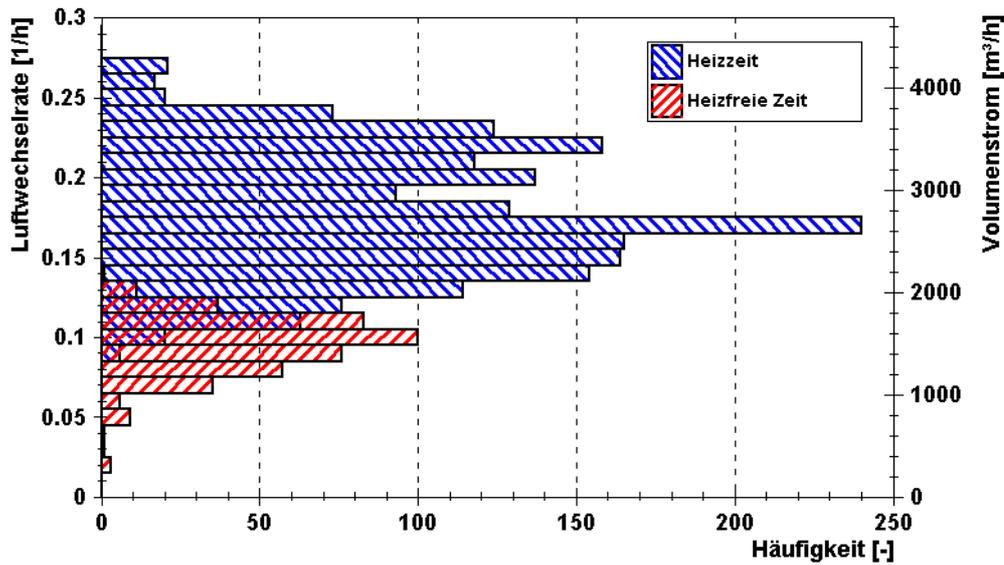


Abbildung 4.89: Histogramm der Luftwechselraten für den Lüftungszustand 4. In der heizfreien Zeit entspricht der durchschnittliche Luftwechsel mit $1.600 \text{ m}^3/\text{h}$ etwa dem geforderten Luftwechsel von $1.500 \text{ m}^3/\text{h}$. In der Heizzeit liegt der durchschnittliche Luftwechsel mit etwa $2.800 \text{ m}^3/\text{h}$ fast 1,9-mal höher als geplant.

Massenstrom durch die	Heizzeit		heizfreie Zeit	
	einströmend	ausströmend	einströmend	ausströmend
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Tore	–	–	–	–
EWT	0,83	–	0,46	–
RWA	–	–	–	–
AWT	–	0,36	–	0,2
Leckagen	0,11	0,58	0,06	0,32
Gesamt	0,94	0,94	0,52	0,52

Tabelle 4.38: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 4

Mit dem bekannten Abluftmassenstrom und der Gleichung 4.58 lässt sich der durchschnittliche Lüftungswärmeverlust $\overline{Q}_{L,4}$ für den Lüftungszustand 4 sowie der Lüftungswärmeverlust des Lüftungszustands 4 $Q_{L,4}$ für die gesamte Heizzeit des Betrachtungszeitraums berechnen (Tabelle 4.39).

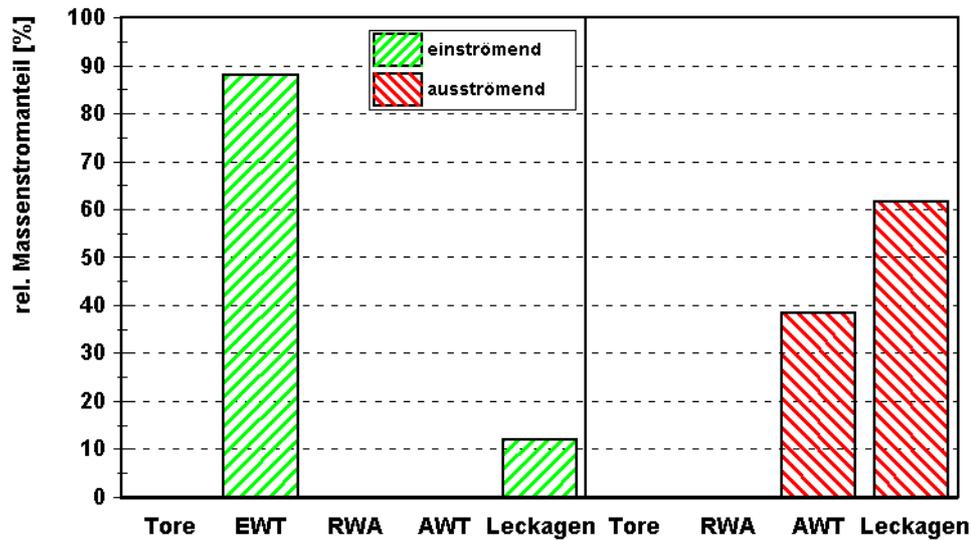


Abbildung 4.90: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 4. Etwa 12% des einwärts gerichteten Massenstroms gelangt durch die Leckagen in die Halle. Der AWT erfasst lediglich ca. 38% des ausströmenden Massenstroms, was seine zurückgewonnene Wärmemenge entsprechend mindert.

Zahl der auswertbaren 15-Minuten-Datensätze in der Heizzeit	[-]	1.893
Lüftungswärmeverlust in den auswertbaren Datensätzen der Heizzeit $Q_{L,4}^*$	[MWh]	7,36
Durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust pro auswertbarem Datensatz der Heizzeit $\bar{Q}_{L,4}$	[kWh]	3,9
Gesamtzahl der Datensätze des Lüftungszustands 4 für die Heizzeit	[-]	10.124
Hochgerechneter Lüftungswärmeverlust der gesamten Heizzeit $Q_{L,4}$	[MWh]	39,36

Tabelle 4.39: Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 4 im Betrachtungszeitraum

4.5.2.8 Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der AWT-Jalousie, der EWT und eines Hallentores (Lüftungszustand 8)

Durch die Öffnung eines Tores entstehen in der Halle zwei weiteren Massenströme: Der in die Halle gerichtete Massenstrom $\dot{m}_{Tor, ein}$ und der aus der Halle

strömende Massenstrom $\dot{m}_{Tor,aus}$ (Abbildung 4.91). Der Größenvergleich der effektiven Öffnungsflächen $A_{eff,Tor}$ und $A_{eff,AWT}$ lässt erwarten, dass

1. die Massenströme durch das geöffnete Tor die größten Massenströme dieses Lüftungszustands sind,
2. die Höhe der neutralen Schicht ungefähr auf der halben Torhöhe liegt, da aus Lüftungszustand 4 (Abschnitt 4.5.2.7) bekannt ist, dass die Massenströme aus den EWT ungefähr denen aus dem AWT entsprechen und daher
3. durch die AWT-Jalousie lediglich Luft aus- jedoch nicht einströmt.

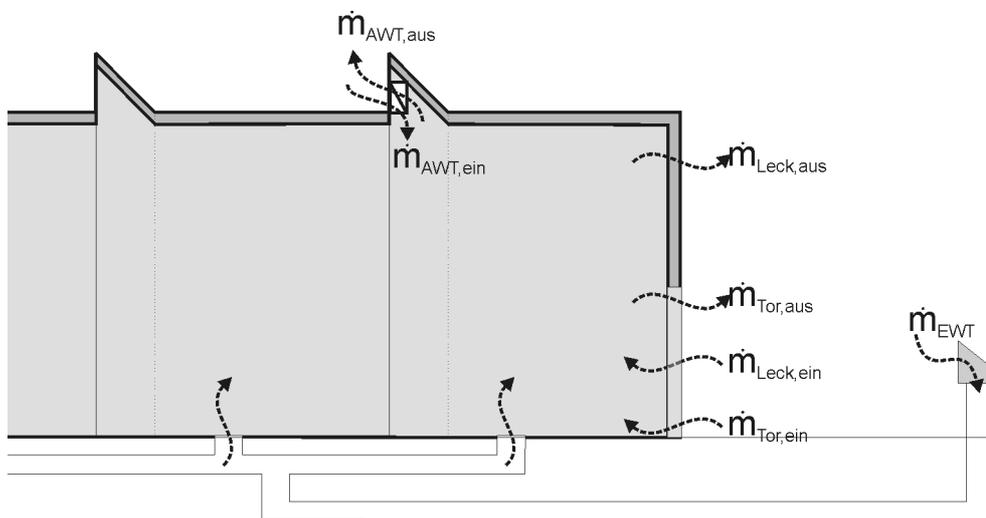


Abbildung 4.91: Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 8

Für die Massenströme gilt damit:

$$\dot{m}_{AWT,ein} = \dot{m}_{RWA,ein} = \dot{m}_{RWA,aus} = 0$$

Die Höhe der neutralen Schicht berechnet sich nach Gleichung 4.47 für den Lüftungszustand 8 durch:

$$H_{Neutral} = H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{Tor,ein} - \dot{m}_{Tor,aus} - \dot{m}_{AWT,aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right] \quad (4.71)$$

Die Tore gaben zu Beginn des Projekts öfter Anlass zur Klage seitens der Nutzer, da das Nordosttor als einfaches Sektionaltor ausgeführt war und nur zur Vorhaltung dienen sollte. Durch Änderungen im Produktionsablauf wurde das Nordtor ab 1999 jedoch häufig zur Anlieferung für das Lager im nordöstlichen Teil der Halle genutzt. Nachdem im Sommer 2000 vor dieses Tor ein zusätzliches Schnelllauftor eingebaut wurde, verringerten sich die Öffnungsdauern der Tore (Tabelle 4.40).

In dem hier behandelten Betrachtungszeitraum waren beide Tore als Schnelllauftore ausgestattet. Das erklärt das seltene Auftreten der Lüftungszustände mit einem bzw. beiden geöffneten Toren.

	Heizzeit [min/h]	heizfreie Zeit [min/h]
Nordosttor	1:23	4:26
Südwesttor	1:16	1:48

Tabelle 4.40: Durchschnittliche Öffnungsdauern des Nordost- bzw. des Südwesttores im Betrachtungszeitraum. Beim Nordosttor achten die Beschäftigten in der heizfreien Zeit nicht so genau darauf, dass das Schnelllauftor in Funktion und geschlossen ist. Denn im Gegensatz zum Südwesttor, dass über Induktionsschleifen im Boden geöffnet und geschlossen wird, muss das nordöstliche Schnelllauftor mit einer Fernbedienung geöffnet bzw. geschlossen werden. In der Heizzeit weisen die beiden Tore fast die gleichen Öffnungsdauern auf.

Die Berechnungen von $H_{Neutral}$ zeigen, dass die neutrale Schicht sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit lediglich wenige Zentimeter von der halben Torhöhe ($2,55\text{ m}$) abweicht. Im Durchschnitt liegt sie in der Heizzeit bei $2,56\text{ m}$ bzw. während der heizfreien Zeit bei $2,57\text{ m}$ (Abbildung 4.93). Die häufigste Höhe liegt in der Heizzeit bei $2,56\text{ m}$ bzw. in der heizfreien Zeit bei $2,57\text{ m}$.

Beim Lüftungszustand 8 entstehen durch das geöffnete Tor große Luftwechselraten, die die Luftschichtung in der Halle vollkommen zerstören (Abbildung 4.94). Der durchschnittliche und häufigste Wert beträgt in der Heizzeit $1,7\text{ h}^{-1}$, was einem Volumenstrom von etwa $26.600\text{ m}^3/\text{h}$ entspricht. In der

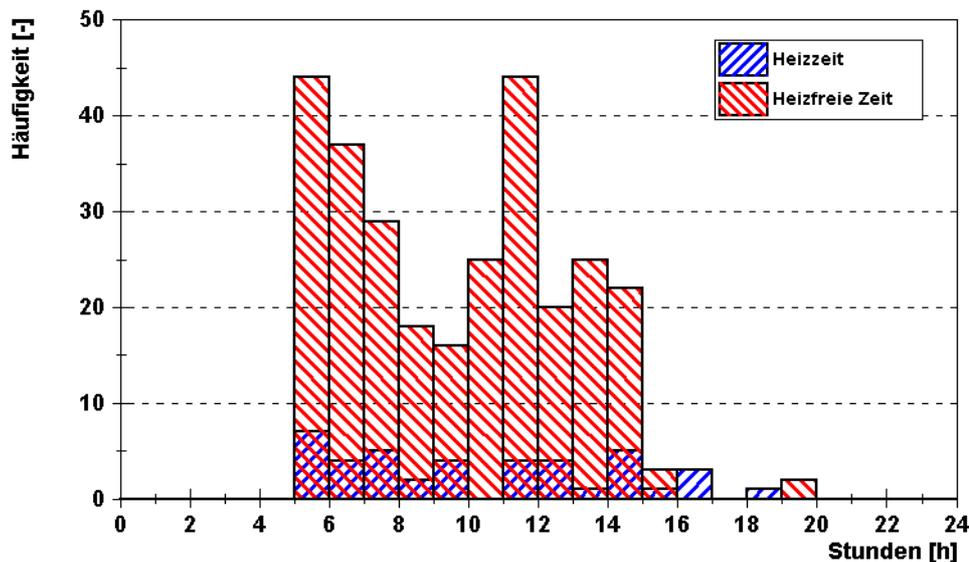


Abbildung 4.92: Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 8 zu verschiedenen Tageszeiten. Dieser Lüftungszustand kommt vorwiegend während der Nutzung der Halle in der heizfreien Zeit vor.

heizfreien Zeit reduziert er sich auf durchschnittlich $1,1 h^{-1}$ oder einem Volumenstrom von $16.600 m^3/h$, der häufigste Wert liegt bei einer LWR von $1,3 h^{-1}$ bzw. $20.300 m^3/h$.

Verglichen mit dem Lüftungszustand 4 werden die Luftwechselraten durch das Öffnen eines Tors in etwa verzehnfacht.

Die Massenstrombilanz ergibt folgendes Bild:

- Die Massenströme durch das offene Tor dominieren sowohl beim Zuluft- als auch beim Abluftmassenstrom mit einem Anteil von über 90%. Durch das Öffnen des Tores wird die Luftschichtung in der Halle vollkommen zerstört, so dass sie sich nach dem Schließen erst wieder aufbauen muss. Durch den Einsatz von Schleusen würde die Luftschichtung in der Halle trotz einiger Störungen intakt bleiben.
- Die EWT haben einen geringen Anteil von etwa 7% am Zuluftmassenstrom.
- Der Zuluftmassenstrom durch die Leckagen ist vernachlässigbar.

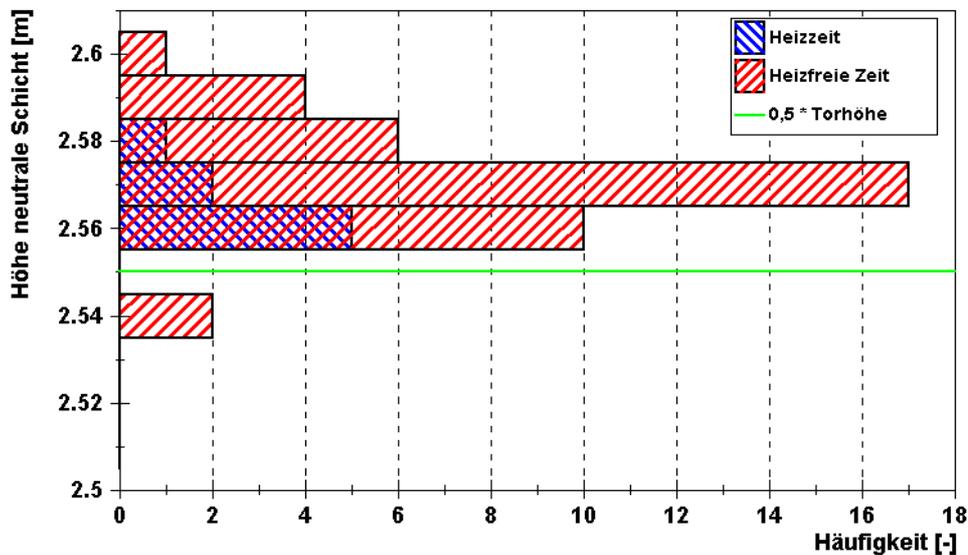


Abbildung 4.93: Häufigkeitsverteilung der Höhe der neutralen Schicht differenziert nach Heizzeit und heizfreier Zeit für den Lüftungszustand 8. Die durchschnittliche Höhe der neutralen Schicht ist für die Heizzeit und die heizfreie Zeit fast identisch. Sie liegt in der Heizzeit bei $2,56\text{ m}$ und in der heizfreien Zeit bei $2,57\text{ m}$ und damit nur $0,01\text{ m}$ bzw. $0,02\text{ m}$ höher als die mittlere Torhöhe.

- Beim Abluftmassenstrom ist der Anteil der Massenströme durch den AWT und die Leckagen mit jeweils etwa 5% gleich groß, jedoch von geringer Bedeutung.

Mit dem bekannten auswärts gerichteten Massenstrom und der Gleichung 4.58 lässt sich der durchschnittliche Lüftungswärmeverlust $\overline{Q}_{L,8}$ für den Lüftungszustand 8 sowie der Lüftungswärmeverlust des Lüftungszustands 8 $Q_{L,8}$ für die gesamte Heizzeit des Betrachtungszeitraums berechnen (Tabelle 4.42).

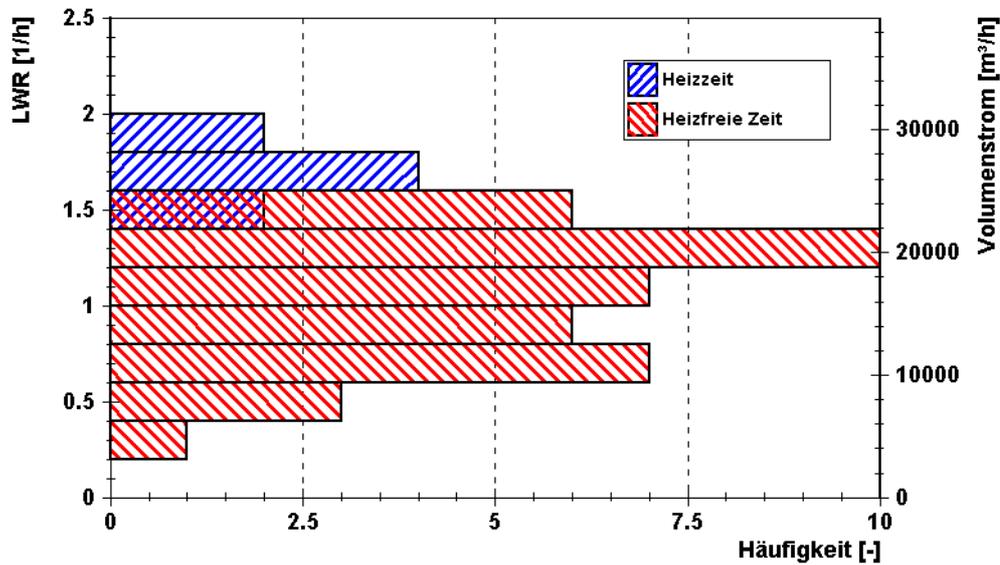


Abbildung 4.94: Histogramm der LWR für die Heizzeit und die heizfreie Zeit des Lüftungszustands 8. Seine LWR sind etwa 10-mal größer als die des Lüftungszustands 4. Im Durchschnitt liegt die LWR in der Heizzeit bei $1,7 h^{-1}$ und in der heizfreien Zeit bei $1,3 h^{-1}$.

Massenstrom durch die	Heizzeit		heizfreie Zeit	
	einströmend	ausströmend	einströmend	ausströmend
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Tore	8,16	8,00	4,65	4,56
EWT	0,53	—	0,30	—
RWA	—	—	—	—
AWT	—	0,44	—	0,25
Leckagen	0,08	0,34	0,05	0,20
Gesamt	8,78	8,78	5,00	5,00

Tabelle 4.41: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 8

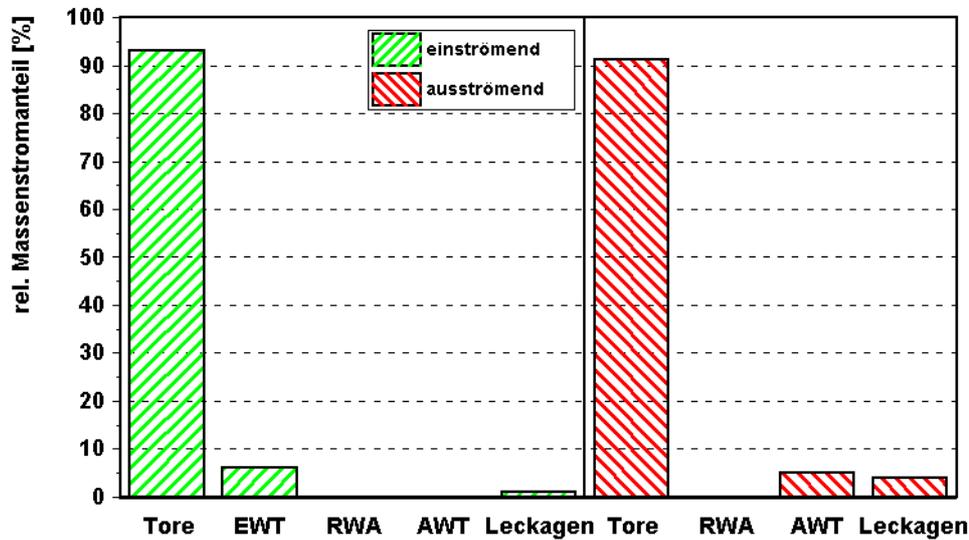


Abbildung 4.95: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 8. Die Massenströme durch das offene Tor dominieren mit einem Anteil von über 90% sowohl beim einströmenden als auch beim ausströmenden Massenstrom. Die Luftschichtung der Halle wird dadurch vollkommen zerstört und muss sich nach dem Schließen des offenen Tores neu aufbauen.

