

Hochschule Zittau/Görlitz

**Messtechnische Auswertung mit ökonomischer und  
ökologischer Bilanzierung eines Geschäftshauses in  
Passivhausbauweise in Bautzen**

Abschlussbericht über ein Forschungsprojekt gefördert unter dem  
Az: 26691-24/2 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Dr.-Ing. Jörn Krimmling, Dipl.-Ing. (FH) Janek Grötzschel,  
Dipl.-Ing. (FH) Peter Schiffner & Dr.-Ing. Lothar Kahnt

Zittau, September 2011



**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	26691- 24/2	Referat	Fördersumme	124.800 €
<b>Antragstitel</b>	Messtechnische Auswertung mit ökonomischer und ökologischer Bilanzierung eines Geschäftshauses in Passivhausbauweise in Bautzen			
<b>Stichworte</b>	Passivhaus, Nichtwohngebäude, Monitoring			
	Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
	<b>24 Monate</b>	<b>Juni 2009</b>	<b>Juni 2011</b>	
	Zwischenberichte			
<b>Bewilligungsempfänger</b>	Hochschule Zittau/Görlitz Theodor-Körner-Allee 16 02763 Zittau		Tel 03583611632	
			Fax 03583611627	
			Projektleitung Prof. Dr.-Ing. Jörn Krimmling	
			Bearbeiter Dipl.-Ing. (FH) Janek Grötzschel	
<b>Kooperationspartner</b>	Wolf Klimageräte Rehau Sächsische Aufbaubank SAB			

### **Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens**

Der Standard des Passivhausinstituts ist mittlerweile sehr bekannt und vor allem bei Wohngebäuden weit verbreitet. Neuerdings gibt es auch im Nichtwohnbau eine Reihe von Gebäuden, die als Passivhaus zertifiziert worden sind. Während die Kriterien bei Wohngebäuden relativ eindeutig sind und auf den dort dominierend vertretenen Heizfall abzielen, sind die Maßstäbe bei Nichtwohngebäuden nicht mehr so einfach zu fassen. Der Energieverbrauch für die Klimatisierung und die Beleuchtung ist oft viel größer als der für die Heizung. Demzufolge liegt bei Passivhaus-Wohnhäusern das Hauptaugenmerk auf der Gebäudehülle, bei Passivhaus-Geschäftshäusern dagegen ist die Gebäudetechnik, insbesondere die Klimaanlage, der entscheidende Teil des Gebäudes. Am Beispiel des Geschäftshauses Intersport Timm in Bautzen sollten die nutzungsspezifischen Besonderheiten hinsichtlich der Passivhauskriterien untersucht und bewertet werden. Ziel war es, Auslegungs- und Betriebshinweise für künftige Geschäftshäuser in Passivhausbauweise zu gewinnen.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

- Installation umfangreicher Messtechnik zur Erfassung aller relevanter Energieströme und raumklimatischer Bedingungen
- Energiebedarfsanalyse nach DIN V 18599 und Passivhausprojektierungspaket
- Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Passivhausbauweise mit Kapitalwertmethode
- Energetische Bewertung des Gesamtgebäudes sowie der Komponenten der Gebäudetechnik (Jahresarbeitszahlen, Rückwärmzahlen, Speichernutzungsgrad)
- Überwachung und Analyse des Betriebsregimes (Heiz- und Kühlbetrieb)
- Projektbegleitend: Ableiten von Optimierungsmaßnahmen
- Bewertung der durchgeführten Optimierungsmaßnahmen
- Durchführung von Tracergasmessungen zur Bestimmung des Gebäudeluftwechsels
- Analyse des Einflusses von Infiltrationen infolge Undichtheiten und Türöffnungen auf den Gebäudeluftwechsel

## **Ergebnisse und Diskussion**

Zunächst wurde eine Energiebedarfsanalyse für das Objekt durchgeführt. Dabei wurde deutlich, dass das Passivhauskriterium des Primärenergiebedarfs nutzungsbedingt nicht eingehalten werden kann. Die Ursache ist die notwendige, hohe Beleuchtungsstärke in den Verkaufsräumen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, die Passivhauskriterien für Nichtwohngebäude zukünftig in Abhängigkeit der Nutzung zu definieren.

Mit Hilfe des Kapitalwertverfahrens wurde festgestellt, dass die Passivhausbauweise gegenüber dem EnEV-Standard wirtschaftlich ist. Die Amortisationsdauer der Mehrinvestitionen beträgt beim Untersuchungsobjekt 15 Jahre. In Relation zu einer erwarteten Gebäudenutzungsdauer von über 50 Jahren ist dies ein gutes Ergebnis.

Für die Komponenten der Gebäudetechnik konnten im laufenden Betrieb sehr gute Nutzungsgrade aus den Messdaten berechnet werden. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe ( $\beta_{a,H} = 6 \dots 7$ ) lag dabei deutlich über den Werten vergleichbarer Anlagenkonstellationen. Dies resultiert aus den vorherrschenden hohen Soletemperaturen, welche sich auf Grund des im Objekt dominierenden Kühlbetriebs (ebenfalls über die Erdsonden realisiert) einstellten. Hier lässt sich ein bevorzugtes Einsatzgebiet für Erdsonden-Wärmepumpen definieren: Diese entfalten ihr Effizienzpotential vor allem in Gebäuden, welche geheizt und gekühlt werden müssen.

Aufgrund des fehlenden Heizwärmebedarfs (Wärmeentzug aus dem Erdreich) werdendie Soletemperaturen langfristig weiter ansteigen, was zu einer zunehmenden Minderung der Kälteleistung führt. Bereits während der Projektlaufzeit wurden im Vergleich zur Planung zu geringen Kälteleistungen gemessen, was sich in steigenden Raumtemperaturen äußerte. Als Optimierungsmaßnahme wurde der Einsatz von freier Kühlung mit Hilfe einer Bypassklappe im Lüftungsgerät geprüft. Das Grundprinzip der freien Kühlung - das Ausnutzen des Kältepotenzials der Außenluft - ist prinzipiell ein guter Ansatz. Dies gilt allerdings nicht für das Untersuchungsobjekt. Da kein konventioneller Kälteerzeuger vorhanden ist, ist das Ausnutzen der freien Kühlen über die Lüftungsanlage gegenüber der Erdsondenkühlung aus energetischer Sicht nicht sinnvoll. Grund dafür sind die sehr gute Jahresarbeitszahl des Erdsondenkühlsystems von  $\beta_{a,K} = 28$  und die besseren Wärmeträgereigenschaften von Wasser gegenüber Luft.

Aufgrund des dominierenden Kühlbetriebs wirken sich die nutzungsbedingt notwendigen Türöffnungen in über einen großen Außentemperaturbereich energetisch positiv aus. Im Objekt wird ab  $-7 \text{ °C}$  Außentemperatur gekühlt. Der Luftvolumenstrom infolge von Türöffnungen kann bis zu einer Außentemperatur von  $25 \text{ °C}$  für die Gebäudekühlung genutzt werden. Über- oder unterschreitet die Außentemperatur den angegebenen Bereich, ist auf geschlossene Türen zu achten.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

- Vorstellung des Projektes an der Hochschule Zittau/Görlitz im Rahmen eines Energietechnischen Kolloquiums
- Vorstellung des Projektes bei der 40. Sitzung des AK kostengünstige Passivhäuser
- Vortrag auf der Tagung „Energie und Gebäudetechnik 2010“, 02./03.06.2010, HTWK Leipzig
- Vortrag auf „Consense - Internationaler Kongress und Fachmesse für nachhaltiges Bauen“, 22./23.06.2010, Stuttgart
- Veröffentlichung von Fachbeiträgen in den Zeitschriften HLH und etaGreen

## **Fazit**

Durch das Forschungsprojekt konnte festgestellt werden, dass der geforderte Primärenergiebedarf nutzungsbedingt nicht eingehalten werden kann. Um eine permanente Einzelfallregelung bei der Zertifizierung zu vermeiden, erscheint es sinnvoll die Passivhauskriterien für Nichtwohngebäude in Abhängigkeit der Nutzung zu definieren. Hierzu besteht weiterhin Forschungsbedarf.

Das durchgeführte Monitoring führte zu einer erhebliche Verbesserung des Gebäudebetriebes im Untersuchungsobjekt. Es wurde deutlich, dass ein betriebsbegleitendes Monitoring von großem Nutzen für den Betreiber ist.

Aus den gesammelten Betriebserfahrungen konnten Hinweise für zukünftige Geschäftshäuser in Passivhausbauweise abgeleitet werden.