Zahl der auswertbaren 15-Minuten-Datensätze in der Heizzeit	[-]	8
Lüftungswärmeverlust in den auswertbaren Datensätzen der Heizzeit $Q_{L,8}^*$	[MWh]	0,74
Durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust pro auswertbarem Datensatz der Heizzeit $\bar{Q}_{L,8}$	[kWh]	92,5
Gesamtzahl der Datensätze des Lüftungszustands 8 für die Heizzeit	[-]	41
Hochgerechneter Lüftungswärmeverlust der gesamten Heizzeit $Q_{L,8}$	[MWh]	3,79

Tabelle 4.42: Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 8 im Betrachtungszeitraum

4.5.2.9 Massenströme in der Halle unter Berücksichtigung der RWA-Klappen, der AWT-Jalousie und der Erdkanäle (Lüftungszustand 11)

Dieser Lüftungszustand entsteht vorwiegend im Sommer, wenn die Halle Temperaturen über 24°C aufweist und durch einen besonders hohen Luftwechsel durch geöffnete RWA-Klappen und geöffnete AWT-Jalousie gekühlt werden soll (Abbildung 4.96). Erwartet wird dadurch ein besonders hoher Luftwechsel. Dieser stellt sich auch ein, jedoch wird nur ein kleiner Teil der Luft aus den EWT angesogen. Der weitaus größere Teil dringt durch die RWA-Klappen und die AWT-Jalousie ein, da, wie in Abschnitt 4.5.2.6 beschrieben, die effektive Öffnungsfläche $A_{eff,RWA}$ sehr viel größer als die des EWT ist und daher die neutrale Schicht innerhalb der Sheds liegt. Für die Massenströme gilt daher:

$$\dot{m}_{Tor, ein} = \dot{m}_{Tor, aus} = 0 \quad (4.72)$$

Die Höhe der neutralen Schicht berechnet sich aus

$$H_{Neutral} = H_{Halle} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{EWT} + \dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein}}{\dot{m}_{LG}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{RWA, aus} + \dot{m}_{AWT, aus}}{\dot{m}_{LG}} \right)^{\frac{10}{7}} \right] \quad (4.73)$$

Sehr häufig trat der Lüftungszustand 11 nach Schichtende auf. Nachmittags, wenn die Lufttemperatur in der Halle über 24°C stieg, öffneten sich die AWT-Jalousie und die RWA-Klappen, um mittels verstärkter Lüftung die Halle zu kühlen. In den Nachtstunden kam dieser Lüftungszustand jedoch selten vor. Erst zwischen zwei und fünf Uhr gab es noch einmal ein kleines Häufigkeitsmaximum, bevor zu Schichtbeginn der Lüftungszustand seine geringste Häufigkeit aufwies. Dieses Maximum zwischen zwei und fünf Uhr kam auch während der Heizzeit vor. Hier stellte es sogar den häufigsten Wert, während zu den sonstigen Tageszeiten dieser Lüftungszustand wie geplant keine Bedeutung hatte. Warum dieses Maximum kurz vor Schichtbeginn auch in der Heizzeit auftrat, ist unklar. Eine entsprechende Programmierung der Steuerung liegt nicht vor.

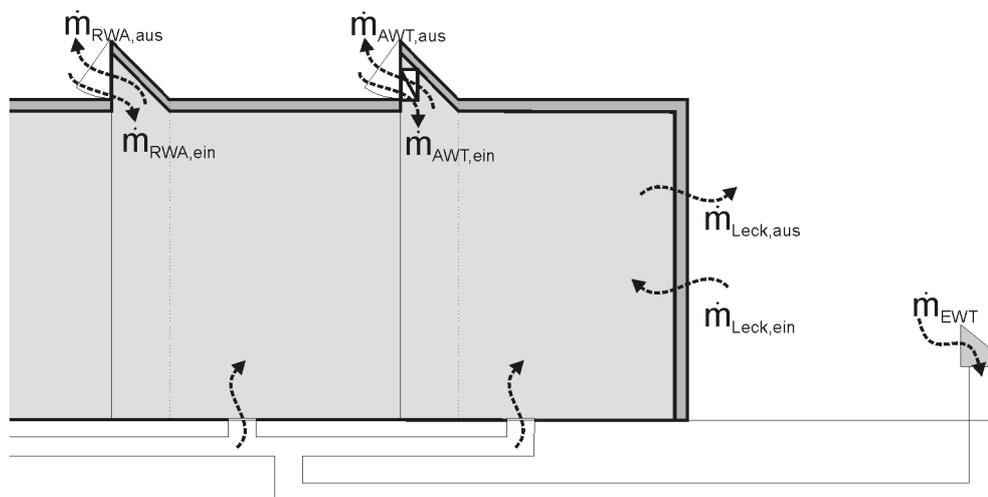


Abbildung 4.96: Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 11

Da nachts die Halle nicht genutzt wurde, kam auch keine gravierende Verschlechterung der Luftqualität vor.

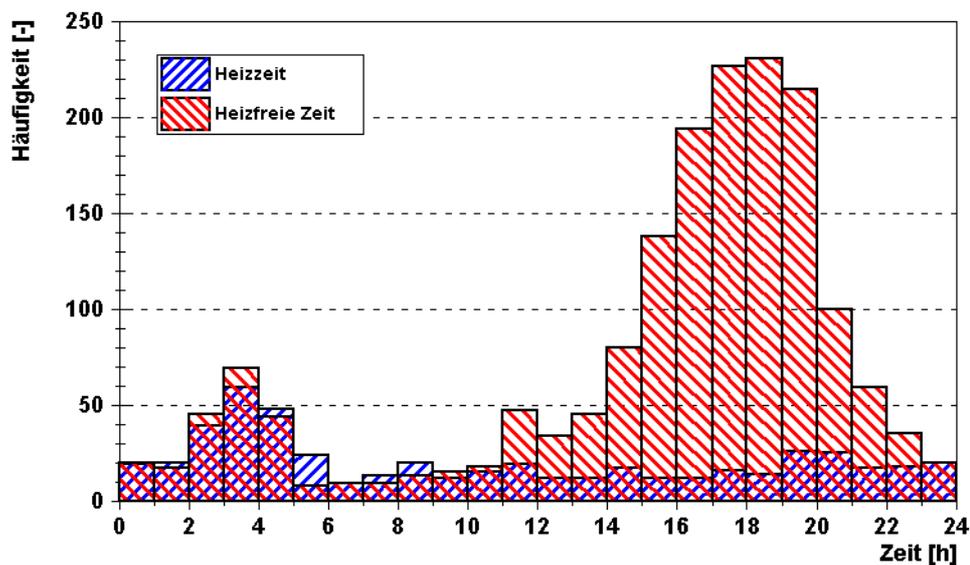


Abbildung 4.97: Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 11 differenziert nach der Tageszeit. Dieser Lüftungszustand trat besonders häufig gegen Ende der Betriebszeit in den frühen Nachmittagsstunden auf. Auffällig ist das kleine Häufigkeitsmaximum am frühen Morgen, dass sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit auftritt.

Die Verteilung der Öffnungsgrade der RWA-Klappen auf die sieben möglichen Öffnungswinkel zeigt beim Lüftungszustand 11 eine deutliche Tendenz zur vollständigen Öffnung der Klappen (Abbildung 4.98). Etwa 63% aller ausgewerteten Datensätze weisen einen Öffnungswinkel von 35° auf. Aus Abbildung 4.97 ist bekannt, dass dieser Lüftungszustand vorwiegend in der heizfreien Zeit am frühen Abend auftritt und damit zur Abkühlung der Halle beiträgt.

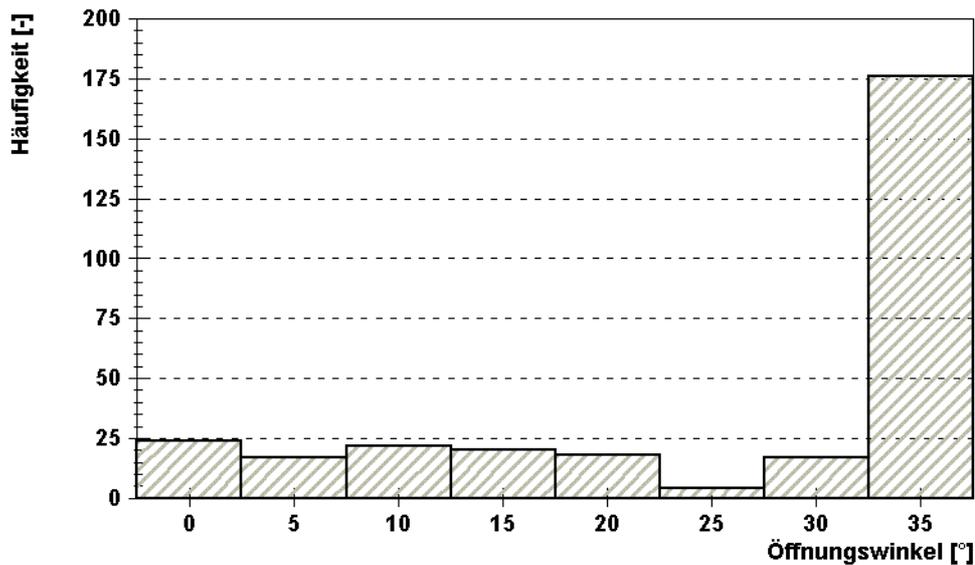


Abbildung 4.98: Histogramm der Öffnungswinkel der RWA-Klappen. In etwa 63% aller Fälle waren die Klappen vollständig geöffnet.

Bei der Nachtkühlung entsteht durch die oben einfallende Außenluft eine Durchmischung der Hallenluft, wodurch der mögliche Kühleffekt verringert wird. Dadurch, dass die Außenluft nicht vorher in den EWT abgekühlt wird, vermindert sich der Kühleffekt noch zusätzlich. Es lässt sich jedoch nicht abschätzen, ob das Lüftungssystem einen größeren Kühleffekt aufweisen würde, wenn die Öffnungsflächen der RWA-Klappen und die der AWT-Jalousie soweit reduziert würden, dass auch in diesem Lüftungszustand in ihnen ausschließlich ein Abluftmassenstrom entstehen würde. Dazu wäre ein gesonderter Versuch notwendig, der den Umfang dieser Arbeit übersteigt. Das Steuerkonzept der Öffnung der RWA-Klappen sollte unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse überarbeitet werden.

Im jetzigen Zustand ergeben die Auswertungen eine durchschnittliche Höhe der neutralen Schicht von $8,14\text{ m}$. Wie beim Lüftungszustand 8 ergeben sich

nur geringe Variationen von $H_{Neutral}$ (Abbildung 4.99). Der Durchschnitt der Schichthöhe in der Heizzeit entspricht dem häufigsten Wert und liegt bei $8,14\text{ m}$. In der heizfreien Zeit befindet sich die neutrale Schicht sowohl durchschnittlich als auch am häufigsten auf einer Höhe von $8,15\text{ m}$.

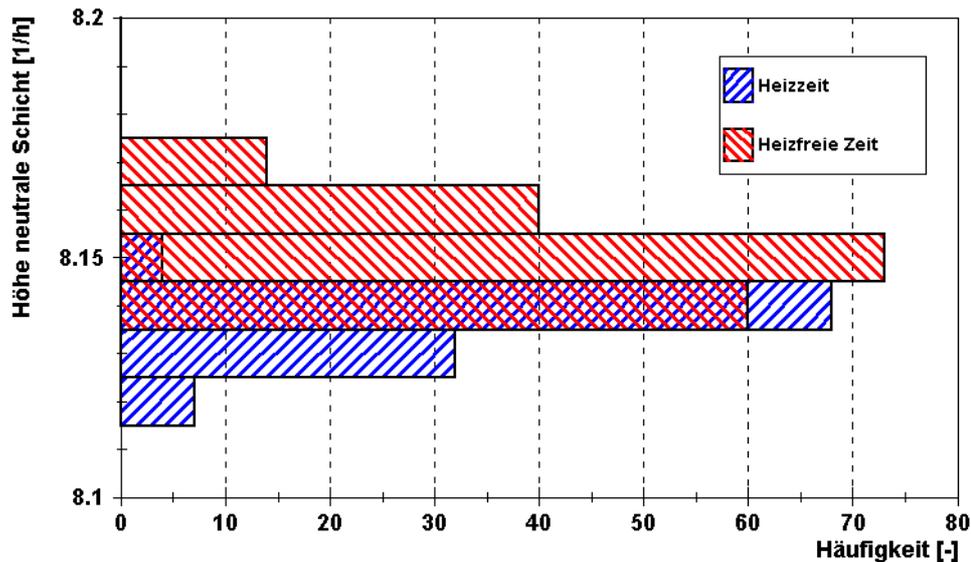


Abbildung 4.99: Histogramm der Höhe der neutralen Schicht für den Lüftungszustand 11. Die durchschnittliche Höhe der neutralen Schicht war in der Heizzeit und in der heizfreien Zeit nahezu identisch. Sie lag bei $8,14\text{ m}$ in der Heizzeit bzw. bei $8,15\text{ m}$ in der heizfreien Zeit.

Die Luftwechselraten liegen im Durchschnitt in der Heizzeit bei $1,4\text{ h}^{-1}$ oder ca. $22.000\text{ m}^3/\text{h}$ (Abbildung 4.100). Dieser Lüftungszustand war für die Heizzeit nicht geplant, da ein derartig hoher Luftwechsel durch die Lufthygiene nicht zu begründen ist und einen enormen Lüftungswärmeverlust darstellt. Er ist auf eine fehlerhafte Einstellung der Heizungsregelung zurückzuführen, die inzwischen behoben wurde. In der heizfreien Zeit kommt dieser Lüftungszustand wesentlich häufiger vor. Hier liegt die Luftwechselrate bei durchschnittlich $0,8\text{ h}^{-1}$ bzw. einem Volumenstrom von $12.500\text{ m}^3/\text{h}$. Die Planung sah für die sommerliche Nachtkühlung einen *maximalen* Volumenstrom von $6.000\text{ m}^3/\text{h}$ durch die EWT vor. Es ist zweifelhaft, ob für die Nachtauskühlung der Halle der in der Praxis mehr als doppelt so hohe *durchschnittliche* Volumenstrom aus den oben bereits genannten Gründen notwendig bzw. sinnvoll ist.

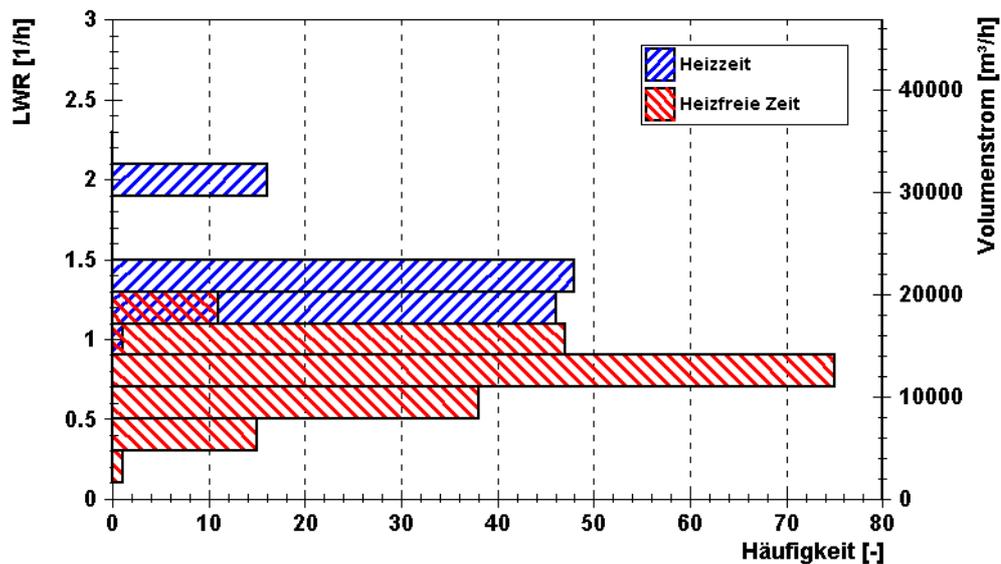


Abbildung 4.100: Histogramm der LWR für die Heizzeit und die heizfreie Zeit des Lüftungszustands 11. Es entwickelten sich hohe Luftwechselraten in diesem Lüftungszustand. In der Heizzeit betrug er durchschnittlich $1,4 h^{-1}$ oder rund $22.000 m^3/h$. Während der heizfreien Zeit entstand im Durchschnitt eine LWR von $0,8 h^{-1}$, was einem Luftwechsel von $12.500 m^3/h$ entspricht.

Das Verhältnis der durch die AWT-Jalousie bzw. die RWA-Klappen einströmenden Zuluftmassenströme $\dot{m}_{AWT, ein}$ und $\dot{m}_{RWA, ein}$ zu dem insgesamt aus der Halle ausströmenden Massenstrom \dot{m}_{aus} liegt im Durchschnitt in der Heizzeit bei 0,78 und in der heizfreien Zeit bei 0,83 (Abbildung 4.101).

Die sich daraus ergebenden Folgerungen sind:

- In der heizfreien Zeit wurde in diesem Zustand durchschnittlich 83% des Zuluftmassenstroms nicht durch die EWT vorkonditioniert. Das unterstreicht die Vermutung, dass diese Lüftungsstrategie, deren Funktion anders geplant war, sich ungünstig auf die sommerlichen Nachtauskühlung auswirkt.
- Lediglich 22% des gesamten einströmenden Massenstroms gelangen bei diesem Lüftungszustand durch die EWT vorgewärmt in die Halle. Der Nutzungsgrad der Vorwärmung durch die EWT könnte durch eine andere Steuerung der RWA-Klappen und der AWT-Jalousie gesteigert werden.

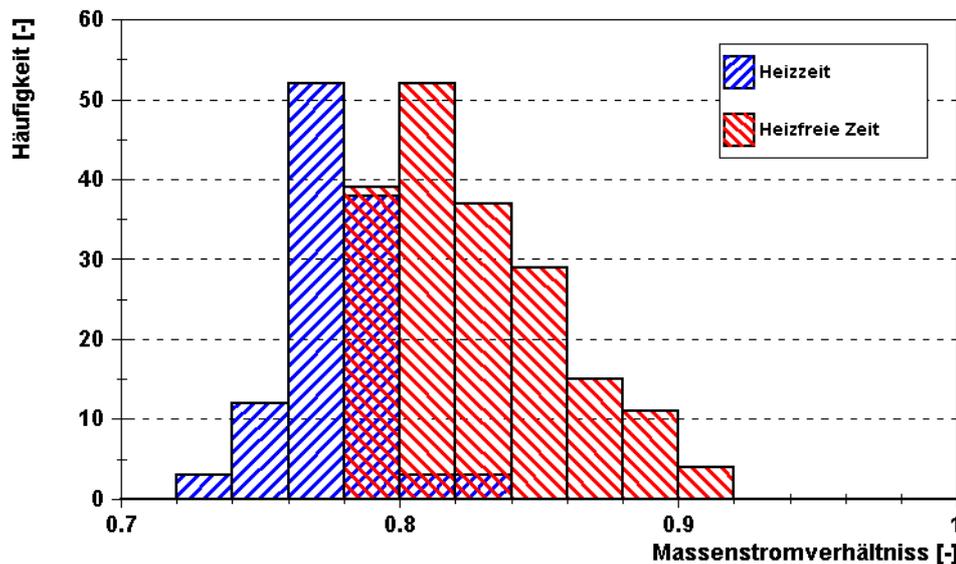


Abbildung 4.101: Verhältnis der durch die RWA-Klappen und die AWT-Jalousie eindringenden Massenströme zu der Summe der die Halle verlassenden Massenströme $\frac{\dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein}}{\dot{m}_{aus}}$. Je größer dieses Massenstromverhältnis ist desto niedriger ist der Zuluftmassenstrom durch die EWT. In der heizfreien Zeit kamen durchschnittlich lediglich 17% der Zuluft der Halle durch die EWT. Die sommerliche Kühlung durch die EWT könnte noch wesentlich besser arbeiten, wenn der Zuluftmassenstrom durch die EWT einen höheren Beitrag liefern würde. In der Heizzeit strömten im Durchschnitt lediglich 22% der Zuluft durch die EWT in die Halle, wodurch ein Großteil der Vorwärmung für die Zuluft nicht genutzt werden konnte.

- Es sollte möglichst vermieden werden, dass dieser Lüftungszustand in der Heizzeit überhaupt auftritt. Unter den normalen Bedingungen in der Halle reicht das Öffnen der AWT-Jalousie (Lüftungszustand 4) aus, um den geforderten Luftwechsel in der Halle sicherzustellen.

Die Massenstrombilanz stellt sich wie folgt dar (Abbildung 4.102):

- Der Anteil der RWA-Klappen überragt sowohl beim Zuluftmassenstrom mit 83% als auch beim Abluftmassenstrom mit 97% alle anderen Beiträge bei weitem.
- Durch die Höhe der neutralen Schicht entwickelt sich auch in dem AWT

ein Zuluftmassenstrom, der in der Bilanz etwa den gleichen Beitrag liefert wie sein Abluftmassenstrom, jedoch für die Bilanz vernachlässigbar sind.

- Ebenfalls vernachlässigbar ist der Abluftmassenstrom durch die Leckagen.
- Etwa 12% der Zuluft der Halle strömen durch die EWT in die Halle.
- Der Massenstrom durch die Leckagen in die Halle hinein ist mit ca. 6% Anteil halb so groß wie der durch die EWT.