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	7
Tabellenverzeichnis.....	9
Formelzeichen.....	10
Vorwort.....	12

## TEIL I THEORETISCHE VORBETRACHTUNGEN

1 Energetische Gebäudestandards.....	13
1.1 Übersicht.....	13
1.2 Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise.....	14
1.3 Literaturüberblick.....	16
1.4 Forschungsbedarf.....	18

## TEIL II MONITORINGPROJEKT INTERSPORT TIMM

2 Objektbeschreibung.....	21
2.1 Objektbeschreibung.....	21
2.2 Modellbildung für die Energetische Evaluierung.....	24
2.3 Energetische Evaluierung.....	27
2.4 Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Passivhausbauweise.....	31
3 Zielstellung des Monitorings.....	34
4 Messtechnikkonzept.....	35
4.1 Übersicht der installierten Messtechnik.....	35
4.2 Verteilung der Messwerterfassungsgeräte und der Sensoren.....	37
4.3 Anlagenschema.....	39
5 Energetische Bewertung.....	40
5.1 Gesamtgebäude.....	40
5.2 Anlagenkomponenten.....	41
5.2.1 Wärmeerzeuger.....	43
5.2.2 Kälteerzeuger.....	47
5.2.3 Lüftungsanlage.....	50
5.2.4 Pufferspeicher.....	52
5.2.5 Zusammenfassende Bewertung der Anlagenkomponenten.....	53

6	Thermische Konditionierung des Gebäudes .....	54
6.1	Betriebsregime .....	54
6.2	Kühlfall .....	55
6.3	Heizfall .....	62
6.4	Einflüsse der Anlage auf das sondennahe Erdreich .....	66
6.5	Bewertung der Bypassschaltung der Lüftungsanlage.....	70
7	Einfluss der Gebäudelüftung.....	73
7.1	Mechanische Lüftung.....	74
7.2	Luftwechsel infolge von Gebäudeundichtheiten (Infiltration) .....	75
7.3	Nutzungsbedingter Luftwechsel durch Türöffnungsvorgänge.....	78
8	Analyse der Nutzungsqualität .....	84
8.1	Thermische Behaglichkeit bei Kühlbetrieb.....	85
8.2	Thermische Behaglichkeit außerhalb des Kühlbetriebes.....	92
8.3	Luftfeuchte .....	95

### **TEIL III            HINWEISE FÜR PLANUNG UND INBETRIEBNAHME**

9	Auswahl der Anlagenkonfiguration.....	99
10	Dimensionierung .....	100
11	Mindestanforderung an die Betriebsmesstechnik .....	101
12	Inbetriebnahme .....	102
13	Betriebsführung und Monitoring .....	102

### **TEIL IV            ANHANG**

14	Literatur- und Quellenverzeichnis .....	104
15	Anlagen.....	106

A1:Bauliche Ausführung der Gebäudehülle

A2:Kostenzusammenstellung für das Bezugsgebäude nach EnEV 2009

A3:Messstellenliste

A4:Kennlinie der Umwälzpumpe Zone 1, Quelle: Grundfos

A5: Entscheidungsmatrix für energetische Auswirkungen des Infiltrationsvolumenstroms

A6: Weitere Carpet Plots

A7: Ausgewählte Tagesverläufe der Kälteleistung

A8: Lageplan des Erdsondenfeldes

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Heizwärmebedarf verschiedener Baustandards .....	13
Abbildung 2: Auswahl realisierter Passivhäuser, geordnet nach Primärenergiebedarf.....	18
Abbildung 3: Untersuchungsobjekt Intersport Timm in Bautzen, Quelle: Rehau .....	21
Abbildung 4: Prinzipschema der Parkplatztemperierung am Untersuchungsobjekt.....	23
Abbildung 5: Berechnung der Endenergie eines Heizungssystems [].....	25
Abbildung 6: Energiebedarfsanalyse, Vergleich PHPP mit DIN V 18599 .....	27
Abbildung 7: Energiebedarf alternativer Beleuchtungssysteme nach DIN V 18599 .....	29
Abbildung 8: Primärenergiebedarf in Abhängigkeit der Nutzung .....	30
Abbildung 9: Vergleich Energetische Bewertung Passivhaus Timm und Gebäudeausführung nach EnEV 2009 .....	31
Abbildung 10: Kapitalwertverlauf.....	33
Abbildung 11: Prinzipschema Messwerterfassungssystem .....	36
Abbildung 12: Anlagenschema mit Messstellen.....	39
Abbildung 13: Vergleich Primärenergiebedarf nach DIN V 18599 und Primärenergieverbrauch .....	41
Abbildung 14: Blick in den Technikraum mit Wärmepumpe.....	43
Abbildung 15: Verlauf der Soletemperatur .....	45
Abbildung 16: Berechnungsergebnisse Jahresarbeitszahl nach VDI 4650-1 .....	46
Abbildung 17: Ausschnitt aus Anlagenschema (links) und Blick auf den Wärmeübertrager im Technikraum (rechts) .....	48
Abbildung 18: Thermografieaufnahme der Rohrschlangen der aktivierten Decke nach dem Auffüllen mit Wasser .....	49
Abbildung 19: Lüftungsgerät mit Heiz-/Kühlregister (rechts).....	50
Abbildung 20: Verlauf der Rückwärmzahl, Tagesmittelwerte, 2010.....	51
Abbildung 21: Be- und Entladung des Pufferspeichers, Speichernutzungsgrad 2010.....	53
Abbildung 22: Verlauf Heiz- und Kühlleistung Intersport Timm.....	54
Abbildung 23: Verlauf der Kühlleistung in Abhängigkeit der Außentemperatur .....	56
Abbildung 24: Typischer Verlauf der Raumtemperatur am Beispiel eines ausgewählten Messtages .....	57
Abbildung 25: Verlauf Soletemperatur .....	59
Abbildung 26: Abhängigkeit der Heizleistung von der Außentemperatur.....	62
Abbildung 27: Raumtemperaturabfall nach Nichtnutzungsphase .....	64
Abbildung 28: Kontrolle des Absenkbetriebes der Raumheizung mit Hilfe eines Carpetplots.....	65
Abbildung 29: Ausschnitt Anlagenschema .....	67
Abbildung 30: Energiestatus der Erdsonden, Datenbestand bis 29.08.2011 .....	68
Abbildung 31: Schematische Darstellung des Bypasses im Lüftungsgerät .....	70
Abbildung 32: Unterteilungen des Gebäudeluftwechsels.....	73
Abbildung 33: Verlauf des Außenluftvolumenstroms und der Elektroenergieimpulse während der Nutzungszeit (1 IMP = 1 Wh) .....	74
Abbildung 34: Endenergiebedarf in Abhängigkeit der Luftdichtheit der Gebäudehülle bei unterschiedlichen Arbeitszahlen für Wärme- und Kältebereitstellung.....	77
Abbildung 35: Konzentration von Schwefelhexafluorid im Erdgeschoss.....	79
Abbildung 36: Außenluftwechsel im Erdgeschoss, gleitender 15 Minutenmittelwert .....	79
Abbildung 37: Energetische Auswirkungen der Türöffnungen, 2010 .....	81
Abbildung 38: Darstellung der Nutzenergien, 2010, gestapelte Darstellung der Einzelpositionen .....	82

Abbildung 39: Außentemperaturverlauf 14.07.2010.....	85
Abbildung 40: Einteilung der Klimakategoriein nach PMV-Index .....	87
Abbildung 41: Häufigkeitsverteilung PMV, 14.07.2010 .....	87
Abbildung 42: Einteilung der Klimakategorien nach PPD-Index .....	88
Abbildung 43: Häufigkeitsverteilung PPD, 14.07.2010.....	88
Abbildung 44: PMV und PPD in Abhängigkeit der Bekleidungsisolation.....	89
Abbildung 45: PMV und PPD in Abhängigkeit der Raumtemperatur .....	90
Abbildung 46: Screenshot Behaglichkeitsrechner, IB für Bauklimatik Hausladen + Meyer....	91
Abbildung 47: Ergebnissdarstellung im PMV-PPD-Diagramm .....	92
Abbildung 48: Außentemperaturverlauf 11.03.2011.....	93
Abbildung 49: Häufigkeitsverteilung PMV, 11.03.2011 .....	94
Abbildung 50: Häufigkeitsverteilung PPD, 11.03.2011.....	95
Abbildung 51: Legende für die Carpet Plots Raumlufffeuchte .....	96
Abbildungen 52, 53, 54: Carpet Plots Raumlufffeuchte für den angegebenen Mess- zeitraum .....	97
Abbildung 55: Carpet Plot Raumlufffeuchte Juli – September 2011 .....	98



## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Realisierte Bürobauten in Passivhausbauweise .....	16
Tabelle 2: Realisierte Schulen in Passivhausbauweise .....	17
Tabelle 3: Realisierte Sporthallen in Passivhausbauweise .....	17
Tabelle 5: Eckdaten der Photovoltaikanlage .....	23
Tabelle 6: Zonierung des Gebäudes nach DIN V 18599 .....	26
Tabelle 7: Zonenkonditionierung .....	27
Tabelle 8: Energiebedarf nach DIN V 18599 und PHPP, Absolutwerte .....	28
Tabelle 9: Energiebedarfskennwerte nach DIN V 18599 und PHPP bezogen auf NGF .....	28
Tabelle 11: Ergebnisse der Verbrauchserfassung, 2010, inkl. Außenbeleuchtung und PPT .....	40
Tabelle 12: Korrekturfaktor für abweichende Temperaturdifferenzen am Verflüssiger (VDI 4650-1) .....	44
Tabelle 13: Korrekturfaktor für Erdreich-Wärmepumpen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (VDI 4650 - 1) .....	44
Tabelle 14: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, 2010 .....	46
Tabelle 15: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, 2011, Stand: September .....	47
Tabelle 16: Jahresarbeitszahl der Kältebereitstellung, 2010 .....	48
Tabelle 17: Jahresarbeitszahl der Kältebereitstellung, 2011 .....	50
Tabelle 18: Kühllast nach VDI 2083 und gemessenes Leistungsangebot .....	56
Tabelle 19: Gemessene Sondenleistung .....	57
Tabelle 20: Kälteleistungsverlust durch steigende Soletemperaturen, $c_{p,Sole} = 3,6 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ ; $\rho_{Sole} = 1036 \text{ kg}/\text{m}^3$ .....	59
Tabelle 21: Parameter des Wärmeerzeugers .....	63
Tabelle 22: Auswirkungen der Ventilfehlstellung der Parkplatztemperierung bezogen auf ein Betriebsjahr .....	69
Tabelle 23: Energetischer Vergleich von Erdsondenkühlung und Kühlung mit RLT am Beispiel eines ausgewählten Messtages .....	71
Tabelle 25: Bestimmung des Luftvolumenstroms einer Türöffnung, Messreihe 16.03.2011 .....	80
Tabelle 26: Plausibilitätskontrolle der Messwerte der Tracergasmessung .....	80
Tabelle 27: Klimakategorien nach EN ISO 7730 .....	84
Tabelle 28: Kategorien des PMV .....	85
Tabelle 29: Bekleidungssituation am Messtag .....	86
Tabelle 30: Rahmenparameter Behaglichkeitsmessung 14.07.2010 .....	86
Tabelle 31: PMV und PPD in Abhängigkeit der Bekleidungsisolations .....	89
Tabelle 32: PMV und PPD in Abhängigkeit der Raumtemperatur .....	90
Tabelle 33: Rahmenbedingungen für Behaglichkeitsermittlung, 24.08.2011 .....	91
Tabelle 34: Rahmenparameter Behaglichkeitsmessung 11.03.2011 .....	93

## Formelzeichen

$Q_{h,WP}$	Heizleistung der Wärmepumpe
$Q_{f,j}$	Endenergie eines Energieträgers j
$Q_{h,f,j}$	Endenergie für das Heizsystem, versorgt über den Energieträger j
$Q_{h^*,f,j}$	Endenergie für die RLT- Heizfunktion, versorgt über den Energieträger j
$Q_{c,f,j}$	Endenergie für das Kühlsystem, versorgt über den Energieträger j
$Q_{c^*,f,j}$	Endenergie für die RLT- Kühlfunktion, versorgt über den Energieträger j
$Q_{w,f,j}$	Endenergie für Trinkwarmwasser, versorgt über den Energieträger j
$Q_{rv,f,j}$	Endenergie für die Lüftung, versorgt über den Energieträger j
$Q_{l,f,j}$	Endenergie für die Beleuchtung, versorgt über den Energieträger j
$Q_{f,j,aux}$	Endenergie für Hilfsenergien, versorgt über den Energieträger j
$Q_{PE}$	Primärenergie
$Q_{f,j}$	Endenergie je nach Energieträger j
$f_{p,j}$	Primärenergiefaktor des Energieträgers j
$n_{50}$	Messwert des Luftwechsels bei 50 Pa Druckdifferenz
$\Delta K$	Kapitalwertdifferenz
$K$	Kapitalwert
$A_0$	Investitionsausgaben
$A_t$	Auszahlungsströme in der Periode t
$q$	Zinsfaktor mit $q = 1 + i$
$i$	Zinssatz (oder Kalkulationszins)
$t$	Periode oder Betrachtungszeitraum
$T$	Laufzeit in Jahren
$\beta_{a,z}$	Jahresarbeitszahl
$z$	Bezeichnungsindex, H = Wärmeerzeuger, K= Kälteerzeuger
$Q_a$	von der Wärmepumpe jährlich abgegebene Nutzwärme bzw. vom Kälteerzeuger abgegebene Nutzkälte
$E_{el,a}$	der Wärmepumpe/dem Kälteerzeuger jährlich zugeführte Energie
$\Phi$	Rückwärmzahl
$\eta_{Sp}$	Speichernutzungsgrad
$Q_{N,a}$	dem Speicher jährlich entnommene Energie

$Q_{W,a}$	dem Speicher jährlich zugeführte Energie
$\varepsilon_N$	Leistungszahl der Wärmepumpe nach DIN EN 14511/DIN EN 255-2 für Sole/Wasser Wärmepumpen B0/W35
$F_{\Delta\theta}$	Korrekturfaktor für abweichende Temperaturdifferenzen bei Messung und Betrieb am Verflüssiger nach Tabelle 10
$F_g$	Korrekturfaktor bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen nach Tabelle 11
$F_P$	Korrekturfaktor für Berücksichtigung der Wärmequellenpumpe nach der Gleichung
$P_P$	Antriebsleistung der Wärmequellenpumpe
$P_{WP}$	Antriebsleistung der Wärmepumpe bei B0/W35
$t_{Raum}$	Raumtemperatur
$t_{außen}$	Außentemperatur
$t_{RH}$	Aufheizzeit
$f_{RH}$	Aufheizfaktors
$\Delta\theta_{RH}$	Innentemperaturabfall während der Absenkphase
$\theta_{HL}$	Heizlast des Gebäudes
$\theta_T$	Transmissionswärmeverlust des Gebäudes
$\theta_V$	Lüftungswärmeverlust des Gebäudes
$\theta_{RH}$	zusätzliche Aufheizleistung des Gebäudes
$\dot{V}_{masch}$	Luftvolumenstrom der maschinellen Lüftung
$q_{v,inf,wirk}$	Wirksamer Luftvolumenstrom durch Infiltration in $m^3/h$
$f_{wirk,Komp}$	= 0,5 (vereinfacht)
$A_{NE} \cdot H_R = V_R$	Raumvolumen
$f_{wirk,Lage}$	= 1 (vereinfacht)
$\Delta p$	Auslegungsdruckdifferenz, = 4 Pa
$n$	Druckexponent, Vorgabewert $n = 2/3$
$\dot{V}_{Inf}$	Luftvolumenstrom infolge von Undichtheiten der Gebäudehülle (Infiltration)
$\dot{V}_{TÖ}$	Luftvolumenstrom infolge von Türöffnungen
$x$	Absolute Feuchte in g/kg (trockener Luft)

## **Vorwort**

Das vorgestellte Forschungsprojekt lief über einen Zeitraum von 24 Monaten vom Juni 2009 bis Juni 2011. Gefördert wurde das Vorhaben von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt mit einer Fördersumme von ca. 125.000 €. Weitere finanzielle Unterstützung erfuhr die Hochschule Zittau/Görlitz von Unternehmen aus der Wirtschaft wie *Rehau* und *Wolf Klimageräte*.

Während der Projektlaufzeit wurden ausgewählte Ergebnisse zusammengefasst und in den Zeitschriften *etaGreen* und *HLH* veröffentlicht. Darüber hinaus wurde das Projekt bei mehreren Fachvorträgen vorgestellt.

Im Rahmen des Projektes wurden Teilthemen bzw. weiterführende Themen auf Basis der Erkenntnisse des Forschungsprojektes als Master- bzw. Diplomarbeit für die Studenten der Hochschule Zittau/Görlitz ausgeschrieben. Die Masterarbeit von Frau Monique Gebauer zum Thema „Energetische und Wirtschaftliche Bewertung von Passivhäusern“ wurde dabei mit dem Carl-August-Schramm-Preis der Hochschule Zittau/Görlitz ausgezeichnet, durch welchen herausragende Abschlussarbeiten der Fakultät Bauwesen prämiert werden.