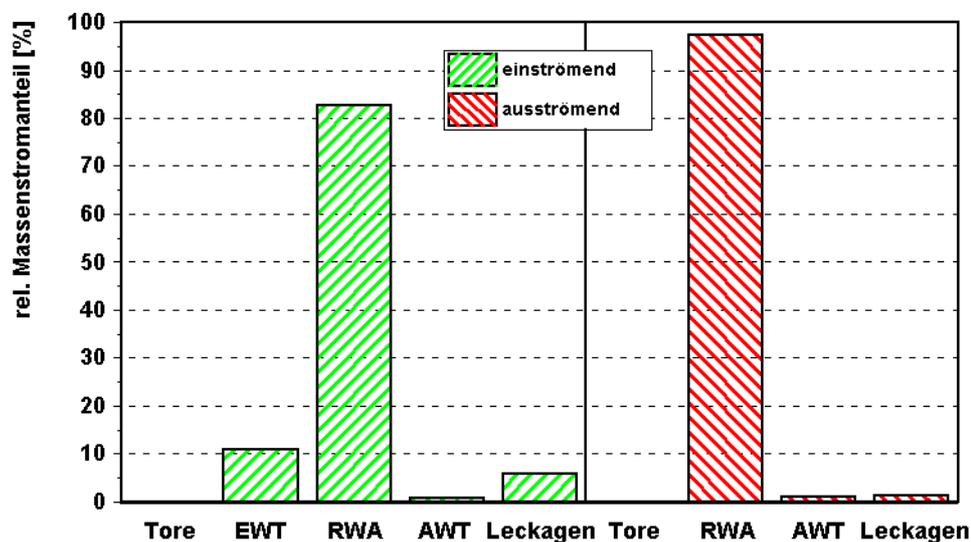


Abbildung 4.102: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 11. Wie beim Lüftungszustand 3 dominierten die Massenströme durch die RWA-Klappen. Die einwärts gerichteten Massenströme durch die EWT und die Leckagen betragen 12% bzw. 7%. Die Massenströme durch den AWT und die aus der Halle herausströmenden Leakageströme waren vernachlässigbar.

Mit dem bekannten auswärts gerichteten Massenstrom und der Gleichung 4.58 lässt sich der durchschnittliche Lüftungswärmeverlust $\overline{Q}_{L,11}$ für den Lüftungszustand 11 sowie der Lüftungswärmeverlust des Lüftungszustands 11 $Q_{L,11}$ für die gesamte Heizzeit des Betrachtungszeitraums berechnen (Tabelle 4.44).

Massenstrom durch die	Heizzeit		heizfreie Zeit	
	einströmend	ausströmend	einströmend	ausströmend
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Tore	–	–	–	–
EWT	0,79	–	0,45	–
RWA	5,91	6,99	3,39	4,01
AWT	0,07	0,11	0,04	0,06
Leckagen	0,43	0,11	0,25	0,06
Gesamt	7,21	7,21	4,13	4,13

Tabelle 4.43: Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 11

Zahl der auswertbaren 15–Minuten–Datensätze in der Heizzeit	[-]	110
Lüftungswärmeverlust in den auswertbaren Datensätzen der Heizzeit $Q_{L,11}^*$	[MWh]	2,56
Durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust pro auswertbarem Datensatz der Heizzeit $\bar{Q}_{L,11}$	[kWh]	23,3
Gesamtzahl der Datensätze des Lüftungszustands 11 für die Heizzeit	[-]	518
Hochgerechneter Lüftungswärmeverlust der gesamten Heizzeit $Q_{L,11}$	[MWh]	12,06

Tabelle 4.44: Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 11 im Betrachtungszeitraum

4.5.3 Bewertung der Lüftungswärmeverluste der Halle

Aus den berechneten Lüftungswärmeverlusten der betrachteten Lüftungszustände ergeben sich folgende wesentliche Fragestellungen für die Halle, die an dieser Stelle untersucht werden sollen.

1. Welcher Lüftungszustand erzeugt die größten Lüftungswärmeverluste und wie lassen sie sich reduzieren?
2. Wie hoch ist die Luftwechselrate der Halle?

3. Wie groß sind die Jahres-Lüftungswärmeverluste der Halle?
4. Wie verändert sich die Primärenergie- und CO₂-Bilanz der Halle in ihrem untersuchten Zustand im Vergleich zu den Simulationsergebnissen des Ausführungs- bzw. Referenzprojekts aus der Planungs- und Bau-phase?

4.5.3.1 Vergleich der durch die Lüftungszustände entstandenen Lüftungswärmeverluste

Bei diesem Vergleich steht die absolute Höhe der Lüftungswärmeverluste im Vordergrund. Interessant für die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Hallen mit anderer Nutzungscharakteristik sind jedoch auch die spezifischen auf den Datensatz bezogenen Lüftungswärmeverluste. Nutzungsänderungen könnten zu einer Veränderung in der Häufigkeit der Lüftungszustände führen. Mit diesen Daten könnte der voraussichtliche Lüftungswärmededarf für andere Hallen abgeschätzt werden.

Die im Untersuchungszeitraum in den Lüftungszuständen 2, 4, 8 und 11 entstandenen Lüftungswärmeverluste $Q_{L, ges}$ betragen 80,0 *MWh* (Tabelle 4.45). Dabei zeigt sich, dass der Lüftungszustand 8 mit insgesamt 41 Datensätzen, die einer Gesamtdauer des Lüftungszustands von $10 \frac{1}{4} h/a$ entsprechen, gegenüber einer Dauer des Untersuchungszeitraums von 8760 Stunden vernachlässigbar ist. Der durch ihn entstehende Lüftungswärmeverlust beträgt ungefähr 4%. Er weist jedoch die höchsten Lüftungswärmeverluste pro Datensatz auf. Der Lüftungszustand 8 unterscheidet sich vom Lüftungszustand 4 durch ein geöffnetes Hallentor. Der Vergleich der pro Datensatz entstehenden Lüftungswärmeverluste der Lüftungszustände 4 und 8 zeigt, wie groß die Lüftungswärmeverluste durch ein Hallentor sein können und unterstreicht die Forderung nach

- kurzen Öffnungsdauern durch grundsätzlichen Einbau von Schnelllaufotoren.
- Minimierung der Lüftungswärmeverluste während der Öffnungsdauer durch Schleusen aus zwei Schnelllaufotoren.

Die Lüftungszustände 2 und 4 verdeutlichen die Bedeutung der permanenten Lüftungswärmeverluste durch den Fugenluftwechsel. Im Lüftungszustand 2

Lüftungszustand	Lüftungswärmeverluste				Anzahl der Datensätze in der Heizzeit	
	absolut		pro Datensatz		[-]	[%]
	[MWh]	[%]	[kWh]	[%]		
2	24,8	31	3,2	3	7.715	42
4	39,4	49	3,9	3	10.124	55
8	3,8	4	92,5	75	41	0
11	12,1	16	23,3	19	518	3
Gesamt	80,0	100		100	18.398	100

Tabelle 4.45: Vergleich der absoluten und spezifischen Lüftungswärmeverluste der untersuchten Lüftungszustände. Die größten Lüftungswärmeverluste in der Halle entstanden durch die Lüftungszustände 2 und 4, infolge ihres häufigen Vorkommens. Lüftungszustand 8 erzeugte die höchsten Lüftungswärmeverluste pro Datensatz, sein absoluter Lüftungswärmeverlust war durch seine geringe Zahl von Datensätzen jedoch gering.

strömt die Luft durch die EWT und die Leckagen in die Halle und verlässt die Halle durch die Leckagen wieder. Würde der Luftwechsel des Lüftungszustands 2 durch eine bessere Luftdichtheit des Gebäudes statt $0,14 h^{-1}$ in der Heizzeit lediglich $0,07 h^{-1}$ betragen, wäre der geforderte Luftwechsel in der Halle von $1.500 m^3/h$ durch den Fugenluftwechsel immer noch fast erfüllt. Der Lüftungswärmeverlust $Q_{L,2}$ würde sich um ungefähr $12 MWh$ oder 15% reduzieren. Die Häufigkeit des Lüftungszustands 2 würde sich zugunsten des Lüftungszustands 4 reduzieren. Die Größenordnung der Reduktion lässt sich jedoch ohne Simulationen nicht angeben. Diese würden den Umfang dieser Arbeit allerdings übersteigen und wurden daher nicht durchgeführt.

Da der Lüftungszustand 4 die Halle durch den AWT und die Leckagen entlüftet, würde eine um 50% verbesserte Luftdichtheit

- den Abluftmassenstrom durch den AWT um etwa 50% erhöhen und
- den Ertrag der Wärmerückgewinnung ebenfalls um 50% verbessern, was den Lüftungswärmeverlust zusätzlich verringern würde.

Da der gemessene Wärmegewinn des AWT im Untersuchungszeitraum $11 MWh$ betrug, wäre demnach eine Steigerung auf etwa $16,5 MWh$ möglich.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Regelung des AWT zu dieser Zeit noch nicht optimiert und die Zirkulationspumpe seit Dezember 2001 defekt war. Dadurch fehlen gerade für den Zeitraum die Beiträge zur Wärmerückgewinnung, in dem erfahrungsgemäß der AWT einen großen Anteil der Wärmegewinne erzielt. Der Beitrag des AWT könnte demnach noch höher liegen.

4.5.3.2 Berechnung der Luftwechselrate der Halle im Untersuchungszeitraum

Die betrachteten Lüftungszustände repräsentieren 79% aller Datensätze des Untersuchungszeitraums. Da die Zusammensetzung der *gestörten* Lüftungszustände nicht bekannt ist, wird vereinfacht davon ausgegangen, dass sich ein Datensatz eines gestörten Lüftungszustands proportional zur Verteilung der Lüftungszustände 2, 4, 8 und 11 im gesamten Untersuchungszeitraum zusammensetzen lässt.

Mit dieser Annahme lässt sich die mittlere Luftwechselrate hochrechnen (Tabelle 4.46). Die Luftwechselrate wird dabei entsprechend der prozentualen Verteilung der Lüftungszustände in den *auswertbaren Datensätzen* gewichtet.

Bei dieser Betrachtungsweise bleibt der Windangriff am Gebäude unberücksichtigt. Da bei höheren Windgeschwindigkeiten der Windangriff größere Luftwechsel als der thermische Auftrieb erzeugt, ist die hier berechnete durchschnittliche Luftwechselrate als *untere Grenze* der tatsächlich vorhandenen Luftwechselrate zu verstehen.

Die Ergebnisse der Tabelle lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- ▶ Wesentlichen Einfluss auf die mittlere Luftwechselrate der Halle haben die Lüftungszustände 2 und 4 durch ihre große Häufigkeit.
- ▶ Die Luftwechselrate ist mit $0,2 h^{-1}$ doppelt so hoch wie für den geplanten Mindestluftwechsel in der Halle von $1.500 m^3/h$ vorgesehen war.
- ▶ Beim Vergleich der Bilanzen der Massenströme für den Lüftungszustand 2 fällt auch hier wieder der große Leckagestrom $\dot{m}_{Leck,aus}$ auf.
- ▶ Der Lüftungszustand 11 sorgt in der heizfreien Zeit durch einen höheren prozentualen Anteil seiner Datensätze an der Grundgesamtheit dafür,

Lüftungszustand	Datensätze		Luftwechselrate		Volumenstrom	
	Heizzeit [%]	heizfreie Zeit [%]	Heizzeit [h ⁻¹]	heizfreie Zeit [h ⁻¹]	Heizzeit [m ³ /h]	heizfreie Zeit [m ³ /h]
2	42	45	0,14	0,06	2.200	950
4	54	36	0,18	0,10	2.800	1.550
8	0	0	1,70	1,10	26.550	17.200
11	3	15	1,40	0,80	21.900	12.500
nach Häufigkeit der Datensätze gewichteter Mittelwert			0,20	0,18	3.150	2.800

Tabelle 4.46: Berechnung der mittleren Luftwechselrate der Halle differenziert nach Heizzeit und heizfreier Zeit *ohne* Berücksichtigung des Windangriffs. Die Luftwechselraten differieren lediglich um 10%. Die Lüftungszustände, die hohe Luftwechselraten erzeugen, haben in der Heizzeit geringen Einfluss auf die mittlere Luftwechselrate der Halle. Die Volumenströme in der Halle sind in der Heizzeit mehr als doppelt so groß wie notwendig.

dass die Differenz zwischen den Luftwechselraten der Heizzeit und der der heizfreien Zeit lediglich 10% beträgt.

4.5.3.3 Berechnung der Jahres-Lüftungswärmeverluste der Halle in der Heizzeit des Untersuchungszeitraums

In Tabelle 4.45 auf Seite 233 wurden die Lüftungswärmeverluste Q_L zu 80 MWh/a berechnet. Für die Ermittlung der Jahres-Lüftungswärmeverluste $Q_{L, \text{kor}}$ sind zwei Korrekturen erforderlich, die im Weiteren durchgeführt werden:

1. Berechnung der Lüftungswärmeverluste der *gesamten* Heizzeit des Untersuchungszeitraums.
2. Witterungsbereinigung der Lüftungswärmeverluste der gesamten Heizzeit.

Die korrigierten Lüftungswärmeverluste $Q_{L, \text{kor}}r$ können anschließend mit den Lüftungswärmeverlusten aus den Simulationen verglichen werden. Dafür müssen diese entsprechend der veränderten Nutzungsbedingungen zuerst aktualisiert werden.

4.5.3.3.1 Berechnung der Lüftungswärmeverluste des gesamten Untersuchungszeitraums In Abschnitt 4.5.3.1 wurden lediglich die Lüftungswärmeverluste der *reinen* Lüftungszustände errechnet. Für die Berechnung der Jahres-Lüftungswärmeverluste wird näherungsweise angenommen, dass die Lüftungswärmeverluste der *gestörten* Lüftungszustände proportional zu den Lüftungswärmeverlusten der *reinen* Lüftungszustände sind. Dann berechnen sich die Lüftungswärmeverluste der gesamten Heizzeit durch die Multiplikation mit dem Faktor

$$\frac{n_{\text{Heizzeit}}}{n_{i, \text{Heizzeit}}} = \frac{23.233}{18.398} = 1,26 \quad (4.74)$$

mit

n_{Heizzeit}	Anzahl der Datensätze in der Heizzeit des Untersuchungszeitraums [–]
$n_{i, \text{Heizzeit}}$	Anzahl der Datensätze der reinen Lüftungszustände in der Heizzeit des Untersuchungszeitraums [–]

Unter dieser Voraussetzung betragen die Lüftungswärmeverluste im gesamten Untersuchungszeitraum 101 MWh/a .

4.5.3.3.2 Witterungsbereinigung der Lüftungswärmeverluste des gesamten Untersuchungszeitraums Entsprechend VDI 2067 Blatt 2 wurden die Gradtagszahlen G_t am Standort der Halle ermittelt [VDI 2067-2 1993]. Im Untersuchungszeitraum betrug die Gradtagszahl $G_{t,U}$ $3.151 \text{ K} \cdot \text{d/a}$. Die mittlere Gradtagszahl $\overline{G}_{t, \text{Kassel}}$ für den Standort Kassel gibt die VDI 2067 mit $3.874 \text{ K} \cdot \text{d/a}$ an. Der Korrekturfaktor für die Witterungsbereinigung beträgt daher

$$\frac{\overline{G}_{t, \text{Kassel}}}{G_{t,U}} = \frac{3.874 \text{ K} \cdot \text{d/a}}{3.151 \text{ K} \cdot \text{d/a}} = 1,229 \quad (4.75)$$

und damit ergibt sich für die witterungsbereinigten Jahres-Lüftungswärmeverluste

$$Q_{L, \text{korr}} = 124,2 \text{ MWh/a} \quad (4.76)$$

Die so berechneten Jahres-Lüftungswärmeverluste stellen einen *Mindestwert* dar, da die Windeinflüsse auf den Luftwechsel *nicht* berücksichtigt werden. Die Rechnungen sind außerdem alle mit einem Fehler behaftet, für den folgende Beträge angenommen werden:

- Für die Bestimmung des Volumenstroms in den EWT \dot{V}_{EWT} aus der gemessenen Luftgeschwindigkeit v_{Sensor} wird ein Fehler von 10% angenommen (vgl. Abschnitt 5.1).
- Die verwendeten Durchflusskoeffizienten C_d sind Erfahrungswerte, deren Beträge von den tatsächlich vorliegenden Durchflusskoeffizienten abweichen können. Für sie wird ein Fehler von 15% eingerechnet.
- Der berechnete Durchflusskoeffizient für den AWT $C_{d, \text{AWT}}$ ist ebenfalls mit Unsicherheiten behaftet, die mit 15% angesetzt werden.

Damit ergibt sich ein Gesamtfehler von 25% für die Berechnung der Lüftungswärmeverluste. Die witterungsbereinigten Jahres-Lüftungswärmeverluste $Q_{L, \text{korr}}$ der Halle ergeben sich damit zu:

$$Q_{L, \text{korr}} = 124,2 \text{ MWh/a} \pm 25\% \quad (4.77)$$

4.5.3.3.3 Vergleich der berechneten Jahres-Lüftungswärmeverluste mit den Jahres-Lüftungswärmeverlusten des Untersuchungszeitraums

Da lediglich der Heizwärmeverbrauch des Untersuchungszeitraums bekannt ist, wird zur Bestimmung der Transmissionswärmeverluste Q_T sowie der solaren und internen Gewinne Q_S bzw. Q_I auf die Ergebnisse der Simulationen aus der Planungs- und Bauphase zurückgegriffen. Damit können die Lüftungswärmeverluste der Halle aus den Messwerten berechnet werden. Zusätzlich stehen die Ergebnisse von Simulationen aus der Validierungsphase zur Verfügung.

Sie wurden durchgeführt, um zu überprüfen, inwieweit die vermuteten Gründe für den im Jahr 2000 mehr als viermal höheren witterungsbereinigten Heizwärmeverbrauch $Q_{H,korr}$ zutreffend waren [Stahl 2001]. Die den Simulationen vorangegangene Analyse der Messwerte ergab folgende Abweichungen von den Annahmen der Planungsphase:

1. Statt der angenommenen 30 kW Abwärme durch Maschinen und Beleuchtung fallen nach den Messungen in der Halle lediglich 14 kW an. Die internen Gewinne der Halle waren daher um 53% geringer als bei der Planung vorausgesetzt wurde.
2. Die Hallentemperatur sollte im Mittel $17,4^\circ\text{C}^{7)}$ betragen. Tatsächlich wurden im Jahr 2000 Durchschnittstemperaturen während der Heizzeit von $20,1^\circ\text{C}$ gemessen. Die um $2,7\text{ K}$ höhere Hallentemperatur musste zu höheren Lüftungs- und Transmissionswärmeverlusten führen.
3. Die Analyse ließ vermuten, dass der Luftwechsel in der Halle durch die festgestellten Leckagen in der Gebäudehülle und die längeren Öffnungsdauern der Tore den in der Planung angesetzten Wert von $0,1\text{ h}^{-1}$ während der Arbeitszeit und $0,05\text{ h}^{-1}$ in der restlichen Zeit um ein mehrfaches übersteigt. Für die Arbeitszeit wurde daher ein Luftwechsel von $0,3\text{ h}^{-1}$ und für die restliche Zeit ein Luftwechsel von $0,1\text{ h}^{-1}$ angenommen.

Der berechnete mittlere k -Wert der Halle wurde bei der realisierten Halle als erreicht angenommen. Die Richtigkeit dieser Annahme konnte mit einem Abkühl- und Aufheizversuch in der Halle gezeigt werden. Dazu wurde die Heizungsanlage der Halle am 27.12.2001 abgeschaltet und 24 Stunden später wieder eingeschaltet. Aus dem Temperaturverlauf beim Aufheizen, den für diese Zeit berechneten Lüftungswärmeverlusten und der zum Aufheizen benötigten Wärmemenge konnte der mittlere k -Wert der Halle bestimmt werden. Der berechnete Wert vom $0,3\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$ stimmte mit dem Rechenwert der Planungen überein [Großmann und Heidt 2002].

⁷⁾ Während der Arbeitszeit von Montags bis Freitags in der Zeit von 6 bis 23 Uhr war eine Temperatur von 18°C vorgesehen. In der sonstigen Zeit eine Temperatur von 16°C . Daraus ergibt sich für den Aufenthaltsbereich eine mittlere Temperatur von $17,4^\circ\text{C}$. Die mittlere Temperatur in der gesamten Halle liegt durch die höhenbedingten Temperaturzunahme noch etwas höher.

Die mit den Simulationen berechneten Auswirkungen auf den Heizwärmebedarf der Halle ergaben, dass

1. die Berücksichtigung der geringeren internen Gewinne den Heizwärmebedarf um rund 34 MWh/a vergrößern,
2. die erhöhte Hallentemperatur würde einen Anstieg des Heizwärmebedarfs um etwa 45 MWh/a verursachen und
3. durch den höheren Luftwechsel in der Halle würde der Heizwärmebedarf um etwa 62 MWh/a steigen

würde. Mit diesen Ergebnissen konnten die Simulationen aus der Planungs- und Bauphase aktualisiert werden (Tabelle 4.48) [Stahl 1999b, Abbildung 9.5].

Durch die erhöhte Hallentemperatur stieg sowohl der Lüftungswärmeverlust als auch der Transmissionswärmeverlust. Die Ergebnisse der Simulation in der Validierungsphase differenzierten nicht zwischen diesen beiden Wärmeverlusten, sondern wiesen einen Gesamtverlust von 45 MWh/a aus, der nachträglich auf die Lüftungs- und Transmissionswärmeverluste aufgeteilt werden muss.

Mit dem Erfahrungswert, dass eine Temperaturerhöhung um 1 K den Heizwärmeverbrauch um etwa 6% anhebt, konnte der Anteil der Transmissionswärmeverluste ungefähr abgeschätzt werden [Heiner 1990, Seite 536]. FEIST UND KLIEN [1990, Seite 128] geben für Wohngebäude im Niedrigenergiestandard einen um bis zu 14% *niedrigeren* Heizwärmeverbrauch bei einer Temperaturabsenkung um 1 K an. Da unbekannt ist, inwieweit sich diese Ergebnisse auf eine Produktionshalle mit wesentlich größerem Raumvolumen und größeren Raumhöhen übertragen lassen, wird hier eine Steigerung des Heizwärmeverbrauchs von $0,06 \text{ K}^{-1}$ Temperaturerhöhung angenommen.

Die um 3 K höheren Hallentemperatur bewirkte demnach eine Erhöhung der Transmissionswärmeverluste aus der Planungs- und Bauphase um rund 18% oder 22 MWh/a . Der simulierte Gesamtverlust von 45 MWh/a wurde daher mit 22 MWh/a den Transmissionswärmeverlusten und mit 23 MWh/a den Lüftungswärmeverlusten zugerechnet (Tabelle 4.48). Zusammen mit den Lüftungswärmeverlusten durch den höheren Luftwechsel ergaben sich insgesamt Lüftungswärmeverluste von 85 MWh/a .

Durch die veränderte Nutzung der Halle und die größeren Luftwechsel hatten sich die Lüftungswärmeverluste gegenüber der Planung verfünffacht und blieben die internen Gewinne etwa 62% niedriger als erwartet. Der Heizwärmeverbrauch stieg dadurch um den Faktor 4.

	Simulation in der Planungs- und Bauphase [MWh/a]	Veränderungen durch die Si- mulation in der Validierungs- phase [MWh/a]	korrigierte Ge- winne bzw. Verluste [MWh/a]
Transmissions- wärmeverluste	123	+ 22	145
Lüftungswärme- verluste	21	+ 85	104
interne Gewinne	- 72	+ 27	- 45
solare Gewinne	- 27	0	- 27
Heizwärme- bedarf bzw. -verbrauch	45	+ 134	179

Tabelle 4.48: Aktualisierte Ergebnisse der Simulation des Heizwärmebedarfs der Halle. Gegenüber der Planung stiegen infolge der höheren Luftwechsel und der veränderten Hallennutzung die Lüftungswärmeverluste um den Faktor 5 und der Heizwärmeverbrauch um den Faktor 4.

Für den in dieser Arbeit betrachteten Untersuchungszeitraum können die Beträge der internen und solaren Gewinne aus der genannten Simulation für die weiteren Betrachtungen übernommen werden. Für die Transmissionswärmeverluste ist jedoch eine zusätzliche Anpassung erforderlich, da die mittlere Hallentemperatur in der Heizzeit bei $22,6^{\circ}\text{C}$ und damit um $2,5^{\circ}\text{C}$ höher lagen als im Jahr 2000. Dafür werden die Transmissionswärmeverluste aus Tabelle 4.48 um 15% erhöht. Sie betragen dann $166,8 \text{ MWh/a}$.

Der Heizwärmeverbrauch betrug im Untersuchungszeitraum rund $Q_H = 168,7 \text{ MWh/a}$, was einem witterungsbereinigten Heizwärmeverbrauch von rund $Q_{H, \text{korr}} = 207,4 \text{ MWh/a}$ entspricht. Die Bilanz des Heizwärmeverbrauchs des Untersuchungszeitraums ist in Tabelle 4.49 wiedergegeben.

Die auftretende Differenz zwischen dem Heizwärmeverbrauch und der Summe der Gewinne und Verluste beträgt $-11,6 \text{ MWh/a}$ oder etwa 6% des Heizwärmeverbrauchs. Das Ergebnis ist unter Berücksichtigung des abgeschätzten Fehlers von 25% und den nicht berechneten windinduzierten Lüftungswärmeverlusten genauer als zu erwarten war.

	[MWh/a]
korrigierte Transmissionswärmeverluste $Q_{T, \text{kor}}$	166,8
berechnete Lüftungswärmeverluste $Q_{L, \text{kor}}$	124,2
interne Gewinne aus Tabelle 4.48	- 45
solare Gewinne aus Tabelle 4.48	- 27
Summe Gewinne / Verluste	219,0
Heizwärmeverbrauch im Untersuchungszeitraum $Q_{H, \text{kor}}$	207,4
Differenz „Heizwärmeverbrauch im Untersuchungszeitraum“ und „Summe Gewinne / Verluste“	- 11,6

Tabelle 4.49: Bilanz des Heizwärmeverbrauchs der Halle für den Untersuchungszeitraum. Die verbleibende Differenz lässt sich durch die nicht berücksichtigten windinduzierten Lüftungswärmeverluste und den angenommenen Fehler von 25% für die berechneten Lüftungswärmeverluste $Q_{L, \text{kor}}$ erklären.

4.5.3.4 Vergleich des Betriebsenergieverbrauchs der untersuchten Halle mit den Simulationsergebnissen der Planungs- und Bauphase

Eines der wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen in der Planungs- und Bauphase war die Aufstellung einer Gesamtprimärenergiebilanz für das Ausführungs- und das Referenzprojekt. Dabei zeigte sich, dass für beide Konstruktionen der Energieaufwand sowohl für den Bau als auch für den Abriss vernachlässigbar gegenüber der Betriebsenergie einer 50jährigen Nutzungszeit ist [Stahl 1999a, Abbildung 10.1]. Bei der Betriebsenergie erwies sich der energetische Vorteil des Ausführungsprojekts durch einen viermal geringeren Betrag als bei dem Referenzprojekt. Er entstand überwiegend durch den geringeren

Heizwärmeverbrauch. Im folgenden sollen die Auswirkungen der veränderten Hallennutzung auf das Ausführungs- und Referenzprojekt sowie bei dem Ausführungsprojekt die Auswirkungen des höheren Luftwechsels auf die Primärenergiebilanz untersucht werden. Dazu werden zum einen die Primärenergiebilanzen und zum anderen die CO₂-Emissionen berechnet und verglichen.

4.5.3.4.1 Vergleich der Primärenergiebilanzen Die primärenergetische Bewertung des Elektrizitätsverbrauchs ist nach den vorliegenden Quellen uneinheitlich. Die Vorgaben im Rahmen des Förderprogramms „SolarBau TK3“ legen einen Umrechnungsfaktor für die Elektrizität von 2,8 fest, während z.B. GEMIS von einem Faktor von 3,22 ausgeht [ISE 1998, GEMIS 1995]. Bei der Aufstellung der Gesamtprimärenergiebilanz in der Planungs- und Bauphase wurde ein Umrechnungsfaktor von 3,0 angesetzt, der im Folgenden beibehalten wird [Stahl 1999a].

Bei der realisierten Halle wird die Heizwärme über ein Nahwärmenetz von der gasbefeuerten Heizanlage des 1.BA bezogen. Entsprechend wird für die weiteren Betrachtungen Erdgas für die Wärmeerzeugung angesetzt.

Ausführungsprojekt

Infolge der erheblichen Veränderungen der Hallentemperatur, der Luftdichtheit und der Nutzung hat sich der Betriebsenergieeinsatz bei dem Ausführungsprojekt in der Praxis gegenüber den Berechnungen der Planungs- und Bauphase verändert. Die gemessenen Verbrauchszahlen für Heizwärme, Warmwasser und Elektrizität werden entsprechend den Ansätzen in der Planungs- und Bauphase Primärenergie umgerechnet [Stahl 1999b, Tabelle 9.6] (Tabelle 4.50).

Der Anstieg des auf die Endenergie bezogenen Heizwärmeverbrauchs durch die Veränderungen in der Halle auf das 4,6fache des geplanten Werts erhöht den Primärenergieeinsatz für die Betriebsenergie um rund 75% 4.51. Dieser Unterschied entsteht durch den hohen primärenergetischen Anteil des Elektrizitätsverbrauchs, wodurch die Steigerung des Heizwärmeverbrauchs primärenergetisch betrachtet geringer ausfällt.

Obwohl der Elektrizitätsverbrauch der Maschinen in der Halle zurückgegangen war, blieb in der Summe der Verbrauchs an Elektroenergie nahezu unverändert.

	End- energie- bedarf [MWh/a]	Wirk- ungs- grad [-]	Verbrauch [MWh/a]	Umrech- nungs- faktor [-]	Primär- energie [MWh/a]
Heizwärme	45,0	0,9	50,0	1,1	55,0
Warmwasser abzl. Kolle- torertrag	1,4	0,9	1,6	1,1	1,7
Verlust Nahwärmelei- tung	8,0	0,9	8,9	1,1	9,8
Elektrizität	73,3	1,0	73,3	3,0	219,9
Gesamt	127,7		133,8		286,0

Tabelle 4.50: Simulierte Betriebsenergiebilanz des *Ausführungsprojekts* aus der Planungs- und Bauphase [Stahl 1999b, Tabelle 9.6]

Die Ursache dafür war, dass auf das Einschalten der künstlichen Beleuchtung nicht in dem Maße wie geplant verzichtet werden konnte. Der Tageslichtquotient der Halle war durch erforderliche Veränderungen an der Tragkonstruktion in der Genehmigungsphase, durch die gelochten Trapezbleche und durch in dunklen Farben gehaltene Einbauten in etwa halbiert worden. Da zudem das mögliche gruppenweise Schalten der Beleuchtung sehr bedienungsunfreundlich ist, blieb während der gesamten Betriebszeit die Beleuchtung eingeschaltet. Dadurch erhöhte sich der Elektrizitätsverbrauch für die Beleuchtung von 22 MWh/a auf 35 MWh/a. Da die Leuchtbänder unter der Decke montiert sind, kommt ihre Abwärme nicht der Erwärmung der Halle zugute, sondern wird mit der Abluft aus der Halle transportiert.

Referenzprojekt

Bei dem Referenzprojekt wurde während der Planungsphase eine Kombination aus Gas-Wärmlufterzeuger und Industrielufterhitzern für die Erwärmung angenommen. Diese in der Investition günstige Heizanlage bewirkt im Betrieb einen hohen Heizwärmebedarf durch die große bewegte Luftmenge von etwa 64 Millionen Kubikmetern Luft pro Heizperiode (Tabelle 4.52). Dadurch wür-

	End- energie- verbrauch [MWh/a]	Wirk- ungs- grad [-]	Verbrauch [MWh/a]	Umrech- nungs- faktor [-]	Primär- energie [MWh/a]
Heizwärme	207,4	0,9	230,4	1,1	253,5
Warmwasser abzl. Kolle- torertrag	2,6	0,9	2,9	1,1	3,2
Verlust Nahwärmelei- tung	8,0	0,9	8,9	1,1	9,8
Elektrizität	76,4	1,0	76,4	3,0	229,2
Gesamt	294,4		318,6		495,7

Tabelle 4.51: Betriebsenergiebilanz des *Ausführungsprojekts* aus der Auswertung der Messwerte des Untersuchungszeitraums. Der Primärenergieeinsatz hatte sich gegenüber dem Planungsansatz um rund 75% erhöht. Der Heizwärmeverbrauch lag etwa 4,6-mal höher als geplant, während der Elektrizitätsverbrauch annähernd gleich geblieben war.

de der Heizwärmebedarf primärenergetisch betrachtet 16mal höher liegen als beim geplanten Ausführungsprojekt.

Der Warmwasserbedarf wurde wie beim Ausführungsprojekt auf 500 l/d an insgesamt 200 Arbeitstagen abgeschätzt.

Der Elektrizitätsbedarf sollte infolge einer nicht optimierten Beleuchtungsanlage und durch den erforderlichen Ventilatorenstrom für die Lufterhitzer um etwa 30% höher liegen als beim Ausführungsprojekt.

Bei dem Referenzprojekt wurde die gleiche Raumlufttemperatur wie für das Ausführungsprojekt angenommen. Im Durchschnitt hätte sie bei 17,4°C gelegen. Um das Referenzprojekt energetisch mit dem Ausführungsprojekt vergleichen zu können, müssen die Nutzungsbedingungen bei dem Referenzprojekt mit denen des Ausführungsprojekts übereinstimmen. Deshalb werden für die Raumlufttemperatur des Referenzprojekts ebenfalls 22,6°C angenommen.

Durch die um 5,2 K höhere Raumlufttemperatur wird der Heizwärmebedarf

	End- energie- bedarf [<i>MWh/a</i>]	Wirk- ungs- grad [-]	Verbrauch [<i>MWh/a</i>]	Umrech- nungs- faktor [-]	Primär- energie [<i>MWh/a</i>]
Heizwärme	640	0,8	800	1,1	880
Warmwasser	4,6	0,5	9	1,1	10
Elektrizität	105	1,0	105	3,0	315
Gesamt	749,6		914		1.205

Tabelle 4.52: Simulierte Betriebsenergiebilanz des *Referenzprojekts* aus der Planungs- und Bauphase. Der Primärenergieeinsatz für die Bereitstellung der Heizwärme liegt 16-mal höher als beim geplanten Ausführungsprojekt. [Stahl 1999, Tabelle 9.7]

des Referenzprojekts um 31,2% vergrößert (Tabelle 4.53). Der Warmwasserverbrauch wird durch den im Ausführungsprojekt gemessenen Warmwasserverbrauch ersetzt. Der Elektrizitätsbedarf wird entsprechend der im Untersuchungszeitraum ermittelten Elektrizitätsbedarf der Maschinen und Aggregate um 13 *MWh/a* reduziert.

	End- energie- bedarf [<i>MWh/a</i>]	Wirk- ungs- grad [-]	Verbrauch [<i>MWh/a</i>]	Umrech- nungs- faktor [-]	Primär- energie [<i>MWh/a</i>]
Heizwärme	840	0,9	933	1,1	1.027
Warmwasser	4	0,9	5	1,1	5
Elektrizität	92	1,0	92	3,0	276
Gesamt	936		1.030		1.308

Tabelle 4.53: Korrigierte Betriebsenergiebilanz des *Referenzprojekts* aus der Auswertung der Messwerte des Untersuchungszeitraum

Bei einer angenommenen Nutzungszeit von 50 Jahren ergibt sich aus den Berechnungen für das Ausführungsprojekt ein 2,6-mal geringerer Primärenergieaufwand als für das vergleichbare Referenzprojekt (Abbildung 4.103). In der Planung wurde der Primärenergieaufwand für das Ausführungsprojekt als

3,6-mal geringer als beim Referenzprojekt berechnet [Stahl 1999a, Abbildung 10.1].

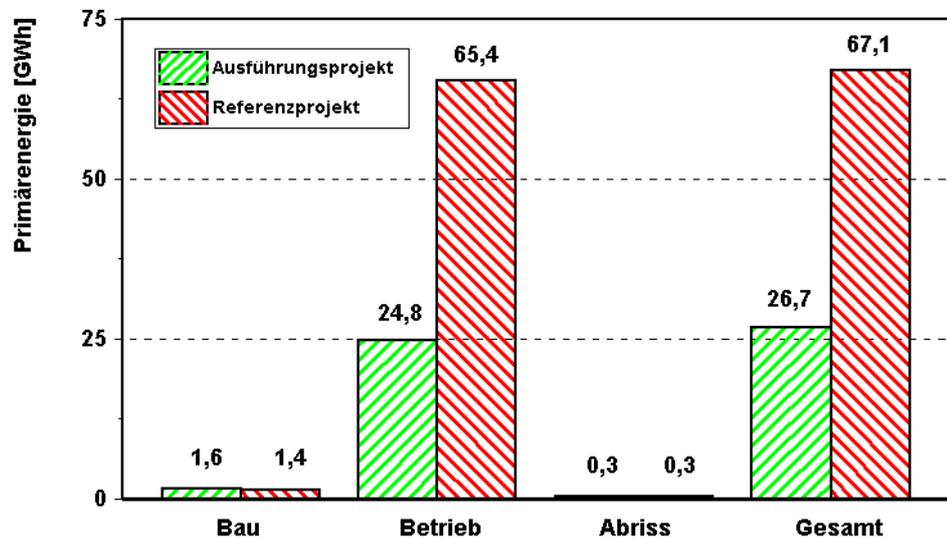


Abbildung 4.103: Gesamtprimärenergiebilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt unter Berücksichtigung der veränderten Nutzung und der erhöhten Luftwechsel. Der Bau, der Betrieb und der Abriss des Ausführungsprojekts benötigt über eine Nutzungszeit von 50 Jahren gerechnet etwa 2,6-mal weniger Primärenergie als das Referenzprojekt.

4.5.3.4.2 Vergleich der CO₂-Emissionen Stärker als bei der Primärenergiebilanz hängt die Betrachtung der CO₂-Emissionen von dem verwendeten Energieträger ab. Unterscheidet sich der Primärenergiefaktor von in Deutschland gefördertem Erdgas und Öl-EL lediglich um knapp 4%, so liegt die CO₂-Emission von Öl-EL um rund 26% höher als bei Erdgas. Daher ist die CO₂-Bilanz stark vom eingesetzten Heizsystem abhängig [GEMIS 1995].

Da für die Herstellung und den Abriss der Baukörper keine Daten über die Zusammensetzung der eingesetzten Energieträger vorliegen, wird der Vergleich der CO₂-Emissionen ausschließlich auf den Betriebsenergieverbrauch bezogen. Die Primärenergiebilanz hat gezeigt, dass die Herstellung und der Abriss im Verhältnis zum Betrieb der Halle eine vernachlässigbare Rolle spielen. Da die Umrechnungsfaktoren für die CO₂-Emissionen ungefähr proportional zum

Primärenergieeinsatz sind, können die CO₂-Emissionen der Herstellung und des Abrisses vernachlässigt werden.

Auf Basis der in den Tabellen 4.50 bis 4.53 wiedergegebenen berechneten Verbräuche wird für das Ausführungs- und das Referenzprojekts aus der Planungs- und Bauphase, für die gemessenen Verbräuche der Halle sowie für das den tatsächlichen Nutzungsbedingungen angepasste Referenzprojekt die CO₂-Bilanz erstellt.

Ein Vergleich des Ausführungsprojekts mit dem Referenzprojekt aus der Planungs- und Bauphase ergibt in der CO₂-Bilanz insgesamt eine etwa 3,7-mal geringere CO₂-Emission durch das Ausführungsprojekt (Tabelle 4.54).

	Ausführungsprojekt		Referenzprojekt	
	[MWh/50 a]	[t CO ₂]	[MWh/a]	[t CO ₂]
Heizwärme	2.500	498	40.000	7.960
Warmwasser	80	16	450	90
Verlust Nahwärmelei- tung	445	89	–	–
Elektrizität	3.665	2.610	5.250	3.738
Gesamt	133,8	3.212	45.700	11.788

Tabelle 4.54: CO₂-Bilanzen des Betriebsenergieverbrauchs des Ausführungs- und des Referenzprojekts aus der *Planungsphase* über die gesamte Lebensdauer der Gebäude von 50 Jahren. Das Ausführungsprojekt würde insgesamt rund 8.600 t oder 3,7-mal weniger CO₂ als das Referenzprojekt erzeugen.

Die aus den gemessenen Verbräuchen berechneten CO₂-Emissionen der Halle und die CO₂-Emissionen des an die veränderten Nutzungsbedingungen angepassten Referenzprojekts haben sich etwas angenähert. Die Halle verursacht nun einen 2,6-mal oder rund 7.700 t geringeren CO₂-Ausstoß als das angepasste Referenzprojekt (Tabelle 4.55).

Die Unterschiede in den CO₂-Emissionen zwischen den vier betrachteten Varianten zeigt Abbildung 4.104. Unter den realen Nutzungsbedingungen sind die CO₂-Emissionen des Ausführungsprojekts 2,6-mal niedriger als beim Re-

	Ausführungsprojekt		Referenzprojekt	
	[MWh/50 a]	[t CO ₂]	[MWh/a]	[t CO ₂]
Heizwärme	10.370	2.064	46.650	9.283
Warmwasser	130	26	450	90
Verlust Nahwärmelei- tung	445	89	–	–
Elektrizität	3.820	2.720	4.600	3.275
Gesamt	14.765	4.899	45.700	12.648

Tabelle 4.55: CO₂-Bilanzen des gemessenen Betriebsenergieverbrauchs der Halle im Untersuchungszeitraum und des Referenzprojekts mit angepassten Nutzungsbedingungen über die gesamte Lebensdauer der Gebäude von 50 Jahren. Die Halle wird bei gleichbleibender Nutzung insgesamt rund 7.700 t oder 2,6-mal weniger CO₂-Emissionen verursachen als das Referenzprojekt.

ferenzprojekt. Die Berechnungen auf der Basis der Simulationen während der Planungs- und Bauphase ergaben einen 3,7-mal geringeren CO₂-Ausstoß.

4.6 Zusammenfassung

Die Untersuchungen zeigten, dass das Lüftungssystem in der Lage war, den Aufenthaltsbereich der Halle ohne Zugerscheinungen mit Frischluft zu versorgen. Sowohl in der Heizzeit als auch in der heizfreien Zeit lagen die durchschnittlichen Volumenströme in den EWT über den geforderten 1.500 m³/h. Zusätzliche Volumenströme entstanden durch geöffnete Fenster, Tore und Türen sowie durch die Leckagen. Diese zusätzlichen Volumenströme waren im Durchschnitt etwa halb so groß wie die Volumenströme durch die EWT. Im Gegensatz zu den Annahmen der Planungs- und Bauphase entwickelten sich in der Heizzeit höhere Volumenströme als in der heizfreien Zeit. Der Einsatz der Ventilatoren war nicht notwendig.