Besonderen Dank gilt dem Bauherren des Untersuchungsobjekts, Herrn Jerzy Timm, sowie dem Geschäftsführer der Architekten- und Ingenieurgesellschaft mbH Bautzen, Herrn Matthias Medack, welche das Forschungsprojekt sowohl in der Beantragungsphase als auch in der laufenden Bearbeitungszeit durch hohe Eigeninitiative und konstruktive Ideen stets unterstützt haben.

# TEIL I THEORETISCHE VORBETRACHTUNGEN

## 1 Energetische Gebäudestandards

### 1.1 Übersicht

Gebäude verbrauchen über 40% der Energie in Deutschland, woraus sich die Notwendigkeit einer Erhöhung der Gebäudeenergieeffizienz ergibt. Bei Neubauten muss darauf geachtet werden, dass ein möglichst hoher energetischer Standard erreicht wird, da das Lebensalter eines Gebäudes mit 50 bis 60 Jahren zu veranschlagen ist. Aus diesem Grunde ist es erforderlich, neue energetische Gebäudestandards zu entwickeln, die weit über die gesetzlichen Vorgaben hinausgehen. Außerdem benötigt der Immobilienmarkt verständliche Standards, die den Marktakteuren eine verlässliche Einschätzung der Energieeffizienz ermöglichen. Gesetzlich fixierte Standards sind die der früheren Wärmeschutzverordnungen bzw. die der bisherigen Energieeinsparverordnungen EnEV 2002, EnEV 2004, EnEV 2007 und EnEV 2009. Darüber hinaus existieren private Standards, wie der KfW 70, der KfW 55 oder der Passivhausstandard. Neben diesen klar definierten Standards gibt es Begriffe, die zwar bereits gebräuchlich, jedoch noch nicht eindeutig definiert sind. Hierzu zählen z.B. das Nullenergie- und das Plusenergiehaus. Am Beispiel des Heizenergiebedarfs sind in Abbildung 1 verschiedene Baustandards dargestellt.

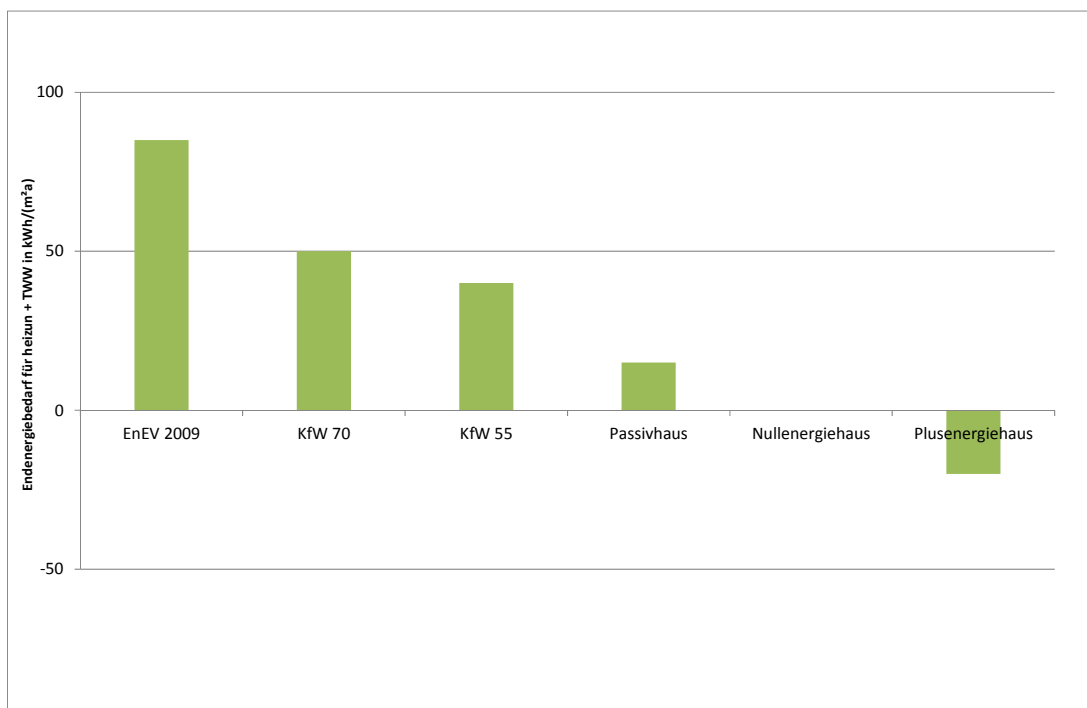


Abbildung 1: Heizwärmebedarf verschiedener Baustandards

Der Standard des Passivhausinstituts, welcher weit über die EnEV hinausreicht, ist mittlerweile sehr bekannt und vor allem bei Wohngebäuden weit verbreitet.

Neuerdings gibt es auch im Nichtwohnbau eine Reihe von Gebäuden, die als Passivhaus zertifiziert worden sind. Während die Kriterien bei Wohngebäuden relativ eindeutig sind und auf den dort dominierend vertretenen Heizfall abzielen, sind die Maßstäbe bei Nichtwohngebäuden nicht mehr so einfach zu fassen. Der Energieverbrauch für die Klimatisierung und die Beleuchtung ist oft viel größer als der für die Heizung. Demzufolge liegt bei Passivhaus-Wohnhäusern das Hauptaugenmerk auf der Gebäudehülle, bei Passivhaus-Geschäftshäusern dagegen ist die Gebäudetechnik, insbesondere die Klimaanlage, der entscheidende Teil des Gebäudes.

Bei Wohngebäuden manifestierte sich der Passivhausstandard in erster Linie über den sehr geringen Heizwärmebedarf von 15 kWh/m<sup>2</sup>a, der so bemessen wurde, dass das Gebäude nur noch eine sehr kleine Zusatzheizung benötigt, woraus der spezielle Name (passiv: keine aktive Heizung) abgeleitet wurde. Eine solche Begrenzung des Nutzenergiebedarfs für Nichtwohngebäude reicht nicht aus, d.h. der Passivhausstandard muss für Nichtwohngebäude weiter entwickelt werden. Das Passivhausinstitut gibt u.a. folgende Grenzwerte vor [1]:

- Heizwärmebedarf < 15 kWh/m<sup>2</sup>a
- Nutzkältebedarf < 15 kWh/m<sup>2</sup>a
- Gebäudedichtheit  $n_{50} < 0,6 \text{ h}^{-1}$
- Primärenergiebedarf < 120 kWh/m<sup>2</sup>a

Der Primärenergiekennwert umfasst alle Energieaufwendungen für Heizung, Kühlung, Trinkwarmwasser, Lüftung, Hilfsstrom und nutzungsspezifische elektrische Anwendungen. Darunter fallen z.B. Computer und Drucker in Büros. Damit unterscheidet sich die Bilanzgrenze für die Passivhauszertifizierung von der nach DIN V 18599, bei welcher der Haushaltsstrom nicht bilanziert wird.

## **1.2 Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise**

Zu den Nichtwohngebäuden werden Gebäude zu gewerblichen, landwirtschaftlichen, sozialen, kulturellen- oder Verwaltungszwecken gezählt, beispielsweise Produktionsstätten, Büros und Bildungseinrichtungen. Nichtwohngebäude grenzen sich von Wohngebäuden in ihrer Nutzung explizit ab. Durch die Vielfalt der möglichen Nutzungsvarianten ergeben sich wesentliche Unterschiede im Gebäudebetrieb in Vergleich zu Wohngebäuden mit ihrer einheitlichen Nutzungsweise. Auch Nichtwohngebäude untereinander werden sich bei gleicher Nutzungsart (z.B. als Geschäftshaus) anlagentechnisch und energetisch unterscheiden, da jeweils andere Kriterien zu erfüllen sind (z.B. Unterschiede Supermarkt – Textileinzelhandel).

Der bisherige Passivhausstandard definiert sich über Nutzenergie- bzw. Primärenergiegrenzwerte, sowie Vorgaben zur Gebäudehülle (U-Werte). Auf die Nutzung und daraus resultierende Anforderungen an den Gebäudebetrieb wurde bisher nicht eingegangen. Insbesondere durch nutzungsbedingt innere Lasten, von Wohngebäude abweichende Vorgaben für Raumklima und Beleuchtung sowie stark unterschiedliche Nutzungsvarianten innerhalb einer Gebäudeeinheit/eines Gebäudes entstehen erhöhte Anforderungen an den Betrieb.