Anders als in der Planung vermutet ließ sich dabei der einwärts gerichtete Leckagestrom nicht durch den Volumenstrom aus den EWT unterdrücken. Im Durchschnitt lag die Luftwechselrate in der Heizzeit etwa doppelt so hoch als

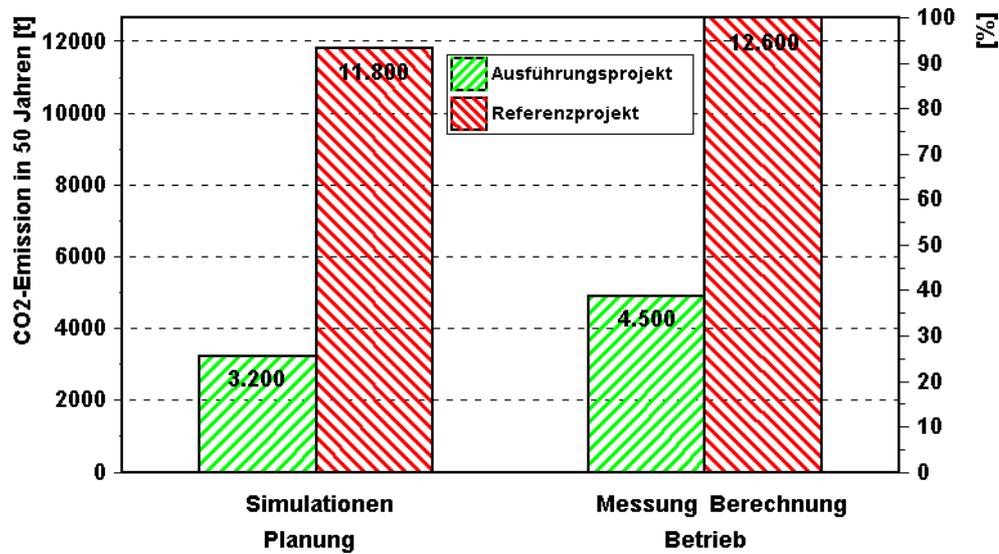


Abbildung 4.104: CO₂-Bilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt unter geplanten und realen Nutzungsbedingungen. Die CO₂-Bilanz der realen Nutzungsbedingung des Ausführungsjekts basiert auf den gemessenen Energieverbräuchen, die des Referenzprojekts auf den Simulationen, die an die realen Nutzungsbedingungen angepasst wurden. Die untersuchte Halle verursacht in ihrer Nutzungszeit von 50 Jahren rund 2,6-mal weniger CO₂-Emissionen als das Referenzprojekt unter gleichen Nutzungsbedingungen.

geplant. Zusammen mit der höheren Hallentemperatur erhöhte sich dadurch der Heizwärmeverbrauch gegenüber der Planung um das 4,6fache.

Gleiche Nutzungsbedingungen vorausgesetzt, würde das Ausführungsjekt über eine Lebensdauer von 50 Jahren betrachtet 2,6-mal bzw. 40 GWh weniger Primärenergie als das Referenzprojekt benötigen. Auch die CO₂-Emission würde um diesen Faktor sinken bzw. würde die Emission von 7.700 t CO₂ vermieden werden.

In den Planungen durchgeführte Berechnungen hatten einen 3,6-mal geringeren Primärenergieverbrauch des Ausführungsjekts ergeben. Neben dem höheren Fugenluftwechsel verursachten höhere Hallentemperaturen und niedrigere interene Gewinne den höheren Verbrauch. Der hohe Fugenluftwechsel und die damit verbundenen Lüftungswärmeverluste unterstreichen die Bedeutung einer sehr guten Luftdichtheit der Gebäudehülle für die Funktion des

Lüftungssystems. Die vorhandenen Leckagen verhinderten zudem eine bessere Nutzung des AWT, da der aus der Halle gerichtete Leakagestrom größer war als der durch den AWT strömende Volumenstrom.

Dass der Volumenstrom aus den EWT durch den Öffnungsgrad der RWA-Klappen zu steuern ist wurde mit den Nebelversuchen nachgewiesen. Sie zeigten außerdem, dass sich durch die Undichtheiten der Gebäudehülle und die zu groß dimensionierte effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen der Volumenstrom in den EWT nicht in dem Maße steuern ließ, wie es geplant war.

Es zeigte sich außerdem, dass bei einem thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystem die Lufteinlass- und auslassöffnungen in die selbe Richtung orientiert sein müssen, um die Windeinflüsse möglichst gering zu halten. Der Windeinfluss sorgte für sehr ungleichmäßige und zu hohe Volumenströme in den EWT, wodurch unnötige Lüftungswärmeverluste entstanden.

Für hohe Lüftungswärmeverluste und große Störungen in der Luftschichtung der Halle sorgte auch das Öffnen der großen Hallentore, die einen Luftwechsel von etwa $1,7 h^{-1}$ in der Heizzeit bzw. $1,3 h^{-1}$ in der heizfreien Zeit verursachten.

Durch die veränderten Nutzungsbedingungen ergaben sich für die EWT geringere Kühl- und höhere Wärmegewinne als die Simulationen in der Planungs- und Bauphase erwarten ließen. Die Betrachtung der volumenspezifischen Kühl- und Wärmegewinne zeigten jedoch, dass die EWT besser arbeiteten als in den Simulationen berechnet (vgl. Tabelle 4.10 auf Seite 143).

4.6.1 Hinweise für die Planung eines thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystems in einer Produktionshalle

Aus den gesammelten Erfahrungen sowohl des Planungs- und Bauprozesses der Halle als auch aus der mehr als dreijährigen Untersuchung der Halle können für die Planung eines thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystems folgende Hinweise gegeben werden:

- Die Gebäudehülle muss eine sehr gute Luftdichtheitaufweisen. Bei der

untersuchten Halle sollte der Fugenluftwechsel maximal halb so groß wie der erforderliche Luftwechsel sein.

- Für die richtige Dimensionierung des Lüftungssystems ist eine möglichst genaue Festlegung aller Nutzungsparameter wie
 - Hallentemperatur,
 - Nutzungszeiten,
 - Personenzahl,
 - Art der Tätigkeit,
 - Summe der Wärme- und Kühllasten und ihre Standorte in der Halle,
 - Öffnungsdauern von Toren,
 - Verwendung von Stoffen, für die die Einhaltung von MAK-Werten gefordert wird und
 - Einsatz von Absauganlagen

von großer Bedeutung.

- Die Lufteinlass- und auslassöffnungen müssen in die selbe Richtung orientiert sein, um Windeinflüsse möglichst gering zu halten.
- Die effektive Öffnungsfläche der Abluftöffnungen sollte nur geringfügig größer sein als die der Zuluftöffnungen. Ist die effektive Öffnungsfläche zu groß, kann durch die Abluftöffnungen Luft in die Halle eindringen, schwer kontrollierbare Luftwechsel mit hohen Lüftungswärmeverlusten verursachen und die Luftschichtung in der Halle zerstören.
- Der Wirkungsgrad eines AWT wird durch den aus der Halle strömenden Leckagestrom verringert. Der Einsatz eines AWT ist daher kritisch zu prüfen.
- Große Hallentore sollten mit Schleusen aus zwei Schnellauftoren ausgestattet werden, um sowohl die Lüftungswärmeverluste als auch die Störung der Luftschichtung zu minimieren.

4.6.2 Hinweise für den Einsatz von EWT bei größeren Gebäuden

Für den Einsatz in großen Gebäuden sollten für die Auslegung und Realisierung von EWT folgende Punkte beachtet werden:

- Anders als bei diesem Projekt geschehen, sollten bei den erforderlichen Simulationen zur Auslegung der EWT die jahreszeitlichen Veränderungen der Erdtemperatur berücksichtigt werden, um die Genauigkeit der Ergebnisse zu verbessern.
- EWT sollten grundsätzlich gegen drückendes Wasser gesichert werden, unabhängig davon, ob ein Bodengutachten drückendes Wasser erwarten lässt oder nicht. Bei einer Kombination mit einer Regenwasserversickerung ist diese Sicherung besonders sorgfältig zu überprüfen.
- Die EWT sollten als ein Gewerk an einen Auftragnehmer vergeben werden, damit bei auftretenden Problemen mit der Dichtheit der EWT die Klärung der Verantwortlichkeit entfällt und der Schaden unverzüglich behoben werden kann.
- Wird ein EWT mit einem beheizten Gebäude überbaut, verringert sich seine Kühlleistung. In der Heizzeit wird jedoch die Wärmeleistung der EWT erhöht.
- Die EWT sollten begehbar sein. Eine Verdoppelung des Rohrdurchmessers senkt ihre Wärmeübertragung um etwa 15%, der Druckverlust fällt dagegen auf $\frac{1}{38}$ des Ausgangswerts. Daher sind bei großen erforderlichen Volumenströmen große Rohrdurchmesser vertretbar.
- Bei dem Einsatz von mehreren EWT mit einem thermosyphonisch angetriebenen Lüftungssystem ist eine strömungstechnisch günstige Luftführung in den EWT, dem Zuluftsammelschacht und dem Luftverteilsystem wichtig. So können überlagernde Strömungen aus den EWT mit zusätzlichen Druckverlusten und unterschiedlichen Volumenströmen in den EWT vermieden werden.

- Der Einbau eines Bypasses in die EWT sollte grundsätzlich eingeplant werden. Unter besonderen Umständen, wie sie bei dieser Halle durch den teilweisen Überbau der EWT gegeben waren, kann ein Bypass jedoch unnötig sein.

Aus den bisher bekannten Untersuchungen sind keine hygienischen Probleme oder Belastungen durch Radon bekannt. Um die Möglichkeit einer Verkeimung der EWT möglichst gering zu halten sollten folgende Hinweise berücksichtigt werden:

- Niedrige Luftgeschwindigkeiten in den EWT verringern die Wahrscheinlichkeit, dass Mikroorganismen oder Verunreinigungen aus der Umgebung in die EWT gelangen und dass eventuell vorhandene Mikroorganismen von den Rohrwänden mitgerissen werden. Auf den Einsatz von Filtern kann dann verzichtet werden.
- Eventuell vorhandene Stoßspalte oder andere Öffnungen, in denen sich Wasser sammeln könnte, sollten verschlossen werden. In Zeiten besonders hoher Außenluftfeuchtigkeit muss mit Kondensatbildung in den Frischluftbrunnen und zumindest auf den ersten Metern der EWT gerechnet werden, das sich in den Stoßspalten oder anderen Öffnungen sammeln und zu Hygieneproblemen führen könnte.

5 Anhang

5.1 Berechnung der Volumenströme in den EWT aus den Sensordaten

In jedem EWT befindet sich ein Hitzkugelanemometer vom Typ TSI 8475-150, das die lokale Luftgeschwindigkeit in den misst. Aus der Kenntnis der maximalen Luftgeschwindigkeit v_{max} , die sich in der Rohrmitte einstellt, lässt sich die über den Querschnitt der EWT gemittelte Luftgeschwindigkeit $\langle v_{EWT} \rangle$ und damit der Volumenstrom in den EWT bestimmen.

Aus Gründen der Zugänglichkeit entschied man sich beim Einbau der Sensoren dafür, diese nicht in der Rohrmitte sondern 17 bzw. 17,5 cm weiter zum Rand hin zu plazieren. Die an dieser Stelle gemessene Luftgeschwindigkeit v_{Sensor} ist niedriger als die maximale Luftgeschwindigkeit v_{max} in der Rohrmitte. Je nachdem, ob in den EWT eine laminare oder eine turbulente Luftströmung¹⁾ herrscht, sind unterschiedliche Vorgehensweisen notwendig, um v_{max} und damit $\langle v_{EWT} \rangle$ zu berechnen. Daher ist als erstes festzustellen, ob und wann laminare bzw. turbulente Strömung in den EWT vorliegt.

Dies ist durch die Bestimmung der Reynoldszahl möglich. Je nach Oberflächenbeschaffenheit der Innenwände der Rohre schlägt nach TRUCKENBRODT [1980] die laminare Strömung bei Reynoldszahlen zwischen 2.160 und 2.410 in eine turbulente Strömung um.

¹⁾ Laminare Strömung (von lat. lamina = Schicht) kennzeichnet sich durch gleichmäßige Strömung ohne Turbulenzen oder Verwirbelungen. Würde man durch eine Düse ein andersfarbiges Gas in die Luftströmung einlassen, könnte man das Fehlen dieser Verwirbelungen und Turbulenzen daran erkennen, dass sich das andersfarbige Gas nicht mit der restlichen Luft vermischt, sondern sich wie ein Faden durch das Rohr bewegt.

Bei der Planung der EWT wurde davon ausgegangen, dass durch beide mindestens ein Volumenstrom von $1.500 \text{ m}^3/h$ strömt, was einer minimalen mittleren Luftgeschwindigkeit $\langle v_{EWT, min} \rangle = 0,27 \text{ m/s}$ entspräche. Der angenommene maximale Volumenstrom betrug $6.000 \text{ m}^3/h$, woraus $\langle v_{EWT, max} \rangle = 1,08 \text{ m/s}$ folgen würde. Da im Jahr 1999 der Volumenstrom durch die ungünstige Orientierung der Öffnungen der Zuluftthutzen höhere Werte erreichte und dies durch das Zuschalten der beiden Ventilatoren jederzeit geschehen konnte, wurde für die folgenden Berechnungen die obere Messgrenze der Sensoren als maximale Geschwindigkeit in den EWT angenommen:

$$\langle v_{EWT, max} \rangle := v_{Sensor, max} = 1,56 \text{ m/s}$$

Daraus lassen sich mit Gleichung 5.1 die kleinste und die größte in den EWT zu erwartende Reynoldszahl ermitteln:

$$Re = \frac{d \cdot \langle v_{EWT} \rangle}{\nu} \tag{5.1}$$

mit	
Re	Reynoldszahl [-]
d	Durchmesser der EWT-Rohre [m]
$\langle v_{EWT} \rangle$	Über den Querschnitt der EWT gemittelte Luftgeschwindigkeit [m/s]
ν	Viskosität der Luft ($1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/s$)

$$Re_{min} \approx 17.700$$

$$Re_{max} \approx 100.000$$

In den EWT herrscht bei den zu erwartenden Volumenströmen daher immer eine turbulente Strömung.

Je nachdem wie groß die Rauigkeit der Rohrrinnenflächen ist, kann im Weiteren von hydraulisch glatten Rohren ausgegangen werden, bei denen die Rohrreibzahl λ nur von der Reynoldszahl abhängt. Liegen dagegen hydraulisch

raue Rohre vor, führt das zu einer zusätzlichen Abhängigkeit der Rohrreibungszahl λ von der relativen Rauigkeit der Rohre.

Die Rohrrinnenflächen haben im Mittel eine Oberflächenrauigkeit von 1 mm , größere Unebenheiten bilden jedoch die Rohrmuffen, die einen Stoßspalt aufweisen müssen, damit die Rohre z.B. auf Setzungen reagieren können. Bedingt durch die Verlegegenauigkeit sind diese Stoßspalte zwischen $0,5$ bis 3 cm breit und ca. 2 bis 8 cm tief. Die Fugen bleiben bei der Bestimmung der Rauigkeit unberücksichtigt, da sie nicht in die Strömung hineinragen, wie es bei der Rauigkeit vorausgesetzt wird. Vielmehr stellen sie plötzliche Rohrerweiterungen und -verengungen auf kurzer Distanz dar, die zusätzliche Turbulenzen erzeugen und bei den weiteren Betrachtungen wegen der geringen Breite des Stoßspalts vernachlässigt werden. Die relative Rauigkeit k/R ergibt sich damit zu

$$\frac{k}{R} = \frac{1}{500} \tag{5.2}$$

mit

- k Oberflächenrauigkeit (1 mm)
- R Durchmesser der EWT-Rohre (500 mm)

Nach Messungen von NIKURADSE [1933] können Rohre mit dieser relativen Rauigkeit für die hier betrachteten Reynoldszahlen $17.700 < Re < 100.000$ als hydraulisch glatt betrachtet werden. Damit lässt sich v_{max} aus v_{Sensor} näherungsweise durch das *Einsiebtel-Potenzgesetz* der Geschwindigkeitsverteilung bei turbulenter Rohrströmung berechnen [Prandl 1927]:

$$\frac{v(r)}{v_{max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} \tag{5.3}$$

und

- $v(r)$ Luftgeschwindigkeit im Abstand r von der Rohrmitte [m/s]
- v_{max} Maximale Luftgeschwindigkeit in den EWT [m/s]

- mit
- r Abstand eines beliebigen Punkts von der Rohrmitte [m]
 - $r_{EWT,Ost} = 0,175 m$
 - $r_{EWT,West} = 0,17 m$
 - R Durchmesser der EWT-Rohre ($0,5 m$)

Aus den Abständen der Geschwindigkeitssensoren von der Rohrmitte der EWT und Gleichung 5.3 ergibt sich

$$\frac{v_{Sensor}}{v(r_{EWT,Ost})} = 0,65^{1/7} = 0,940 \quad (5.4)$$

$$\frac{v_{Sensor}}{v(r_{EWT,West})} = 0,66^{1/7} = 0,942 \quad (5.5)$$

Im Rahmen der hier möglichen Genauigkeit kann für beide Kanäle

$$\begin{aligned} \frac{v_{Sensor}}{v_{max}} &= 0,941 \\ \leftrightarrow v_{max} &= 1,063 \cdot v_{Sensor} \end{aligned} \quad (5.6)$$

angesetzt werden.

Die gesuchte mittlere Geschwindigkeit $\langle v_{EWT} \rangle$ ergibt sich aus

$$\langle v_{EWT} \rangle = \frac{2}{R^2} \int_0^R v(r) \cdot r \, dr \quad (5.7)$$

durch Einsetzen von Gleichung 5.3. Damit ergibt sich für $n = \frac{1}{7}$

$$\begin{aligned} \frac{v_{max}}{\langle v_{EWT} \rangle} &= \frac{(n+1)(n+2)}{2} \\ &= 1,224 \end{aligned} \quad (5.8)$$

und mit Gleichung 5.6 folgt damit

$$\langle v_{EWT} \rangle = 0,868 \cdot v_{Sensor} \quad (5.9)$$

Mit Gleichung 5.9 lässt sich aus der an einem beliebigen, bekannten Ort bestimmte Luftgeschwindigkeit die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT

berechnen, aus der anschließend der Volumenstrom für jeden EWT mit

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 3.600 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot 0,868 \cdot v_{Sensor} \\ &\approx 2454 \cdot v_{Sensor} \quad [m^3/h] \end{aligned} \quad (5.10)$$

und

\dot{V}	Volumenstrom $[m^3/h]$
v_{Sensor}	Im EWT gemessene Luftgeschwindigkeit $[m/s]$
3.600	Umrechnungsfaktor Sekunde in Stunde $[s/h]$
R	Durchmesser der EWT-Rohre $(0,5\text{ m})$

bestimmt werden kann.

Fehlerbetrachtung Bei der Fehlerbetrachtung sind zwei verschiedene Fehlerarten zu berücksichtigen:

- Messfehler der Sensoren
- Näherungsfehler bei der Anwendung des 1/7-Potenzgesetzes (Gleichung 5.3)

Die eingesetzten Sensoren vom Typ TSI 8475-150 haben eine messwertbezogene Genauigkeit von 3%. Hinzu kommen noch etwaige Fehler durch die Zuleitungen, Temperaturdrift und Rundung im Datenlogger. Insgesamt wird von einem Messfehler von 5% des Messwerts ausgegangen.

Bei der Bestimmung von v_{max} aus v_{Sensor} kommt Gleichung 5.3 zur Anwendung. In Abbildung 5.1 sind Messergebnisse von NIKURADSE [1932] für verschiedene Geschwindigkeitverteilungen in einem technisch glatten, turbulent durchströmten Rohr sowie das 1/7-Potenzgesetz als Funktion des Wandabstands aufgetragen. Bei den hier relevanten Abständen von der Mittelachse des EWT $0,00\text{ m} \leq r \leq 0,13\text{ m}$ zeigt die Näherung Abweichungen von den Messwerten von maximal 2,2% .

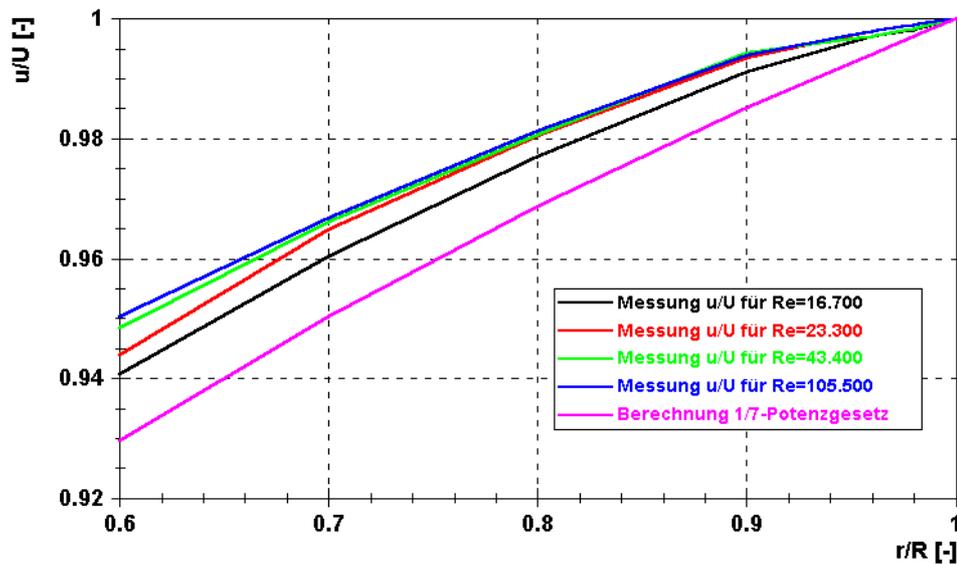


Abbildung 5.1: Geschwindigkeitsverteilung in einem technisch glatten, turbulent durchströmten Rohr bei verschiedenen Reynoldszahlen nach NIKURADSE [1932]

NIKURADSE berechnete außerdem die Verhältnisse von $\frac{v_{max}}{\langle v_{EWT} \rangle}$ für verschiedene Reynoldszahlen aus seinen experimentellen Untersuchungen, die in Tabelle 5.5 wiedergegeben sind.

Reynoldszahl	$\frac{v_{max}}{\langle v_{EWT} \rangle}$
[-]	[-]
16.700	1,233
23.300	1,217
43.300	1,203
105.000	1,205

Tabelle 5.5: Experimentell bestimmte Abhängigkeit von $\frac{v_{max}}{\langle v_{EWT} \rangle}$ von der Reynoldszahl [Nikuradse 1932]

Ein Vergleich des Werts für $Re = 16.700$ mit dem berechneten Wert aus Gleichung 5.8 zeigt, dass der Unterschied zwischen beiden etwa 0,7% beträgt. Für $Re = 105.000$ ergibt sich eine Genauigkeit von 1,5%.