Trotz der signifikanten Unterschiede sind bereits mehrere Nichtwohngebäude als Passivhaus zertifiziert worden. Darunter sind vor allem Schulen, Kindergärten und Bürobauten zu finden. Das durchgeführte Forschungsprojekt „Sporthaus Timm“ bezieht sich auf ein Geschäftshaus mit Verkaufs-/Ausstellungsflächen sowie Büroflächen.

Das Untersuchungsobjekt grenzt sich damit von bisher zertifizierten Nichtwohngebäuden in Passivhausbauweise ab. Durch die speziellen Anforderungen an die Präsentation von Waren in einem Verkaufsbereich (natürliche Farbwiedergabe, schattenfreie Beleuchtung, Nutzung von Licht zur Führung der Kunden, physiologische Behaglichkeit) sind gegenüber den bisher zertifizierten Objekten deutliche Unterschiede im Energieverbrauch und der Betriebsführung zu erwarten. Durch die beiden nutzungsspezifisch sehr unterschiedlichen Zonen Verkauf und Büro ergeben sich erhöhte Anforderungen an die Gebäudetechnik. An diesem Beispiel lassen sich die Unterschiede zwischen Wohn- und Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise verdeutlichen:

- Nutzungsbedingt wird eine hohe Beleuchtungsstärke benötigt. Die ausgestellten Waren müssen zudem schattenfrei mit einer kundenfreundlichen Lichttemperatur ausgeleuchtet werden. Die hohe Beleuchtungsstärke verursacht einen enormen Wärmeeintrag. Hinsichtlich des Passivhausstandards ist dies kritisch zu bewerten. Dieser ist darauf ausgelegt, ein Gebäude möglichst allein durch innere Wärmequellen zu heizen. Dies wird im Wohnungsbau durch umfangreiche Dämmmaßnahmen der Gebäudehülle erreicht. In Geschäftshäusern führen die hohen inneren Wärmelasten in Verbindung mit einer hoch gedämmten Fassade dazu, dass die entstehenden hohen Wärmeeinträge nicht abgeführt werden können und so ein unbehagliches Raumklima entstehen kann.
- Daraus ergibt sich zwangsläufig, dass Geschäftshäuser aktiv gekühlt werden müssen. Der Kühlfall stellt dabei den dominierenden Betriebsfall dar. Hier besteht ein Optimierungsproblem zwischen ausreichendem Wärmeschutz und dem Klimatisierungsaufwand. Prinzipiell ist davon auszugehen, dass bei sehr hohen inneren Wärmelasten der Aufwand für die Gebäudekühlung mit dem Umfang der Wärmedämmung zunimmt. Gleiches gilt für die Gebäudedichtheit. Es muss demnach die Frage beantwortet werden, inwieweit die Vorgaben des Passivhausstandards für den Wärmeschutz für Geschäftshäuser zweckmäßig

sind. Dies betrifft die Passivhauskriterien für die u-Werte der Gebäudehülle sowie die Gebäudedichtheit ( $n_{50}$ -Test).

- Durch den umfassenden Einsatz von Beleuchtungstechnik ist ebenfalls das Passivhauskriterium des Primärenergiebedarfs als kritisch zu bewerten. Faktisch verfügen solche Gebäude über eine Elektroheizung, was sich negativ auf die Primärenergiebilanz auswirkt. Da auf die Beleuchtung nutzungsbedingt nicht verzichtet werden kann, existiert auch hier ein Widerspruch zu den Vorgaben des Passivhaus-Institutes.
- Der Passivhausstandard ist für einen „geschlossenen Gebäudebetrieb“ ausgelegt, damit die sehr gut gedämmte Gebäudehülle energetisch bestmöglich ausgenutzt werden kann. Aufgrund des Kundenverkehrs ist der Betrieb von Geschäftshäusern im Unterschied dazu als „offen“ zu bezeichnen und scheint daher zunächst im Widerspruch zu der Passivhausphilosophie zu stehen. Es muss daher überprüft werden, inwieweit die Türöffnungsvorgänge energetisch relevant sind.

### 1.3 Literaturüberblick

Zum Vergleich des Untersuchungsobjektes mit bereits realisierten Nichtwohngebäuden in Passivhausbauweise hinsichtlich der Passivhauskriterien und der Gebäudetechnik dienen nachfolgende Tabellen. Die Angaben sind [2] entnommen.

Tabelle 1: Realisierte Bürobauten in Passivhausbauweise

BÜROBAUTEN	Primärenergie kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärme kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärmelast W/m <sup>2</sup>	$n_{50}$ h <sup>-1</sup>	Nutzkälte kWh/m <sup>2</sup> a	Lüftung	Heizung	WW	Konstruktion	Baukosten €/m <sup>2</sup> (brutto)	Fläche m <sup>2</sup>	Baujahr	Ort
Energion	68	12		0,2		Kombi, mit WRG	Betonkerntemp.	dezentral mit Gas	Mischbau		5962	2002	Ulm
Forum Chriesbach	77	24			1,2						8533	2006	Schweiz
Econcern (etrium)	116	10	< 12	0,6		LTG mit WRG	Pumpe, Solar	dezentral	Massivbau		3500	2008	Köln
Thiepväl - Areal	107	15		0,2		Sole-Erd-Kollek.	Gas-Brennwerttherme				838	2009	Tübingen
Büro Nünchritz	108	12	11	0,4						1660	215	2008	Nünchritz
VisiConsult	81	15	12	0,22		Helios, KWL	Gastherme	Durchlauferhitzer	Massivbau	700	334	2010	Stockelsdorf
Technologiemelle	102	12	10	0,2		Vallox, 75% WRG	Betonkerntemp.		Massivbau		9823	2007	Ludwigshafen
Passivhauszentrum	101	15	14	0,5			Nachheizreg. Lüft.	Durchlauferhitzer	Holzbau		819	2009	Gersthofen
Hauptstaatsarchiv	26	13	4	0,1		Nova Apparate	Fernwärme	TWW Speicher	Massivbau	2000	6462	2008	Dresden
Büro Lüneburg	112	10	11	0,3		Zehnder + WRG	Wärmepumpe inkl. Speicher		Holzbau	1925	589	2009	Lüneburg
Büro Bremerhaven	120	15	12	0,38			Aerex Passivhauskompaktgerät		Holzbau		420	1999	Bremen
Büro Sellstedt	104	14	12	0,53		Wärmeaustau.	Pelletheizung	Pelletheizung	Holzbau		304	2008	Sellstedt
Büro Zülpich	94	15		0,59			Luftnacherw.	dezentral	Massivbau	1250	265	2005	Zülpich
Büro Friedberg	99	15		0,29			el. Nachheizreg.	dezentral	Holzbau		283	2001	Friedberg
Gemeindezentrum	120	14	16	0,44		Kombi, 75% WRG	über Zuluft		Mischbau	4275	528	2009	St. Gerold
Büro (15 Arbeiter)	120	14		0,33			Pelletheizung	Durchlauferhitzer	Mischbau		255	2003	Bolanden
Büro Gimsheim	47	7	8	0,22		LTG mit WRG	Gasbrenn.	dezentral (Durchl.)	Mischbau	907	413	2007	Gimsheim
Büro Trippstadt	120	15	15	0,46	11	LTG mit WRG	Wärmepumpe	Durchlauferhitzer	Holzbau		280	2007	Trippstadt
Büro Schorndorf	90	14	14	0,6		LTG mit WRG	Gasbrenn.	dezentral	Mischbau		1014	2007	Schorndorf
Produktionsgebäude	119	15	13	0,5		Komfortl. gerät	Pelletheizung mit Pufferspeicher		Massivbau	1475	365	2006	Villingen
Büro Unterhaching	96	9		0,21		Kombi, 75% WRG	Gasbrenn.	Sollaranlage	Mischbau		1074	1999	Unterhaching
Büro Essenbach	113	14	11	0,6		Vallox	Brennwertkessel	Frischwasserstat.	Massivbau		149	2008	Essenbach
Büro Aachen						Wärmeaustau.	Erdwärmesonden	Wärmepumpe			2100	2003	Aachen
Asset Augsburg	120	14	14	0,4		Maico, 85% WRG	Sole/Wasser Wärmepumpe		Massivbau		374	2010	Augsburg