Die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Fehler lässt die für die Berechnungen des Volumenstroms gesuchte Angabe eines konstanten Gesamtfehlers nicht zu. Daher werden für die Ermittlung des Gesamtfehlers statistischer und systematischer Fehler addiert, wodurch der tatsächliche Gesamtfehler überschätzt wird. Der berechnete Gesamtfehler liegt zwischen 8,4% und 9,2%. Vereinfachend wird für die Geschwindigkeitsmessung in den EWT ein Gesamtfehler von 10% angenommen. Damit ergibt sich der aus den Sensormesswerten berechnete Volumenstrom zu

$$\dot{V} = 2.454 \cdot v_{Sensor} \pm 10\% \quad [m^3/h] \quad (5.11)$$

5.1.1 Ermittlung der Luftgeschwindigkeit aus Laufzeitversuchen

Eine weitere Möglichkeit die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT zu bestimmen bilden experimentelle Methoden. In diesem Fall kam eine Nebelmaschine zum Einsatz, mit der man einen Stoß Nebel im Zuluftschacht eines EWT erzeugt und dann die Zeit misst, die vergeht, bis der Nebel in der Halle sichtbar wird. Aus der gemessenen Laufzeit und der bekannten Länge der Erdkanäle lässt sich die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT bestimmen.

Durchführung und Auswertung der Messungen der Laufzeitversuche
Zur besseren Detektion des Nebels wurden 9 von 10 Quellluftauslässe abgeklebt und die Messungen an dem verbleibenden 10. Quellluftauslass vorgenommen. Die Messwerte der in den EWT fest installierten Sensoren für die Luftgeschwindigkeit wurden während des Experiments am Datenlogger dauernd abgelesen und ihre Werte notiert. Daraus wurde bei der nachfolgenden Auswertung die mittlere Luftgeschwindigkeit in den EWT während des jeweiligen Versuchs errechnet. Zur Erzeugung von verschiedenen Luftgeschwindigkeiten in den Kanälen war es notwendig, die Laufzeitmessungen bei geschlossenen und bei geöffneten Rauch- und Wärmeabzugsklappen (RWA-Klappen) und auch bei laufenden Ventilatoren durchzuführen. Die Luftgeschwindigkeiten liessen sich durch Veränderung der Drehzahlen der Ventilatoren zusätzlich variieren. Der Nebel wurde durch einen Schlauch etwa 1 m tief in einen der Luftbrunnen eingelassen und die Laufzeitmessung gestartet (Abbildung 5.2).

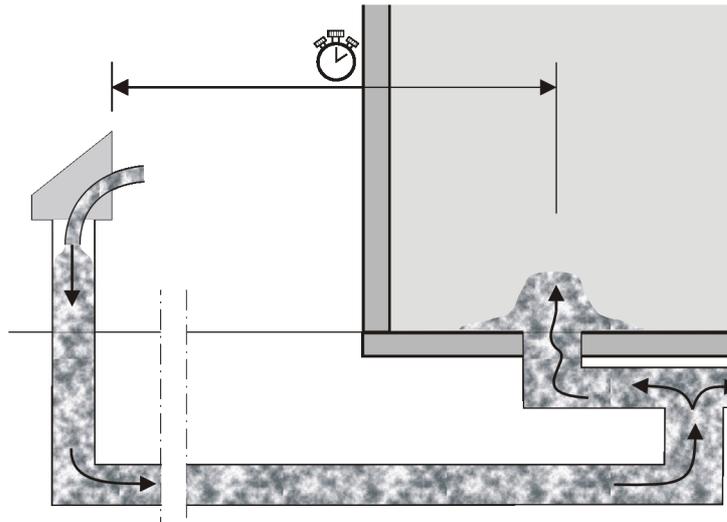


Abbildung 5.2: Prinzipieller Versuchsaufbau der Laufzeitmessungen an den EWT. Quelle: Schattschneider

Die Messung der Laufzeiten erfolgte mit einer Auflösung von einer Sekunde. Den Austritt des Nebels aus dem Quellauslass stellten zwei Beobachter unabhängig voneinander fest und registrierten die Zeiten des ersten, des stärksten sowie des letzten Auftretens von Nebel. In der späteren Auswertung fanden nur die Zeiten des ersten Auftretens von Nebel Berücksichtigung, da diese Nebelmoleküle die gesuchte Geschwindigkeit v_{max} aufweisen. Zur Verbesserung der Messgenauigkeit wurde die Laufzeitmessung für jede Luftgeschwindigkeit in den EWT mindestens dreimal durchgeführt und die Mittelwerte dieser Messungen im weiteren verwendet. Zusätzlich nahmen die Experimentatoren die Versuche mit einer Videokamera auf, um sich letzte Sicherheit über das erste Austreten des Nebels aus den Quellauslässen zu verschaffen.

Die Laufzeiten in den beiden EWT entwickeln sich sehr unterschiedlich: Während es im östlichen EWT ohne Ventilatorunterstützung möglich war, Laufzeiten zu bestimmen, gelang dies im westlichen EWT nicht. Nachdem die dreifache Zeit verstrichen war, die der Nebel im östlichen Kanal unter gleichen Bedingungen für die Strecke durch den Kanal benötigte, wurde diese Messung ergebnislos abgebrochen. Alle Messwerte und Ergebnisse sind in Tabelle 5.6 aufgeführt.

Nebel- einlass durch	Status		Messung		\bar{v}_{Sensor} [m/s]	\bar{v}_{max} [m/s]
	Venti- lator	RWA	Beginn	Ende		
östl. EWT	0%	offen	17:45	18:15	$0,27 \pm 0,04$	$0,31 \pm 0,03$
östl. EWT	0%	zu	18:25	18:42	$0,32 \pm 0,04$	$0,34 \pm 0,01$
östl. EWT	56%	offen	19:00 20:54	19:16 21:05	$1,05 \pm 0,16$	$0,37 \pm 0,04$
westl. EWT	56%	offen	19:22	19:35	$0,73 \pm 0,05$	$0,58 \pm 0,04$
westl. EWT	0%	offen	19:54	-	0,04	-
westl. EWT	52%	offen	20:08	20:33	$0,41 \pm 0,04$	$0,33 \pm 0,07$
westl. EWT	60%	offen	20:37	20:48	$1,00 \pm 0,02$	$0,79 \pm 0,02$

Tabelle 5.6: Ergebnisse der Laufzeitmessungen an den EWT vom 15.6.2000

Bei genauer Betrachtung der beiden EWT zeigen sich Unterschiede, die ein unterschiedliches Verhalten bei den Laufzeitversuchen verursachen könnten.

1. Die Kanäle verlaufen nicht parallel, sondern im spitzen Winkel von ca. 10° auf den Zuluftsammelschacht unter der Halle zu.
2. Die Luftbrunnen und der Zuluftsammelschacht bilden kein gleichschenkliges Dreieck. Daher ist der östliche EWT um etwa $1,8\text{ m}$ länger als der westliche.
3. Die aus den EWT in den Zuluftsammelschacht strömende Luft trifft in unterschiedlichen Winkeln auf die den EWT gegenüberliegende Wand des Zuluftsammelschachts.
4. Durch die Anordnung der beiden im Zuluftsammelschacht eingebauten Wärmetauscher ergeben sich für die Luft geringfügig andere Weglängen bis zum Quellluftauslass, an dem die Messungen durchgeführt wurden. Der Weg der Luft des westlichen Erdkanals ist ca. $0,4\text{ m}$ länger.

Diese Unterschiede lassen sich grob in die Klassen "geometrische Unterschiede" einteilen, zu denen die Punkte 1 und 3 zählen sowie "Weglängenunterschiede"

(Punkte 2 und 4). Insgesamt weisen die beiden Erdkanäle eine Weglängendifferenz von 1,4 m bzw. von etwa 2,5% auf, die die großen Laufzeitunterschiede bei den Messungen ohne Einsatz der Ventilatoren nicht erklären können. Der Einfluß der größeren Wegstrecke auf die Strömungsgeschwindigkeit betrifft den östlichen Kanal, ist aber vernachlässigbar.

Zur Erklärung kommen außer den geometrischen Unterschieden noch meteorologische Veränderungen, die sich während der Messzeit eingestellt haben könnten, da die Dauer der Messungen insgesamt drei Stunden betrug und die Messungen erst an dem östlichen und anschließend an dem westlichen Erdkanal durchgeführt wurden. Hierzu zählen

- die Differenz zwischen der Außen- und der mittleren Hallentemperatur,
- Änderungen der Windrichtung und
- Änderungen der Windgeschwindigkeit.

Die Auswertung der Messdaten zeigte jedoch keine signifikanten Unterschiede.

5.2 Gebäudedaten

Länge	[m]	62,40
Breite	[m]	33,40
Höhe ohne Shed	[m]	7,50
Höhe mit Sheds	[m]	9,06
Fensterfläche in den Erkern und Sheds	[m ²]	305
Fensterfläche in den Wänden	[m ²]	84
Torflächen	[m ²]	58
Wandfläche	[m ²]	1.536
Dachfläche	[m ²]	1.779
Sheddach	[m ²]	401
Grundfläche	[m ²]	2.084
Nutzfläche	[m ²]	2.122
Volumen	[m ³]	15.631
Außenhüllfläche	[m ²]	6.552
A/V-Verhältnis	[m ⁻¹]	0,42

Tabelle 5.7: Die wichtigsten Daten der Produktionshalle

5.3 Liste der verwendeten Sensoren und Messgeräte

Messgröße	Hersteller	Typ	Sensor	Messbereich	Toleranz
Lufttemperatur in der Halle	Thermokon	WRF 02	Pt 1.000	-35... +90°C	1/3 DIN
Lufttemperatur in den EWT	Thermokon	AGS 54 ext.	Pt 1.000 in ext. Fühlerhülse	-35... +90°C	1/3 DIN
Erdreichtemperatur	Thermokon	STG7	Pt 1.000	-35... +90°C	1/3 DIN
Außenlufttemperatur	Thermokon	AGS 54	Pt 1.000	-35... +90°C	1/3 DIN
Anlegefühler	Thermokon	VFG43	Pt 1.000	-35... 100°C	1/3 DIN
Außenluftfeuchte	Thies clima	FE 09/1		0... 100% rF	±2% rF
Luftfeuchte in der Halle	Thermokon	FW 01/A		5...95% rF	±2% rF
Luftfeuchte in den EWT und Luftverteilssystem	Thermokon	FA 54/A		5...95% rF	±2% rF
Volumenstrommess-teile	ABB	ETH-DA-KGm-HM		Nenngröße: 2,5 m ³ , 10 l/Imp., Temperaturbereich 0...120°C	k.A.
CO ₂	VAISALA	GMW 20		0... 2.000 ppm CO ₂	±20 ppm +1,5% MW
Luftgeschwindigkeit in den EWT	TSI	8475	Hitzkugelanemometer	0,05... 1,5 m/s	±3% MW ±1% MB

Messgröße	Hersteller	Typ	Sensor	Messbereich	Toleranz
Globalstrahlung	Thies Climate	DM3		0... 1.300 W/m^2 Spektralber. 305... 2.800 nm	$\pm 10\%$ Tages- summen
Beleuchtungsstärke	Thies Climate	7.1414.51.000		MB 1: 0... 100.000 Lux MB 2: 0... 1.000 Lux	$\pm 5\%$ MB
Windgeschwindigkeit	Thies Climate	4.3519.00.040		0,5... 50 m/s	$\pm 3\%$ MW
Windrichtung	Thies Climate	4.329.00.040		0...360°	5°
Elektroenergie	Gossen-Metrawatt	U3689-V001		10/63 A, 3 x 400V, Kl. 2, 1.000 Imp./kWh	k.A.
Luftgeschwindigkeit	Ahlborn	FV A605-TA1	Thermoanemometer	0,01... 1,00 m/s , für Hand- messgerät Almemo 2290-4	$\pm 1\%$ EW und $\pm 1,5\%$ MW

Tabelle 5.8: Liste der verwendeten Sensoren

Der Datenlogger ist ein Industrierechner mit 68000er Prozessorarchitektur und dem Betriebssystem RTOS-UH. Die Software ist vollständig in der Hochsprache PEARL geschrieben und in einem EEPROM verlustsicher gespeichert. Das System zeichnet sich durch Multitasking- und Echtzeitbetrieb aus. Die anfallenden Daten werden daher zeitgleich erfasst. Die Auflösung des A/D-Wandlers beträgt 10 Bit.

Literaturverzeichnis

- [HOA 1996] HOAI *Textausgabe - Verordnung über die Honorare für Leistungen der Architekten und der Ingenieure (Honorarordnung für Architekten und Ingenieure)*. Wiesbaden, Berlin : Bauverlag, 1996 (in der Fassung der Fünften Änderungsverordnung)
- [BAA 1998] BAA ; BUNDESANSTALT FÜR ARBEITSSCHUTZ UND ARBEITSMEDIZIN (Hrsg.): *Arbeitsstätten - Arbeitsstättenverordnung - ArbStättV - und Arbeitsstätten-Richtlinien - ASR Stand: April 1998*. Bremerhaven : Wirtschaftsverlag NW, 1998 (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin - Regelwerk Rw 2)
- [Banham 1969] BANHAM, Reyner: *The Architecture of the Well-tempered Environment*. London : The Architectural Press, 1969
- [Baumgartner und Brunner 1997] BAUMGARTNER, Thomas (Hrsg.) ; BRUNNER, Robert (Hrsg.): *Lüftung von grossen Räumen - Handbuch für Planer*. Bern : Bundesamt für Energiewirtschaft, 1997
- [Behling 1996] BEHLING, Sophia und S.: *Sol Power: Die Evolution der solaren Architektur*. München, New York : Prestel, 1996 (READ-Publikation (Renewable Energies in Architecture and Design))
- [Beitz und Grote 2001] BEITZ, Wolfgang (Hrsg.) ; GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.): *Taschenbuch für den Maschinenbau / Dubbel*. 20. neubearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2001
- [Blasius 1913] BLASIUS, H.: Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. In: VDI-Heft[**Truckenbrodt 1980**],

- [BMBF 1995] BMBF: *Informationen zum Förderkonzept „Solar optimiertes Bauen“ von 1995 bis 2005 im Rahmen des 3. Programms Energieforschung und Energietechnologien*. 1995. – Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie
- [BS 5925 1991] BS 5925: *Code of Practice for Design of Buildings: Ventilation principles and designing for natural ventilation*. London: British Standards Institution, 1991
- [Chandra u. a. 1983] CHANDRA, S. ; FAIREY, P.W. ; SOLIMAN, B. ; ALLARD, Francis (Hrsg.): *A Handbook for Designing Ventilated Buildings / Florida Solar Energy Centre*. Florida, USA : James & James, 1983 (FSEC - CR - 93-83). – Final Report
- [Clarke u. a. 1990] CLARKE, J. ; HAND, J. ; STRACHAN, P. ; ALLARD, Francis (Hrsg.): *ESP - A Building and Plant Energy Simulation System / Energy Stimulation Research Unit, Dept. of Mechanical Engineering, University of Strathclyde*. London : James & James, 1990 (U90/1). – ESRU Manual
- [Daniels 1994] DANIELS, Klaus: *Integrale Planungskonzepte - Ein Muß der Zukunft? / HL-Technik AG, beratende Ingenieure*. 1994 (13). – Werkbericht
- [Deu 2000] Deutsche Pittsburgh Corning GmbH: *Foamglas - Technische Daten Hochbau*. 2000. – Planungsunterlagen
- [Dietze 1987] DIETZE, Lothar: *Freie Lüftung von Industriegebäuden*. 1. Aufl. Berlin : VEB Verlag für Bauwesen, 1987
- [DIN 1946-1 1988] DIN 1946-1: *Raumlufttechnik. Terminologie und grafische Symbole (VDI Lüftungsregeln)*. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 1988
- [DIN 1946-2 1994] DIN 1946-2: *Raumlufttechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI Lüftungsregeln)*. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 1994
- [DIN EN 779 1994] DIN EN 779: *Partikel-Luftfilter für die allgemeine Raumlufttechnik*. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 1994

- [Eble und Natterer 1999] Kap. Funktion, Architektur und Tragwerk In: EBLE, Joachim ; NATTERER, Julius: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts. siehe [Kennedy u. a. 1999]*
- [Elixmann 1989] ELIXMANN, J. H.: *Filter einer lufttechnischen Anlage als Ökosystem und als Verbreiter von Pilzallergenen*. Dustri-Verlag Dr. Karl Feistle, 1989
- [Feist und Klien 1990] FEIST, Wolfgang ; KLIEN, Jobst ; INNERN, Hess. M. (Hrsg.): *Das Niedrigenergiehaus: Energiesparen im Wohnungsbau der Zukunft*. 2. Aufl. Karlsruhe : Müller, 1990 (Fundamente alternativer Architektur 24). – Im Auftr. d. Hess. Landesregierung vom Inst. Wohnen u. Umwelt GmbH in Darmstadt erarb.
- [Fischer und Stiehl 1877] FISCHER ; STIEHL: Verfahren zur Kühlung und Vorwärmung der Luft mit Hilfe der Erdwärme. In: *Patentschrift* Nr. 121[Trümper u. a. 1991],
- [Fitzner 1988] FITZNER, Klaus: Impulsarme Luftzufuhr durch Quelllüftung (!). In: *HLH Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik* 39 (1988), April, S. 173–181
- [Fitzner 1991] FITZNER, Klaus: Ausgeführte Anlagen mit Quelllüftung. In: *KI Klima-Kälte-Heizung* (1991), Nr. 3, S. 88 –???
- [Flückiger u. a. 1997] FLÜCKIGER, Barbara ; WANNER, Hans-Urs ; LÜTHY, Peter: Mikrobielle Untersuchungen von Luftansaug-Erdregistern / Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Institut für Hygiene und Arbeitsphysiologie. 1997 (IHA-UH-97-2). – Forschungsbericht
- [GEMIS 1995] GEMIS: *Gesamt-Emissions-Modell Integrierter Systeme*. Wiesbaden: Hessisches Ministerium für Umwelt, Energie und Bundesangelegenheiten, 1995. – Version 2.1
- [Genomics 2001] GENOMICS, Celera. *Genom eines extrem hitzebeständigen Bakteriums entziffert*. Internet. 2001

- [Großmann 1999] GROSSMANN, Uwe: *Bericht über die Untersuchung der Zugerscheinungen in der neuen Produktionshalle Hübner*. 1999. – Interner Bericht
- [Großmann und Heidt 2002] GROSSMANN, Uwe ; HEIDT, Michael: *Abkühl- und Aufheizverhalten der Produktionshalle Hübner*. 2002. – Interner Bericht
- [Grosso 1992] GROSSO, M.: Wind Pressure Distribution around Buildings: A Parametrical Model. In: *Energy and Buildings*[**Santamouris 1998**], S. 101–131
- [Hall und Hauser 2000] HALL, Monika ; HAUSER, Gerd: Prüfbericht Luftdichtigkeitsmessung nach ISO 9972 Leckageortung mit Unterstützung von Thermographie [sic] / Universität Gesamthochschule Kassel. 2000 (PB_BD 83/00). – Forschungsbericht
- [Hanel 1999] Kap. Anhang 9 des Anlagenbands In: HANEL, Bernd: *Bericht zur Auslegung der Wärmeübertrager für das Wärmerückgewinnungssystem in der Produktionshalle Hübner in Kassel-Waldau*. **siehe [Kennedy u. a. 1999]**
- [Hediger 1991] HEDIGER, Herbert: Ziel der Fachtagung '91. In: *Integrale Planung - FHE Fachtagung '91*. Zürich : Schweizer Ingenieur- und Architekten-Verein, 1991. – SIA-Dokumentation D 083
- [Heidt und Stahl 2001] HEIDT, Michael ; STAHL, Wilhelm: *Wärmeübertragung in Erdwärmetauschern*. November 2001. – Internes Projektseminar
- [Heiner 1990] HEINER, Volker: Richtige Wärme am Arbeitsplatz. In: *sbz* 45 (1990), Nr. 7, S. 543–536
- [Henn 1999] HENN, M. ; BUNDESANSTALT FÜR ARBEITSSCHUTZ UND ARBEITSMEDIZIN (Hrsg.): *Verzeichnis von Luftgrenzwerten und krebserzeugenden, erbgutverändernden oder fortpflanzungsgefährdenden Stoffen - Liste von Stoffen nach TRGS 900 und TRGS 905 sowie Anhang I der RL 67/548/EWG*. Bremerhaven : Wirtschaftsverlag NW, 1999 (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin - Regelwerk R w 5). – unter Mitarbeit von: Kleine-Balderhaar, Fa. Mirocom GmbH

- [Herzog 1996] HERZOG, Thomas: *Die Halle 26*. München : Prestel, 1996
- [ISE 1998] ISE: *SolarBau - Teilkonzept 3 - Solar optimierte Gebäude mit minimalem Energiebedarf - Rahmenbedingungen*. Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, Februar 1998
- [ISO/DIS 7730 1994] ISO/DIS 7730: *Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*. Second edition. International Organization for Standardization / Draft International Standard, 1994
- [Janssen und Schoedder 1980] JANSSEN, Jan ; SCHOEDDER, Frithjof: Ableitung von Luftzustandsgrößen aus meteorologischen Daten. In: *Grundlagen der Landtechnik* 30 (1980), Nr. 3, S. 81–90
- [Kappert 2002] KAPPERT, Michael: Analyse des Energieverbrauchs der Produktionshalle. In: **[Kennedy und Großmann 2002]**,
- [Kappert und Krah 2001] KAPPERT, Michael ; KRAH, Thomas: *Messungen des Radongehalts der Luft innerhalb und außerhalb der Produktionshalle Hübner*. 2001. – Untersuchung im Rahmen der Validierung der Produktionshalle
- [Kennedy u. a. 1999] KENNEDY, Margrit [u. a.] ; KENNEDY, Margrit (Hrsg.): *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts*. 1999 (Forschungsbericht im Auftrag des Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF), Förderkennzeichen 033 5006 E)
- [Kennedy und Großmann 2002] KENNEDY, Margrit ; GROSSMANN, Uwe: *PhiL - Produktionshalle mit innovativem Lüftungssystem / Universität Hannover*. 2002. – Forschungsbericht im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft (BMWi) Fördernr. 033 5006 N. Multimedia CD-ROM
- [Kennedy u. a. 2001] KENNEDY, Margrit ; SCHÜTZE, Thorsten ; GROSSMANN, Uwe: *Erfahrungen mit innovativen Erdwärmetauscher-Lüftungsanlagen - Internationale Recherche und Auswertung vorhandener Erfahrungen zum Thema Erdreichwärmetauscher, die zur Lüftung von*