Tabelle 2: Realisierte Schulen in Passivhausbauweise

SCHULEN	Primärenergie kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärme kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärmelast W/m <sup>2</sup>	n <sub>50</sub> h <sup>-1</sup>	Nutzkälte kWh/m <sup>2</sup> a	Lüftung	Heizung	WW	Konstruktion	Baukosten €/m <sup>2</sup> (brutto)	Fläche m <sup>2</sup>	Baujahr
Schule in Frankfurt a.M.	59,2	15	8	0,46		Menerga	Holzpelletkessel	zentral	Massivbau		8000	2004
Schulneubau Aufkirchen	105	12		0,09		Wärmerad	BHKW-Gasbrennwertkessel		Mischbau		3275	2005
Schule/Hochschule Dresden	109	11	9	0,3		zentrale Anlage	Wärmepumpe	Wärmepumpe	Massivbau		2777	2010
Schule Bremen	102			0,51		LTG mit WRG	Brennwertkessel	zentral + Solaranl.	Massivbau		1015	2001
Schule Peine	87	15	12	0,48		Rotationsaustaus.	Fernwärme	Durchlauferhitzer	Massivbau		1594	2007
Schule Baddeckenstedt	81	15		0,3		zentrale Anlage	NT-Gaskessel		Massivbau			2003
Schule Köln	63	14	10	0,22		kombi.	Gasbrennwertkessel	Durchlauferhitzer	Massivbau		2530	2006
Realschule Nordhorn *	70	18	13	0,6		kombi.	Gasbrennwertkessel	dezentral	Mischbau		1594	2007
Gymnasium Baesweiler	108	15	12	0,5		Menerga	Lüftungsanlage mit WRG	direktelektisch	Massivbau		1017	2010
Gymnasium Bad Neuenahr	109	15	11	0,4		kombi. (4Geräte)	Gasbrennwertkessel	Gasbrennwertkessel	Massivbau		2744	2010
Grundschule Bornheim		14	12	0,14		2 zentrale Anlag.	Gasbrennwertkessel	Gasbrennwertkessel	Massivbau	2913	2759	2011
Schule Eschborn		14	10	0,24		KG 160	Anbindung an Umgeb.	dezentral	Massivbau	2692	1338	2007
Schule Neckargemünd	58	15		0,49		zentrale Anlage	Wärmepumpe mit Erdsonden		Mischbau		10836	2008
Schule Aichtal	112	14	13	0,47		kombi.		Fassadenkollektoren	Mischbau		450	2004
Gymnasium Bruchsal	113	15	14	0,59		Menerga (2Ger.)	Fernwärme	Fernwärme	Massivbau	2647	754	2009
Schule Königfeld	98	12	10	0,32		Rotationsaustaus.	zentrales Heizregist.	über Elektro	Massivbau		1251	2008
Schule Freiburg	142	15	14	0,37		LTG mit WRG (71%)	Fernwärme	Warmwasserspeicher	Massivbau		1381	2009
Schule Neusäss	84	16	11	0,4		Robatherm	2 Niedert. Kessel Erdgas	kein Bedarf	Massivbau		773	2007

Tabelle 3: Realisierte Sporthallen in Passivhausbauweise

SPORTHALLEN	Primärenergie kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärme kWh/m <sup>2</sup> a	Heizwärmelast W/m <sup>2</sup>	n <sub>50</sub> h <sup>-1</sup>	Nutzkälte kWh/m <sup>2</sup> a	Lüftung	Heizung	WW	Konstruktion	Baukosten €/m <sup>2</sup> (brutto)	Fläche m <sup>2</sup>	Baujahr
Zweifeldhalle Dresden	90	14	13	0,4		LTG mit WRG 92%	Absorption W-pumpe	Solar+Brennwertkes.	Massivbau	1727	1494	2009
Einfeldhalle Neuenhagen	114	12	12	0,34		LTG (RotationsWA)	Fernwärme	Fernwärme	Massivbau		733	2009
Dreifeldhalle Laatzen	79	15	9	0,27		Wolf (RotationsWA)	Gas-Brennwertkessel	Gas-Brennwertkessel	Mischbau		1759	2005
Halle mit Galerie Issum	80	13	11	0,27		FA Menerga	Erdreichwärmepumpe	Pufferspeicher	Massivbau		883	2007
Turnhalle Frankfurt	110	14	11	0,21					Holzbau	2541	738	2009
Sporthalle Reichelsheim	107	15	13	0,19		Menerga WRG 85%	über Lüftung	zentral, Speicher	Massivbau	2065	697	2009
Halle Donaueschingen	107	8	9	0,18		LTG mit WRG 92%	Pelletsanlage+Kessel; Solaranlage		Holzbau	1150	1440	2008
Halle Unterschleissheim		14	11	0,2		Menerga	Geothermie - Nahwärmenetz		Holzbau	2400	1000	2003
Dreifeldhalle Herrieden	55	15	10	0,2		Menerga (2Geräte)	Hackschnitzelheizkraftwerk		Massivbau		2274	2007

Unter den bisher zertifizierten Nichtwohngebäuden in Passivhausbauweise befinden sich hauptsächlich Bürobauten, Schulgebäude und Sporthallen. Im Gegensatz zu den genannten Nutzungen ist die Kategorisierung von „Geschäftshäusern“ kompliziert, da darunter von Kleingewerbe über Zentralen von Dienstleistern bis hin zu großflächigen Supermärkten ein weites Spektrum an Gebäudenutzungen verstanden werden kann. Geschäftshäuser mit großer Verkaufsfläche - wie das in diesem Projekt untersuchte Objekt - sind bisher selten. Im Freistaat Sachsen ist das Untersuchungsobjekt das erste in Passivhausbauweise errichtete Gebäude dieser Nutzung.

In Abbildung 2 ist der Primärenergiebedarf der realisierten Passivhäuser aus den Tabellen 1 – 3 in Kategorien von jeweils 5 kWh/(m<sup>2</sup>a) dargestellt. Das Spektrum reicht von Q<sub>PE</sub> = 26...142 kWh/(m<sup>2</sup>a), wobei diese Grenzen kritisch betrachtet werden müssen. Die obere Grenze - gegeben durch ein Schulgebäude - liegt bereits über dem Passivhauskriterium. Die übrigen zertifizierten Schulgebäude machen jedoch deutlich, dass es nutzungsbedingt keine Erklärung für das Nichteinhalten des Primärenergiekriteriums geben kann. Die untere Grenze bildet das Magazin des Hauptstaatsarchives in Dresden. Der sehr geringe Primärenergiebedarf ist auf die Nutzung des Gebäudes zurückzuführen. Ein Großteil der Nutzfläche muss nicht thermisch behaglich konditioniert werden. Unklar ist, ob und wie die Beleuchtung des Archives in die energetische Betrachtung eingegangen ist.

Die gewählte Darstellung macht deutlich, dass die erreichbaren Primärenergiekennwerte auch innerhalb der gleichen Nutzung stark schwanken. Die meisten realisierten Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise erreichen einen

Primärenergiekennwert zwischen 105...114 kWh/(m<sup>2</sup>a). Es existiert jedoch bereits eine Vielzahl von Objekten, die das bestehende Primärenergiekriterium deutlich unterschreiten.