- Produktionshallen oder vergleichbaren Gebäudetypen eingesetzt werden / Universität Hannover. 2001. – Forschungsbericht
- [KJ und Transsolar 1998] KJ ; TRANSSOLAR: Druck-Luft - Neubau des Regionaldruckzentrums PMC Print Media Corporation in Oetwil am See. In: *Intelligente Architektur* 13 (1998), Nr. 5, S. 44–49
- [Klatt 2001] KLATT, Rainer: *Auslegung des Versickerungsteichs für den 2.BA der Fa. Hübner*. 2001. – Telefonat am 12.9.01
- [Knoll u. a. 1996] KNOLL, B. ; PHAFF, J.C. ; GIDS, W.F. de: Pressure Coefficient Simulation Programm. In: *Air Infiltration Review* 17 (1996), Nr. 3
- [Kohler und Klingele 1995] KOHLER, Niklaus ; KLINGELE, Martina ; KENNEDY, Margrit (Hrsg.): *Baustoffdaten-Ökoinventar / Universität Karlsruhe, Institut für Industrielle Bauproduktion (ifib), Lehrstuhl für Bauklimatik und Bauökologie*. 1995. – Forschungsbericht. Arbeiten im Rahmen der Forschungsprojekte OGIP und KOBEK
- [Krühne 1995] KRÜHNE, Holger: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Quellluftströmung (!)*, Technische Universität Berlin, Diss., 1995
- [Miloni 2001] MILONI, Reto: 2001. – Telefonisches Gespräch am 8.8.2001
- [Mis 2001] Misapor AG: *Misapor - ein innovativer Baustoff*. 2001. – Planungsunterlagen
- [Murray und Britton 1991] MURRAY, T.V. ; BRITTON, M.G.: *An air tempering experiment using soil heat / St. Joseph, Michigan*. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft, 1991 (49085-9659). – Forschungsbericht. ASAE-paper No. 85-4513
- [Natterer u. a. 1999] Kap. Herstellungsenergiebilanz In: NATTERER, Julius ; MÜLLER, Alan ; STAHL, Wilhelm: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts*. siehe [Kennedy u. a. 1999]

- [Nikuradse 1932] NIKURADSE, J[ohann]: Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren. In: *Forschungsheft 356* 3 (1932), September/Oktober. – Beilage zu Forschung auf dem Gebiete (!) des Ingenieurwesens, VDI-Verlag
- [Nikuradse 1933] NIKURADSE, J[ohann]: Strömungsgesetze in rauhen Rohren. In: *Forschungsheft 361* 4 (1933), Juli/August. – Beilage zu Forschung auf dem Gebiete (!) des Ingenieurwesens, VDI-Verlag
- [Palmgren 2001a] PALMGREN, Urban: *Mikrobiologische und chemische Analyse von Luftproben*. 2001a. – Untersuchungsergebnisse der Luftproben aus den EWT der Produktionshalle der Fa. Hübner vom 23.2.2001
- [Palmgren 2001b] PALMGREN, Urban: *Mikrobiologische und chemische Analyse von Luftproben*. 2001b. – Untersuchungsergebnisse der Luftproben aus den EWT der Produktionshalle der Fa. Hübner vom 28.8.2001
- [Pfafferoth 2002] PFAFFEROTT, Jens: *Parametrisierung eines typischen Raumes für passive Kühlung durch nächtliche Entwärmung*. Januar 2002. – Vorbereitungs- und Diskussionspapier zum SolarBau:Monitor-Workshop am 21. und 22.2.2002
- [Prandl 1927] PRANDL, L.: Über den Reibungswiderstand strömender Luft. In: *Erg. Aer. Vers.-Anst.*[**Truckenbrodt 1980**], S. 1–5
- [Recknagel u. a. 1999] RECKNAGEL, Hermann ; SPRENGER, Eberhard ; SCHRAMEK, Ernst-Rudolf ; SCHRAMEK, Ernst-Rudolf (Hrsg.): *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik - einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*. 69. Aufl. München Wien : R. Oldenbourg, 1999
- [Ritter 2001] RITTER: *Dauerhafter Verschluss von Stoßspalten bei Betonrohren mit Glockenmuffen*. 2001. – Telefonat
- [Rosemeier 2001] ROSEMEIER, Gustav: *Zeitliche Schwankungen der Volumenströme in den Erdkanälen*. 2001. – Universität Hannover, Institut für Strömungsmechanik und Elektronisches Rechnen im Bauwesen, Telefonat vom 5.10.01
- [Santamouris 1998] SANTAMOURIS, Mat ; ALLARD, Francis (Hrsg.): *Natural Ventilation in Buildings*. London : James & James, 1998

- [Schalcher 1991] SCHALCHER, Heinz R.: Teambildung – eine Voraussetzung für integrales Bauen. In: *Integrale Planung - FHE Fachtagung '91*. Zürich : Schweizer Ingenieur- und Architekten-Verein, 1991. – SIA-Dokumentation D 083
- [Scherrer und Dettenkofer] SCHERRER, M. ; DETTENKOFER, M.: *Luftthygienische Untersuchungen über die Auswirkungen des Erdreich-Wärmetauschers im energieautarken Solarhaus des Fraunhofer Instituts für Solare Energiesysteme, Christaweg 40, 79114 Freiburg*
- [Schlüter 1999] Kap. Investitionskosten In: SCHLÜTER, Arnold: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts. siehe [Kennedy u. a. 1999]*
- [Schneiders] SCHNEIDERS, Thora: Zur hygienischen Luftqualität in Wohngebäuden bei der Konditionierung der Zuluft mittels Erdwärmetauscher / Technische Hochschule Aachen. – Forschungsbericht
- [Sedlbauer 1998] SEDLBAUER, K.: Schimmelgefahr bei offenen Luftkreisläufen. In: *gi - Gesundheits-Ingenieur* 119 (1998), Nr. 5, S. 240 – 247
- [Stahl 1999a] Kap. Gesamtprimärenergiebilanz In: STAHL, Wilhelm: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts. siehe [Kennedy u. a. 1999]*
- [Stahl 1999b] Kap. Betriebsenergiebilanz In: STAHL, Wilhelm: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts. siehe [Kennedy u. a. 1999]*
- [Stahl 2001] STAHL, Wilhelm: *Ergebnisse der Simulation der gemessenen Wärmeverbräuche der Produktionshalle Hübner*. April 2001. – interner Bericht
- [Stahl und Graw 1999] Kap. Technischer Ausbau In: STAHL, Wilhelm ; GRAW, Aloys: *Energetische Optimierung einer Produktionshalle unter besonderer Berücksichtigung eines innovativen Lüftungskonzepts. siehe [Kennedy u. a. 1999]*

- [Trümper u. a. 1991] TRÜMPER, Heinrich ; HAIN, Klaus ; ALBERS, Karl-Josef: *Ergebnisbericht zum Forschungsauftrag "Erdwärmeaustauscher"*. IRB Verlag, 1991 (Bauforschungsberichte des Bundesministers für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau F 2198)
- [Truckenbrodt 1980] TRUCKENBRODT, Erich: *Fluidmechanik*. Bd. Band 1 Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide. 2. neu bearb. u. erw. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 1980
- [Uhlendorf 2002] UHLENDORF, Karin: Soziologische Begleitforschung. In: **[Kennedy und Großmann 2002]**,
- [VDI 2067-2 1993] VDI 2067-2: *VDI 2067-2 Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen - Raumheizung*. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1993
- [VDI 3807 1994] VDI 3807: *VDI 3807 Energieverbrauchswerte für Gebäude*. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1994
- [Wirth 1991] WIRTH, Beat: Zwischenbericht der AGIP (Arbeitsgruppe "Integrale Planung" der FHE). In: *Integrale Planung - FHE Fachtagung '91*. Zürich : Schweizer Ingenieur- und Architekten-Verein, 1991. – SIA-Dokumentation D083
- [Wright 1943] WRIGHT, Frank L.: *An Autobiography*. New York : The Architectural Press, 1943 **siehe [Banham 1969]**
- [Zapke und Gerken 1993] ZAPKE, Wilfried ; GERKEN, Doris ; KENNEDY, Margrit (Hrsg.): Der Primärenergieinhalt der Baukonstruktionen (sic) unter gleichzeitiger Berücksichtigung der wesentlichen Baustoffeigenschaften und der Herstellungskosten / Institut für Bauforschung e.V. (IfB). 1993. – Forschungsbericht. Im Auftrag des Bundesministeriums für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau
- [Zeller 1999] ZELLER, Joachim: *Luftdurchlässigkeitsmessung - Montagehalle in Kassel*. 1999. – Bericht zum Luftdichtigkeitstest vom 13.6.99

Abbildungsverzeichnis

1.1	Badgir-Ventilation [Behling 1996, Seite 64]	6
1.2	Lüftungsprinzip der Costozza-Villen [Behling 1996, Seite 121] . .	7
1.3	Lüftungsprinzip der Villa Rotonda von Palladio [Behling 1996, Seite 121]	8
1.4	Grundriss des Royal Victoria Hospital	9
1.5	Detail des Lüftungssystems des Royal Victoria Hospital	10
1.6	Das Larkin Administration Building von Frank Lloyd Wright (1906)	11
2.1	Ablaufdiagramm der seriellen Planung [Hediger 1991]	14
2.2	Ablaufdiagramm der integralen Planung [Hediger 1991]	15
2.3	Typische Kommunikationssysteme für fünf Personen [Schalcher 1991]	17
2.4	Der 1.BA auf dem firmeneigenen Gelände aus nördlicher Rich- tung. Quelle: Fa. Hübner, Kassel	20
2.5	Schattenwurf in der Halle des 1.Bauabschnitts	22
2.6	Lageplan der Erweiterung. Quelle: Sonnenmoser	24
2.7	Isometrie des Vorprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.4]	25
2.8	Energie- und Lüftungskonzept des Vorprojekts [Stahl und Graw 1999, Abbildung 5.2]	25

2.9	Erweiterungskonzept für das Ausführungskonzept [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.5]	29
2.10	Grundriss des Ausführungsprojekts mit Zuluftkanalsystem [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]	30
2.11	Nordostansicht und Schnitt B-B des Ausführungsprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]	31
2.12	Nordwestansicht und Schnitt A-A des Ausführungsprojekts [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.7]	31
2.13	Vergleich der Luftverteilung beim Ausströmen aus einem Wand- bzw. Bodenauslass	33
2.14	Schnitt A-A des Ausführungsprojekts mit Lüftungskonzept [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.9]	33
2.15	Aufteilung und Funktion der Flächen und die Betriebsabläufe im Ausführungsprojekt [Eble und Natterer 1999, Abbildung 3.6]	37
3.1	Beurteilung der Arbeitsplatzqualität durch die Beschäftigten [Uhlendorf 2002]	49
3.2	Selbsteinschätzung des Gesundheitszustands der Beschäftigten [Uhlendorf 2002]	50
3.3	Beurteilung der Temperaturverhältnisse in der Halle durch die Beschäftigten [Uhlendorf 2002]	51
3.4	Nordosttor mit zusätzlichem textilen Schnelllauftor	53
3.5	Öffnungsdauern des Nordosttores ohne und mit textilem Schnelllauftor	54
3.6	Nicht regensichere seitliche Öffnungsflächen der RWA-Klappen	58
4.1	Absauganlage in der untersuchten Halle	65
4.2	Übersichtsskizze des Lüftungssystems [Stahl und Graw 1999, Abbildung 5.9]	68
4.3	Blick in den Zuluftsammelschacht	69

4.4	Einregulierung der Volumenströme an den Quellluftauslässen . . .	70
4.5	RWA-Klappen mit den Spindelmotoren zum Öffnen und Schließen der Klappen	71
4.6	Der Abluftwärmetauscher im zweiten südwestlichen Shed der Halle	71
4.7	Gesamtprimärenergiebilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt nach STAHL [1999b, Abbildung 10.1]	74
4.8	Temperaturschichtung in der Halle während der Arbeitszeit . . .	78
4.9	Entwicklung des „Zuluftpilzes“ an einem Quellluftauslass in Abhängigkeit vom Öffnungszustand der RWA-Klappen	80
4.10	Eingeschränkte Möglichkeiten der nachträglichen Abdichtung der OSB-Plattenstöße	84
4.11	Innenseite des Dach-Wand-Anschlusses	85
4.12	Leckage im Dach-Wand-Anschluss	87
4.13	Blick in das Trapezblech an einem Shed	87
4.14	Schematische Darstellung des Wegs, den die Luft durch die Dachhaut nimmt	88
4.15	Nachträglich abgedichteter Dach-Wand-Anschluss	89
4.16	Undichtigkeiten an den Stößen zweier OSB-Platten und einer Fensterlaibung	90
4.17	Spalt am Dach-Wand-Anschluss zwischen Trapezblech und Ringanker im Nordosten der Halle	91
4.18	Undichtigkeiten am Außenwand-Boden-Anschluss	91
4.19	Undichtigkeiten an der südwestlichen Außentür	92
4.20	Rohre des EWT während der Verlegearbeiten	97
4.21	Grundriss der Halle mit eingezeichneten EWT	98
4.22	Blick in den Zuluftsammelschacht während der Bauphase.	99
4.23	Vergleich der Erdreichtemperaturen	100
4.24	Blick in einen Luftbrunnen	102

4.25	Zulufthutze des westlichen Luftbrunnens	102
4.26	Grund für das Eindringen von Regenwasser in den EWT.	105
4.27	Betonnester unterhalb der einmündenden Rohre des EWT	106
4.28	Sensoren, die wichtige Daten für die Beurteilung der EWT liefern	108
4.29	Häufigkeitsverteilung des Windes differenziert nach den drei Messzeiträumen	111
4.30	Windrichtung und mittlere Windgeschwindigkeit am Standort der Halle	112
4.31	Einfluss der Windgeschwindigkeit auf den Volumenstrom durch beide EWT	114
4.32	Zeitliche Entwicklung der Volumenströme in den EWT	115
4.33	Abhängigkeit der Volumenströme in den EWT $\dot{V}_{EWT,ost}$ und $\dot{V}_{EWT,west}$ von der Windrichtung	116
4.34	Hauptwindrichtung für den Zeitraum I im Verhältnis zur Öff- nungsfläche der Zulufthutzen	116
4.35	Häufigkeitsverteilung der Volumenströme für den Zeitraum I	117
4.36	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Sommer 1999	118
4.37	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Winter 1999/2000	120
4.38	Häufigkeitsverteilung der Volumenströme in den EWT \dot{V}_{EWT} für den Zeitraum II	121
4.39	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Sommer 2000	122
4.40	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Winter 2000	123
4.41	Häufigkeitsverteilung der Volumenströme in den EWT für den Zeitraum III	124
4.42	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Sommer 2001	125

4.43	Volumenstrom in den EWT \dot{V}_{EWT} an einigen Tagen im Winter 2001	126
4.44	Vergleich der Luftgeschwindigkeiten in den EWT	127
4.45	Häufigkeitsverteilung der Luftgeschwindigkeiten in den EWT während der Heizzeit	128
4.46	Luftgeschwindigkeiten in den EWT v_{EWT} gemessen mit einer Zeitauflösung von einer Sekunde	129
4.47	Abkühlung bzw. Erwärmung der Zuluft in den EWT	131
4.48	Außen- und Erdreichtemperatur sowie Temperaturdifferenz durch die EWT	132
4.49	In den EWT entstehende Temperaturdifferenz als Funktion der Außentemperatur	133
4.50	Regressionsgeraden der monatlich zusammengefassten Datenpunkte	134
4.51	Prinzipskizze eines Bypasses	135
4.52	In den EWT entstehende Temperaturdifferenz ΔT_{EWT} in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V}_{EWT}	136
4.53	Schwankungsbreite der Außenlufttemperatur und der Lufttemperatur hinter den EWT $t_{EWT,aus}$	138
4.54	Detail der Wärme- und Kühlbilanz der EWT	141
4.55	Monatliche Wärme- und Kühlgewinne sowie Wärmeverluste der EWT nach KAPPERT [2001]	141
4.56	Häufigkeit der erfüllten Wachstumsbedingungen	149
4.57	Zeiten, in denen es in den EWT zu Tauwasserausfall kam	151
4.58	Entnahmestellen der Luftproben in den EWT	153
4.59	Kondensatbildung im östlichen Frischluftbrunnen bei sehr hoher relativer Außenluftfeuchte	156
4.60	Vorschlag zum Verschluß der Stoßspalte	156
4.61	Häufigkeit der 13 Lüftungszustände	161

4.62	Prinzipdarstellung der Wirkungsweise des thermischen Auftriebs in einem Gebäude	166
4.63	Gleichzeitiges Auftreten von thermischem Auftrieb und kleinem Winddruck	168
4.64	Winddruck an einem Gebäude bei Windgeschwindigkeiten oberhalb der Grenzhöhe	169
4.65	Verteilung der Druckkoeffizienten an einem quaderförmigen Gebäude nach DANIELS [1994]	171
4.66	Ausschnitt aus dem Lageplan der Halle. Quelle: Sonnenmoser .	172
4.67	Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 1	176
4.68	Abhängigkeit des relativen Massenstroms \dot{m}_{rel} vom Strömungsexponenten n	178
4.69	Zusammenhang zwischen der geodätischen Höhe der nach außen durchströmten Leckagen $H_{Leck,aus}$, der Hallenhöhe H_{Halle} und der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$	186
4.70	Prinzipskizze des Lüftungszustands 2	187
4.71	Auftreten des Lüftungszustands 2 differenziert nach den Tageszeiten	187
4.72	Häufigkeitsverteilung des Massenstromverhältnisses $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ für den Lüftungszustand 2	191
4.73	Häufigkeitsverteilung der Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ in der Halle für den Lüftungszustand 2	192
4.74	Häufigkeitsverteilung des Abluftvolumenstroms bzw. der Luftwechselrate für den Lüftungszustand 2	193
4.75	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 2 . . .	194
4.76	Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 3	197
4.77	Histogramm der Öffnungswinkel der RWA-Klappen aller Lüftungszustände im Untersuchungszeitraum	199
4.78	Effektive Öffnungsfläche der RWA-Klappen $A_{eff,RWA}$ als Funktion des Öffnungswinkels	200

4.79	Prinzipdarstellung der geodätischen Höhen $H_{RWA, ein}$ und $H_{RWA, aus}$	202
4.80	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 3 . . .	204
4.81	Bilanz der einzelnen Massenströme des <i>optimierten</i> Lüftungszustands 3	207
4.82	Prinzip des Lüftungszustands 4	207
4.83	Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 4 differenziert nach den Tageszeiten	208
4.84	Vergleich der Massenstromverhältnisse $\frac{\dot{m}_{EWT}}{\dot{m}_{LG}}$ der Lüftungszustände 2 und 4	210
4.85	Dreidimensionale Darstellung der Häufigkeitsverteilungen für den Durchflusskoeffizienten C_d	211
4.86	2D-Ansicht der Häufigkeitsverteilungen als Funktion des Durchflusskoeffizienten des AWT $C_{d, AWT}$	212
4.87	Histogramm des Massenstroms durch den AWT $\dot{m}_{AWT, aus}$. . .	213
4.88	Häufigkeitsverteilung für die Höhe der neutralen Schicht $H_{Neutral}$ für den Lüftungszustand 4	214
4.89	Histogramm der Luftwechselraten für den Lüftungszustand 4 . .	216
4.90	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 4 . . .	217
4.91	Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 8	218
4.92	Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 8 zu verschiedenen Tageszeiten	220
4.93	Häufigkeitsverteilung der Höhe der neutralen Schicht differenziert nach Heizzeit und heizfreier Zeit für den Lüftungszustand 8	221
4.94	Histogramm der LWR für die Heizzeit und die heizfreie Zeit des Lüftungszustands 8	222
4.95	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 8 . . .	223
4.96	Prinzipdarstellung des Lüftungszustands 11	225
4.97	Häufigkeitsverteilung des Lüftungszustands 11 differenziert nach der Tageszeit	225

4.98	Histogramm der Öffnungswinkel der RWA-Klappen	226
4.99	Histogramm der Höhe der neutralen Schicht für den Lüftungszustand 11	227
4.100	Histogramm der LWR für die Heizzeit und die heizfreie Zeit des Lüftungszustands 11	228
4.101	Verhältnis der durch die RWA-Klappen und die AWT-Jalousie eindringenden Massenströme zu der Summe der die Halle verlassenden Massenströme $\frac{\dot{m}_{RWA, ein} + \dot{m}_{AWT, ein}}{\dot{m}_{aus}}$	229
4.102	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 11	230
4.103	Gesamtprimärenergiebilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt unter Berücksichtigung der veränderten Nutzung und der erhöhten Luftwechsel	246
4.104	CO ₂ -Bilanz für das Ausführungs- und Referenzprojekt unter geplanten und realen Nutzungsbedingungen	249
5.1	Geschwindigkeitsverteilung in einem technisch glatten, turbulent durchströmten Rohr bei verschiedenen Reynoldszahlen nach NIKURADSE [1932]	259
5.2	Prinzipieller Versuchsaufbau der Laufzeitmessungen an den EWT. Quelle: Schattschneider	261

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich der k -Werte und des Jahres-Transmissionswärmebedarfs zwischen dem Ausführungs- und dem Referenzprojekt	36
4.1	Personenbezogene Außenluftströme [BAA 1998, DIN 1946-1 1988]	64
4.2	Empfohlene Außenluftströme aus verschiedenen Quellen	66
4.6	Aus den Berechnungen und den Simulationen mit TRNSYS gewonnenen Auslegungsdaten der Erdkanäle [Stahl und Graw 1999, Seite 61]	101
4.7	Mittlere Luftgeschwindigkeiten in den EWT ab Januar 2000 . .	129
4.9	Wärme- und Kühlbilanz der EWT	142
4.10	Maximale Wärme- und Kühlleistung der EWT [Kappert 2002] .	143
4.11	Reduktion der Keimzahl durch Filter [Flückiger u. a. 1997] . .	145
4.12	Umweltbedingungen, die für das Keimwachstum günstig sind [Flückiger u. a. 1997].	147
4.14	Bedingungen für das Auftreten von Oberflächentemperaturen in den EWT über 20°C	151
4.15	Ergebnisse der mikrobiologischen Untersuchung der Luftproben des westlichen EWT [Palmgren 2001a, Palmgren 2001b]	154
4.16	Ergebnisse der mikrobiologischen Untersuchung der Luftproben des östlichen EWT [Palmgren 2001a, Palmgren 2001b]	155
4.17	Theoretisch mögliche Lüftungszustände in der Halle	159

4.18	Anzahl der auswertbaren Datensätze für die relevanten Lüftungszustände	162
4.23	Vergleich der Druckkoeffizienten verschiedener Quellen für ein freistehendes Gebäude mit Flachdach und senkrecht angeströmter Giebelfassade [Dietze 1987, Daniels 1994, Clarke u. a. 1990]	173
4.25	Relevante Windrichtungen und die sich daraus ergebenden Druckkoeffizienten C_p	175
4.26	Zusammenfassung der Windrichtungen und der resultierenden gemittelten Differenzdruckkoeffizienten $\overline{\Delta C_p}$	175
4.28	Ergebnisse des Luftdichtheitstests [Hall und Hauser 2000] und daraus berechneter Massenstrom durch die Leckagen	179
4.30	In der Heizzeit durchschnittlich auftretender Fugenluftwechsel ohne Berücksichtigung des Windangriffs	181
4.31	Windgeschwindigkeiten und daraus resultierender Luftwechsel am Standort	183
4.32	Grenzgeschwindigkeiten für die verschiedenen Windrichtungen und Häufigkeit des windinduzierten Fugenluftwechsels während der Heizzeit	184
4.34	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 2 für die Heizzeit und die heizfreie Zeit	195
4.36	Gesamter und durchschnittlicher Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 2 in der Heizzeit	196
4.37	Ergebnisse der Iteration der Gleichung 4.64 für einen Datensatz	203
4.38	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 4 . . .	216
4.39	Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 4 im Betrachtungszeitraum	217
4.40	Durchschnittliche Öffnungsdauern des Nordost- bzw. des Südwesttores im Betrachtungszeitraum	219
4.41	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 8 . . .	222
4.42	Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 8 im Betrachtungszeitraum	223

4.43	Bilanz der einzelnen Massenströme des Lüftungszustands 11 . . .	231
4.44	Durchschnittlicher und gesamter Lüftungswärmeverlust durch den Lüftungszustand 11 im Betrachtungszeitraum	231
4.45	Vergleich der absoluten und spezifischen Lüftungswärmeverluste der untersuchten Lüftungszustände	233
4.46	Berechnung der mittleren Luftwechselrate der Halle differenziert nach Heizzeit und heizfreier Zeit <i>ohne</i> Berücksichtigung des Windangriffs	235
4.48	Aktualisierte Ergebnisse der Simulation des Heizwärmebedarfs der Halle	240
4.49	Bilanz des Heizwärmeverbrauchs der Halle für den Untersuchungszeitraum	241
4.50	Simulierte Betriebsenergiebilanz des <i>Ausführungsprojekts</i> aus der Planungs- und Bauphase [Stahl 1999b, Tabelle 9.6]	243
4.51	Betriebsenergiebilanz des <i>Ausführungsprojekts</i> aus der Auswertung der Messwerte des Untersuchungszeitraums	244
4.52	Simulierte Betriebsenergiebilanz des <i>Referenzprojekts</i> aus der Planungs- und Bauphase	245
4.53	Korrigierte Betriebsenergiebilanz des <i>Referenzprojekts</i> aus der Auswertung der Messwerte des Untersuchungszeitraum	245
4.54	CO ₂ -Bilanzen des Betriebsenergieverbrauchs des Ausführungs- und des Referenzprojekts aus der Planungsphase über die gesamte Lebensdauer der Gebäude von 50 Jahren	247
4.55	CO ₂ -Bilanzen des gemessenen Betriebsenergieverbrauchs der Halle im Untersuchungszeitraum und des Referenzprojekts mit angepassten Nutzungsbedingungen über die gesamte Lebensdauer der Gebäude von 50 Jahren	248
5.5	Experimentell bestimmte Abhängigkeit von $\frac{v_{max}}{\langle v_{EWT} \rangle}$ von der Reynoldszahl [Nikuradse 1932]	259
5.6	Ergebnisse der Laufzeitmessungen an den EWT vom 15.6.2000 .	262

5.7	Die wichtigsten Daten der Produktionshalle	264
5.8	Liste der verwendeten Sensoren	266

Index

- 3.BA, 60
- Abdichtungsmaßnahmen, zusätzliche, 110
- Abgrenzungsprobleme, 139
- Abkühlung der Halle, 117
- Abluftwärmetauscher, 70
- Abluftwärmerückgewinnung, 23
- Abrissenergie der Halle, 73
- Abschätzung, untere, 196
- Anlage, 42
- Anlagen, lüftungstechnische, 63
- Anschluss, luftdichter, 88
- Ansprüche, ökologische, 21
- Anströmwinkel der Gebäudefassade, 170
- Arbeitsgruppen, 16
- Arbeitsplatzqualität, 14, 160
- Arbeitsplatzqualität, subjektive, 45
- Arbeitstechnik, 15
- Archimedeszahl, 77
- ASR 5, 63
- Aufenthaltsbereich, 182
- Auftrieb, natürlicher, 63
- Auftrieb, thermischer, 21, 118, 163
- Auftriebsdruck, 165
- Aufwärtsströmung, 75
- Ausführungsmängel, 90
- Ausführungsprojekt, 26
- Ausführungsplanung, 23
- Ausführungsprojekt, 23, 241
- Auslassflächen, vertikale, 32
- Ausspeichereffekte, 139
- AWT–Jalousie, 186
- Badgir, 5
- Balla, Inken, 19
- Bauprojekte, konventionelle, 59
- Bauprozess, 18
- Bebauungsdichte, 170
- Befeuern, direkte, 60
- Befragungen, 45, 137
- Begleitforschung, wissenschaftliche, 19
- Bekleidung, leichte, 47
- Beleuchtung, 41
- Bepflanzung vor den Hutzen, 115
- Betrachtungsweise, teildynamisch, 132
- Betriebsenergie, 73
- Blasiussches Reibungsgesetz, 95
- Blendung, Klagen über, 48
- Boden–Wand–Anschluss, 93
- Bodenaufbau, gestörter, 104
- Bodenaufbau, natürlicher, 104
- Bodenaushub, 104
- Bodengutachten, 38, 104

- Bodenplatte, nicht wärmege­dämmt, 60
- Bodenplatte, Wärmedämmung der, 104
- Brandschutz, 42
- Brettstapelbauweise, 21
- BS 5925, 173
- Bypass, 134
- CO₂-Bilanz, 246
- CO₂-Emissionen, 246
- Cooper, 8
- Costozza-Villen, 5
- Cramer, Stuart, 9
- Dach-Wand-Anschluss, 84
- Dachbalken, Durchstoßpunkte der, 93
- Dachbegrünung, 19
- Dachdecker, 93
- Dachkonstruktion, 24
- Dachkonstruktion, Vorprojekt, 31
- Dachneigung, 171
- Dachwasser, 38, 103
- Datensätze, auswertbare, 195, 234
- Dauerarbeitsplätzen, 32
- Deckenstrahlungsheizung, 36, 56, 60
- Dichteunterschiede, 165
- Dichtmasse, dauerelastische, 155
- Dichtungslippen, fehlende, 90
- DIN 1946, 47
- Druckkoeffizient, 163, 167
- Drucktest der EWT, 55
- Druckverlust, 95, 127
- Dunkelstrahler, 60
- Durchflusskoeffizient, 164
- Durchlüftung der Halle, 117
- Durchzug, 52, 160
- Eble, Joachim, 21
- Einfluss, jahreszeitlicher, 137
- Einmündungswinkel der Rohre, 115
- Einsiebtel-Potenzgesetz, 256
- Einspeichereffekte, 139
- Einweisung der Nutzer, 46
- Energiekonzept, 23
- Erdreichtemperatur, 132
- Erfahrungsaustausch, 59
- Erwärmung der Zuluft, 137
- EWT, 38
- EWT, Luftgeschwindigkeiten in den, 147
- EWT, Pendeln der Luftgeschwindigkeiten, 128
- EWT, Verkeimung der, 144
- EWT, Wärmeverluste, 139
- Fachgruppe für Haustechnik und Energie, 13
- Fachlose, 28
- Faltdach, 19
- Fensteranschlüsse, 88
- Fensterlaibungen, 93
- Filterklasse, 67
- Flugrostbildung auf Metallgegenständen, 55
- Foamglas, 35
- Frischlufbrunnen, 28
- Frischlufschicht, 76
- Frischlufsee, 22, 109
- Fußbodenplatte, gedämmt, 35

- Führungsschienen der Tore, 176
Fugenlüftung, 75
Fugenluftwechsel, 23, 83, 161, 181
Fugenluftwechsel der Halle, 54

Gebäudehülle, luftdichte, 23
Gebäude, frei stehendes, 173
Gebäude, Windangriff am, 234
Gebäudeparameter, 170
Gesamtfehler, 237
Gesamtprimärenergiebilanz, 34, 73, 241
Gesundheitszustand der Beschäftigten, 48
Gewölbe, 144
Gitterrost, 69
Glasschrott, geschäumter, 35
Grünbereiche, 21
Gradtagszahl, 236
Grenze, untere, 234
Grundbeleuchtung, 41
Grundwasserspiegel, 38, 103

Hüllkurven, 137
Häufigkeitsmaximum, 191
Halle 26, 166
Halle, Überwärmung, 75
Halle, Höhe der, 181
Halle, Luftdichtigkeit der, 161
Halle, Undichtigkeiten der, 176
Hallentore, Öffnungszeiten der, 109
Hauptträger, 33
Hauptwindrichtung, 24, 109, 110
Heizgrenze der EWT, 133
Heizgrenztemperatur, 133, 139
Heizung, 41
Heizungsregelung, 56, 59
Heizwärmebedarf der Halle, 47
Heizwärmeverbrauch, 56
Henman, 8
Herstellungsenergie, 39, 73
Herzog, Thomas, 166
Hitzkugelanemometer, 254
HOAI, 18
Hochpunkt, 24
Höhe der Halle, 181
Höhe, geodätische, 163, 190
Holzrahmenkonstruktion, 34
Honorar, 18
HybVent-Programm, 11
Hygiene, 144
Hygiene, Gefährdung der, 103

Instandhaltungsenergie der Halle, 73
Integrale Planung, 13
Internationale Energieagentur, 11
Iteration, 212

Kältegewinne der EWT, 107
Kamineffekt, 166
Kanalsohle, 103
Klappfenster, motorisch angetrieben, 70
Klimaanlagen, 9
Klimaparameter, 170
Klimastation, 107
Kommunikationstechnik, 15
Kompriband, 84
Kostenobergrenze, 21
Kostensteuerer, 28
Kostenvorteile, 28

- Kreislaufverbundsystem, 23, 67, 70
Kriechkeller, 60
Kühlbilanz, 140
Kühlgrenze der EWT, 133
Kühlleistung, spezifische, 143
Kühlung der Zuluft, 137
Kunstlichtsituation in der Halle, 45
Kurzschlussströmungen, 32, 70
KVS, 68
- Längsaussteifung, 34
Längsschiffe, 30
Lüftung, freie, 63
Larkin Administration Building, 8
Laufzeitversuche, 76, 81
Lautstärke, 48
Lebensbedingungen für Schimmelpilze, 154
Lebenszyklus, 14
Leckagen, 53
Leckagen, an den EWT, 28
Leckagerate, 54
Leckagerate, gemessen, 53
Leeseite, 52, 167
Leistungsverzeichnis, 72, 88
Leuchtenreihen, 41
Lieferschwierigkeiten, 46
Light-Pipe, 41
Light-Wing, 41
Lüftungskonzept, 23
Lüftungswärmeverluste, 57
Lüftungszustände, 159
Lüftungszustände, gestörte, 160, 186, 234
Lüftungszustände, reine, 159, 236
- Lüftungszustände, theoretisch mögliche, 159
Lüftungszustand 1, 175
Lüftungszustand 2, 160, 186
Lüftungszustand 3, 196
Lüftungszustand 4, 160, 206
Lüftungszustand 8, 160, 218
Lüftungszustand 11, 160, 224
Lüftungszustand, fiktiver, 205
Luftaustrittsgeschwindigkeit, 75
Luftbrunnen, 75
Luftdichtheit, 40, 83, 161
Luftdichtheit, Messung der, 54, 83
Luftdichtheitsebene, 89
Luftdichtheitsschicht, 34, 89
Luftdichtheitsschicht, zusätzliche, 57
Luftdichtheitstest, 53
Luftdichtheitstest, erster, 86
Luftdichtheitstest, zweiter, 176
Luftfilter, 67
Luftgeschwindigkeit im Lüftungssystem, 76
Luftgeschwindigkeiten in den EWT, 147
Luftgeschwindigkeiten, Pendeln der, 128
Luftgeschwindigkeitssensor, 81
Luftproben, 152
Luftströmungen, konkurrierende, 115
Luftverteilungsnetz, 137
Luftverteilungssystem, 68
Luftwechsel, 57
Luvseite, 52, 167

- Mängelrüge, 28
Maschinenplan, 74
Massenstrom, ausströmender, 179
Massenstrom, einströmender, 179
Massenstrom, relativer, 177
Massenströme, 157
Messwerterfassungsanlage, 42
Metallgegenstände, blanke, 47
Mindestluftwechsel, 108
Modulbauweise, 24
MVOC, 152

Nachkühlung, 117
Nachtabsenkung, 56
Nachtauskühlung, 139
Nachtkühlung, 37
Nachtkühlung, sommerliche, 139
Nebelmaschine, 79
Nebelversuche, 75
Niederschlagswasser, 55, 104
Niedrigenergiestandard, 23
Nordosttor, mittlere Öffnungszeit, 52
Nutzungskonzept, geplantes, 36
Nutzungszeiten, 37

Öffnungsdauern der Tore, 219
Öffnungsfläche, effektive, 196, 198
Öffnungswinkel, 70
Öffnungswinkel der RWA-Klappen, 196
Öffnungszeiten der Hallentore, 109
Ökobilanz, 39, 73
OSB-Platten, Stöße der, 90
Palladio, 5

Planung, Integrale, 13
Planung, serielle, 14
Planungsabbruch, 23
Planungsprozess, 19
Polystyrolstreifen, 155
Porenlüftung, 21
Produktion, lineare, 31
Produktion, u-förmige, 31
Produktionsablauf, Änderungen im, 219
Produktionsablaufs, Änderung des, 51
Prozess, sich selbst verstärkender, 119

Qualitätseinbußen, 57
Quelllüftung, 21
Quellluftauslässe, 69
Quellluftbedingungen, 76
Queraussteifung, 33

Radon, 144
Rauch- und Wärmeabzugsklappen, 22
Rauchröhrchen, 53, 83
Raumklima im Sommer, 137
Raumlufttemperatur, 47
Raumtemperatur, operative, 47
Referenzprojekt, 26, 241
Reflexionsvermögen, 48
Regenschauer, 55
Regensensor, 58
Regenwasserkanalisation, 103
Regenwasserversickerung, 103
Reibungsgesetz, Blasiussches, 95
Ressourcenverbrauch, 59

- Reynoldszahl, 255
- Rinnen, offene, 103
- Rohre, Einmündungswinkel der, 115
- Rohre, hydraulisch glatt, 255
- Rohre, hydraulisch rau, 256
- Rohrlänge der EWT, 97
- Rohrmuffen der EWT, 55
- Royal Victoria Hospital, 8
- Rückbau, 14
- RWA-Klappen, 57, 70, 186
- RWA-Klappen, Öffnungswinkel der, 196
- Schäden, gesundheitliche, 144
- Schöpfzungen, 68
- Schürzen, gläserne, 58
- Schallschutz, verstärkter, 21
- Schattenwurf, mehrfacher, 21
- Schicht, neutrale, 119, 167
- Schleusen vor die Hallentore, 57
- Schneesmelze, 103
- Schnellauftor, gedämmtes, 39
- Schnellauftor, textiles, 52, 110, 160
- Sektionaltor, einfaches, 219
- Sektionaltor, gedämmtes, 39
- Sektionaltor, nördliches, 52
- Shed, 31
- Sick Building Syndrome, 10
- Simulation, fluiddynamische, 27, 73, 75
- Solaranlage, 41
- SolarBau, 12
- Sollwerte, 197
- Sollwerte, obere, 198
- Sozialräume, 26
- Speichereffekte, 75
- Stützenkonstruktion, 24
- Stabilitätsproblem, nichtkonservatives, 128
- Staudruck, 167
- Stoßspalte, 155
- Stoßspalte, Verschluss der, 155
- Strömungswiderstand, 23
- Strömung, laminare, 177, 254
- Strömung, turbulente, 177, 254
- Strömungsexponent, 177
- Strömungskoeffizient, 177
- Strömungswiderstand, 189
- Tätigkeit, feinmechanische, 47
- Tageslicht, 31
- Tageslichtsituation in der Halle, 45
- Taupunkttemperatur, Unterschreiten der, 144
- Temperaturhub durch die EWT, 130
- Temperaturschwankungen, 117, 137
- Thermie-Programm, 11
- Thermoanemometer, 53
- Thermografiekamera, 86
- Tore, 39
- Tore, Öffnungsdauern der, 219
- Toröffnungsdauern, Reduktion der, 53
- Torsegmente, 176
- Tragkonstruktion, 24, 38
- Trapezblech, 34, 39, 86
- Turbulenzen, 164
- Überwärmung der Halle, 75

- Überwärmung, sommerliche, 37
- Umbauten, umfangreiche, 57
- Umgebungsparameter, 170
- Umplanungszeit, Kürze der, 18
- Untersuchungen, mikrobiologische,
107, 152
- Ventilatoren, 22
- Verhältnisse, hygienische, 144, 152
- Verkehrsflächen, 32
- Verkeimung, 152
- Verkeimung der EWT, 144
- Versickerungsfähigkeit des Bodens,
103
- Versickerungsteich, 38, 55
- Villa Rotonda, 5
- Viskosität, 164
- Vollstruktur, 16
- Volumenströme, 107, 137
- Volumenstrom, windinduzierter,
161, 171
- Vorentwurfsphase, 14
- Vorprojekt, 23
- Vorzeichenkonvention, 180
- Wärmeüberschuss, 134
- Wärmeübertragung des EWT, 96
- Wärmedämmung der Bodenplatte,
104
- Wärmegewinne der EWT, 107
- Wärmelasten der Personen und Ma-
schinen, 22
- Wärmelasten, Anordnung der, 74
- Wärmelasten, interne, 28, 37, 73
- Wärmeleistung, spezifische, 143
- Wärmeschutzverordnung, 35
- Wärmetauscher, 67
- Wärmetauscher, Luft–Wasser, 27
- Wärmeverlust, 134
- Wärmeverlust durch die EWT, 139
- Wärme- und Kühlbilanz, 140
- Wärmerückgewinnung, 56
- Wärmetauscher, Einbau der, 48
- Wärmeverteilung, 56
- Warmwasser, 41
- Wasser, drückendes, 55
- Wasserdurchlässigkeit, 55
- Wassereinbrüche in die EWT, 28,
55, 103
- Werkzeuge, 47
- Wettbewerb, 28
- Windangriff, 163, 167
- Windangriff am Gebäude, 234
- Windanströmung, 171
- Windeinfluss, 109
- Windgeschwindigkeit, 111
- Windkräfte, 63
- Windrichtung, 58
- Windstille, 161
- Wochenendabsenkung, 56
- Wright, Frank Lloyd, 8
- WSchVO, 35
- Zonenventile, 56
- Zugerscheinungen, 47, 54, 75, 83
- Zuluft, Erwärmung der, 130
- Zuluft, Kühlung der, 130
- Zulufterwärmung, 56
- Zulufthutzen, 109
- Zuluftpilz, 76
- Zuluftsammelschacht, 67, 137

Zuluftvolumenstrom, 32

Zuluftwärmetauscher, 70

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Uwe Großmann
Geburtsdatum 18. April 1960
Geburtsort Lüchow, Kreis Dannenberg
Familienstand verheiratet
Staatsangehörigkeit Deutsch

Schulbildung

1967 bis 1971 Grundschule Ahlem
1971 bis 1980 Georg-Büchner-Gymnasium Letter
1980 Abitur
1980 bis 1981 Zivildienst

Studium

1982 bis 1990 Studium der Physik an der Universität Hannover
1990 Diplom

Tätigkeiten

1991 bis 1995 Gesellschafter und freier Mitarbeiter des Ingenieurbüros
ARENHA
seit 1996 Wissenschaftlicher Mitarbeiter im
Institut für Bautechnik und Entwerfen
Abt. Techn. Ausbau u. Ressourcensparendes Bauen
Prof. Dr. M. Kennedy
Universität Hannover

Lehrtätigkeit

seit 1997 Lehrauftrag an der Universität Hannover
Fachbereich Architektur

Forschungstätigkeit

1997 bis 1998 Mitarbeit an der Vorstudie „Sanierung des Mehrzweck-
gebäudes Appelstr 9A“ im Auftrag der Universität Han-
nover
seit 1998 Mitarbeit an dem Forschungsprojekt „SolarBau TK3:
Meßprogramm und Evaluierung des Neubaus einer ener-
getisch optimierten Produktionshalle der Firma Hübner
in Kassel.“ Fördernummer 033 5006 N