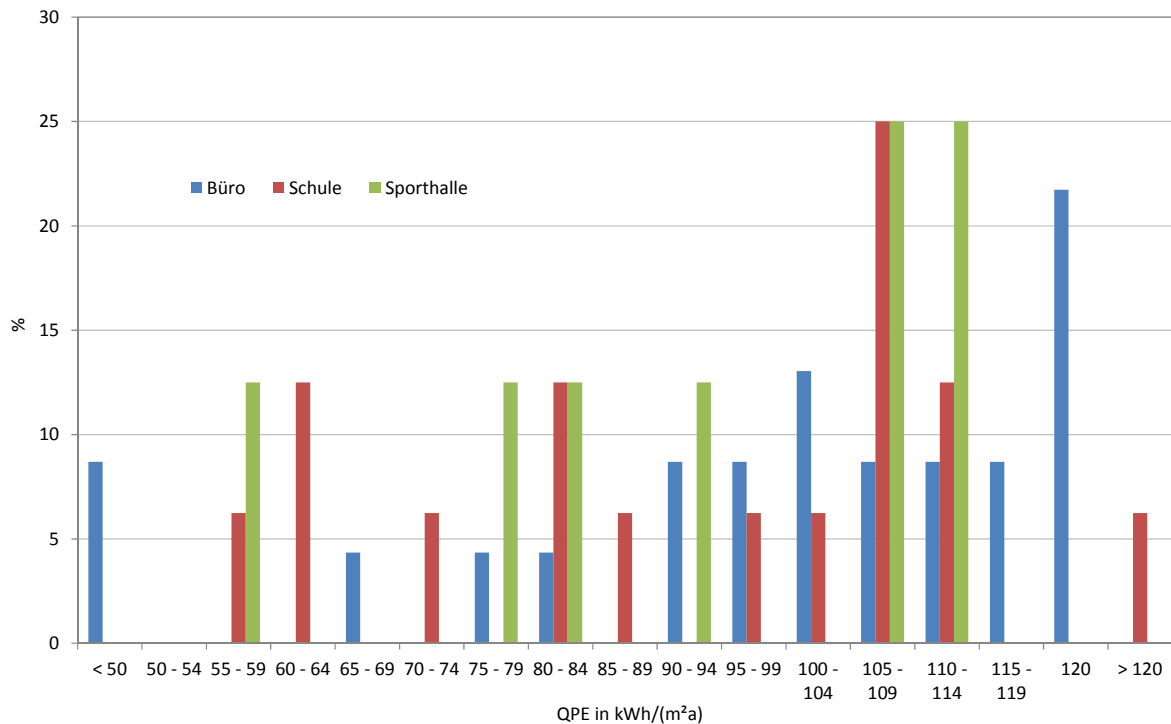


Abbildung 2: Auswahl realisierter Passivhäuser, geordnet nach Primärenergiebedarf

## 1.4 Forschungsbedarf

Bisher zertifizierte Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise betreffen im Wesentlichen Nutzungsarten, bei denen die Parameter der Raumkonditionierung in Normen und Richtlinien vorgegeben sind. Das betrifft sowohl Heizung, Klimatisierung und Lüftung als auch die Beleuchtung. Werden diese Vorgaben eingehalten, besteht für den Nutzer eine Pflicht zur Akzeptanz.

Im Gegensatz dazu ist es das Ziel eines Geschäftshauses, potenzielle Kunden durch ein behagliches Raumklima sowie eine durch entsprechende Beleuchtung unterstützte Präsentation der Waren, zum Eintritt in das Gebäude zu animieren. Der Kunde ist nicht verpflichtet, vorgegebene raumklimatische Bedingungen zu akzeptieren. Bedingt durch die Konkurrenzsituation im Einzelhandel kann er sich frei für ein anderes Geschäft entscheiden.

Kriterien für eine positive Kundenresonanz sind u.a:

- Im Sommer (leichte Bekleidung der Kunden) muss die Raumtemperatur fühlbar unter der Außentemperatur liegen. Sie darf allerdings nicht so tief sein,

dass er friert. Zuglufterscheinungen sind zusätzlich auszuschließen. Die Luftfeuchte muss deutlich unter der Schwülegrenze liegen; zu beachten sind Umkleidevorgänge mit entsprechender körperliche Aktivität.

- Im Winter sind potenzielle Kunden jahreszeitlich entsprechend bekleidet; in der Regel wird im Geschäft die Jacke nur geöffnet und nicht abgelegt. Die Raumtemperatur darf daher nicht zu hoch sein, damit der Kunde nicht schwitzt.
- Die Grundbeleuchtung des Verkaufsraumes hat die Aufgabe den Kunden einen sofortigen Überblick über das Warensortiment zu geben und gleichzeitig durch Lichtfarbe und-temperatur ein behagliches und einladendes Gefühl zu vermitteln. Wegen der Anforderung an Farbtreue gegenüber dem Sonnenlicht und die hohen notwendigen Beleuchtungsstärken ist der Einsatz von Spezialbeleuchtung notwendig.
- Licht wird als gezieltes Hinweis- und „Lockmittel“ eingesetzt. Dazu wird in der Regel Spotbeleuchtung eingesetzt, welche eine sehr hohe Beleuchtungsstärke besitzt.
- Die Raumluft muss einen frischen Eindruck zu vermitteln; zu hohe CO<sub>2</sub>-Gehalte und schlechte Gerüche sind zu vermeiden.
- In den Verkaufsräumen werden Neuwaren verkauft, welche entsprechende Gerüche abgeben. Diese müssen abgeführt werden. Der Eindruck von Neuware muss dennoch erhalten bleiben.

Diese Anforderungen können nur durch eine komplexe Gebäudetechnik erfüllt werden. Das Zusammenwirken derartiger technischen Anlagen wurde bisher nur wenig untersucht. Für den energieeffizienten Gebäudebetrieb ist dieses Zusammenwirken jedoch von großer Bedeutung. Nur auf diesem Weg ist ein Passivhausstandard umsetzbar. Es besteht daher praktischer Forschungsbedarf von der Planung derartiger Gebäude bis zur Inbetriebnahme.

Durch die umfangreiche Beleuchtungstechnik werden zwangsläufig deutlich höhere Wärmelasten eingebracht, als bei bisher zertifizierten Gebäuden. Diese Lasten müssen abgeführt werden. In Verbindung mit den nutzungsspezifischen Anforderungen an das Raumklima ist mit deutlich höheren Energieverbräuchen im Vergleich zu Wohngebäuden zu rechnen. Im Wesentlichen resultieren diese Verbräuche aus einem erhöhten Elektroenergiebedarf (z.B. für Beleuchtung). In diesem Zusammenhang ist zu klären, inwieweit die geltenden Passivhauskriterien, welche für Wohngebäude entwickelt wurden, auf Nichtwohngebäude übertragbar sind. Weiterhin ist zu untersuchen, wie die nutzungsbedingten hohen Elektroenergieverbräuche in den Passivhauskriterien eingearbeitet werden können. Ziel sollte sein, die Zertifizierung von Nichtwohngebäuden in Passivhausbauweise ohne permanente Einzelfallregelung durchführen zu können.

Im Rahmen der anwendungsorientierten Forschung müssen für die Entwicklung und Gestaltung zukünftiger Geschäftshäuser noch folgende Schwerpunkte bearbeitet werden:

- Entwicklung einer Strategie zur Auswahl geeigneter Anlagenkomponenten,
- Dimensionierung der Einzelkomponenten und Zusammenschaltung zu einem energetisch effektiven System der Gebäudetechnik und
- Optimierung der Betriebsführung in Zusammenhang mit der installierten Gebäudeleittechnik.

Auf diesem Gebiet existieren im Bereich der Nichtwohngebäude in Passivhausbauweise bisher sehr wenige Untersuchungen, die den Planer bzw. den Bauherrn derartiger Bauwerke unterstützen können.

## TEIL II      MONITORINGPROJEKT INTERSPORT TIMM

### 2 Objektbeschreibung

#### 2.1 Objektbeschreibung

Beim Untersuchungsobjekt handelt sich um ein Geschäftshaus mit einer Nettogrundfläche von 1853 m<sup>2</sup>, welches durch eine entsprechende hoch gedämmte Bauweise die konstruktiven Anforderungen den Passivhausstandards erfüllt (siehe Anhang A1) Folgende Nutzung ist realisiert:

- KG: Haustechnik und Lager
- EG: Verkauf Sportartikel
- OG: Verkauf Sportartikel
- DG: noch nicht vermietet (geplant ist Physiotherapie, Büronutzung oder zusätzliche Verkaufsfläche)

Die noch nicht fest stehende Nutzung für das DG ist auch insofern als eine Besonderheit dieses Projekttyps zu bewerten, da bei solchen Gebäuden generell von verschiedenen Nutzungen im Lebenszyklus auszugehen ist.



Abbildung 3: Untersuchungsobjekt Intersport Timm in Bautzen, Quelle: Rehau

Die Wärmeversorgung erfolgt durch eine Sole-Wasser-Wärmepumpe ( $Q_{h,WP} = 47 \text{ kW}$ ) mit 10 Erdsonden zu je 100 m. Die Kältebereitstellung wird ebenfalls mit Hilfe der Erdsonden realisiert. Die Anordnung der Erdsonden ist der Anlage A8 zu entnehmen.

In den Decken von Erd- zu Obergeschoss sowie Ober- zu Dachgeschoss ist eine Betonkernaktivierung installiert. In den aus Beton errichteten Decken sind Rohrleitungen verlegt, welche von Wasser durchströmt werden und je nach Bedarf zum Heizen oder Kühlen genutzt werden.

Zusätzlich gibt es eine mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung, mit der der hygienisch notwendige Luftwechsel realisiert wird. Darunter fallen die Frischluftzufuhr sowie die Beseitigung von Gerüchen der Textilien. Mit Hilfe der Wärmerückgewinnung kann ein Großteil der Raumwärme zur Vorheizung der Zuluft genutzt werden, was Lüftungswärmeverluste minimiert. Sofern es die Außentemperaturen zulassen, kann mit Hilfe einer Bypassklappe die freie Kühlung über die Außenluft ausgenutzt werden.

Als technische Besonderheit verfügt das Objekt über eine Parkplatztemperierung. Diese ist den Erdsonden vorgeschaltet und sorgt im Winter für eine Frostfreihaltung der Parkplatzflächen. Die Entscheidung für dieses System fiel jedoch eher aus energetischer Sicht. Da im Objekt nur ein geringer Heizenergiebedarf besteht, kann die während des Kühlbetriebs in das Erdreich eingebrachte Wärme im Winter nur teilweise genutzt werden. Die im Erdreich verbleibende Energie führt daher langfristig zu einer Erhöhung der Soletemperaturen. Dies wirkt sich negativ auf die Kühlleistung im Sommer aus. Um dem entgegenzuwirken wird der Rücklauf des Heizsystems über die Parkflächen weiter abgesenkt. Damit soll das durch den Kühlbetrieb aufgeheizte Erdreich zusätzlich abgekühlt werden. Ziel ist es ein ausreichend großes Kältereservoir für den Kühlbetrieb aufzubauen. Die Frostfreihaltung des Parkplatzes ist dabei ein Nebeneffekt. Während der wärmeren Monate wird die Parkplatztemperierung durch ein Absperrventil vom Solekreislauf getrennt.

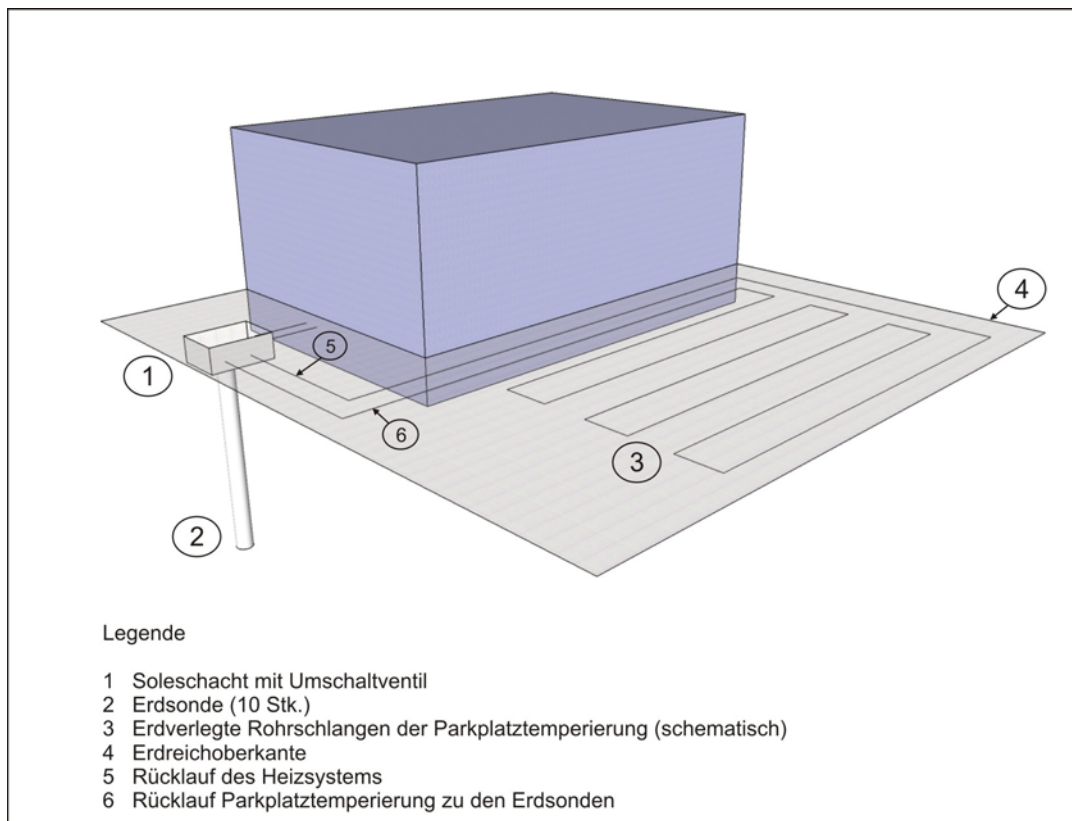


Abbildung 4: Prinzipschema der Parkplatztemperierung am Untersuchungsobjekt

Das Energiekonzept wird durch eine auf dem Dach installierte Photovoltaikanlage ergänzt. Der erzeugte Strom wird in das öffentliche Netz eingespeist und nach EEG vergütet. Gemäß dem EEG ist ein Eigenverbrauch von solar erzeugtem Strom nur für Anlagen, die nach dem 01.01.2009 in Betrieb gegangen sind, zulässig. Da die PV-Anlage im Jahr 2008 in Betrieb genommen wurde, ist ein Eigenverbrauch rechtlich nicht möglich. Die Eckdaten der PV-Anlage sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Eckdaten der Photovoltaikanlage

Nennleistung	19,1 kW <sub>P</sub>
Anzahl Module	84
Abmessungen der Module	1,68 m x 0,99 m
Solargeneratorfläche	140 m <sup>2</sup>
Neigung der Module	30°
Nennleistung pro Modul	225 W <sub>P</sub>
Nutzungsgrad der Module	13,6 %
Jährlicher Stromertrag	ca. 20.000 kWh/a

In den Verkaufsräumen sind Metallhalogendampflampen mit einer elektrischen Anschlussleistung von 24 kW installiert. Diese umfangreiche Beleuchtungstechnik verursacht zum einen sehr hohe thermische Lasten und zum anderen den Großteil des Elektroenergiebedarfs. Daher könnten zukünftige Geschäftshäuser von der Neuregelung des EEG bezüglich des Eigenverbrauchs des solar erzeugten Stromes profitieren. In [3] wurde für das Untersuchungsobjekt ein möglicher Eigenverbrauchsanteil von 96 % des solar erzeugten Stroms ermittelt. Die Analysen in [3] zeigen weiterhin, dass der Eigenverbrauch des solar erzeugten Stromes bei steigenden Strompreisen wirtschaftliche Vorteile für Gebäudebetreiber bringen kann.

## 2.2 Modellbildung für die Energetische Evaluierung

Für eine erste Einschätzung der energetischen Qualität des Gebäudes wurde eine Energiebedarfsanalyse nach den Vorgaben der DIN V 18599 sowie mit dem Passivhausprojektierungspaket (PHPP) durchgeführt. Die DIN V 18599 wird für den öffentlich-rechtlichen Nachweis der energetischen Qualität eines Nichtwohngebäudes nach der EnEV2009 genutzt. Das PHPP ist ein Zertifizierungswerkzeug des privaten Passivhaus Institutes. Beide Algorithmen haben einen vergleichbaren Ansatz. Es werden alle relevanten Energieströme bilanziert. Der Grundgedanke dieses Ansatzes ist die Ermittlung des Jahresprimärenergiebedarfs:

(Auszug aus [4]) Dieser wird über die Endenergieanteile je Energieträger ermittelt.

$$Q_{f,j} = Q_{h,f,j} + Q_{h^*,f,j} + Q_{c,f,j} + Q_{c^*,f,j} + Q_{w,f,j} + Q_{rv,f,j} + Q_{l,f,j} + Q_{f,j,aux}$$

$Q_{f,j}$  Endenergie eines Energieträgers j

$Q_{h,f,j}$  Endenergie für das Heizsystem, versorgt über den Energieträger j

$Q_{h^*,f,j}$  Endenergie für die RLT- Heizfunktion, versorgt über den Energieträger j

$Q_{c,f,j}$  Endenergie für das Kühlsystem, versorgt über den Energieträger j

$Q_{c^*,f,j}$  Endenergie für die RLT- Kühlfunktion, versorgt über den Energieträger j

$Q_{w,f,j}$  Endenergie für Trinkwarmwasser, versorgt über den Energieträger j

$Q_{rv,f,j}$  Endenergie für die Lüftung, versorgt über den Energieträger j



$Q_{l,f,j}$  Endenergie für die Beleuchtung, versorgt über den Energieträger j

$Q_{f,j,aux}$  Endenergie für Hilfsenergien, versorgt über den Energieträger j

Zur Ermittlung der Endenergie werden die Verluste einzelner Schritte aufsummiert. Abbildung 5 zeigt dieses Verfahren anhand des Beispiels Nutzwärme. Verluste entstehen hier bei den Teilprozessen Erzeugung, Speicherung, Verteilung und Übergabe.

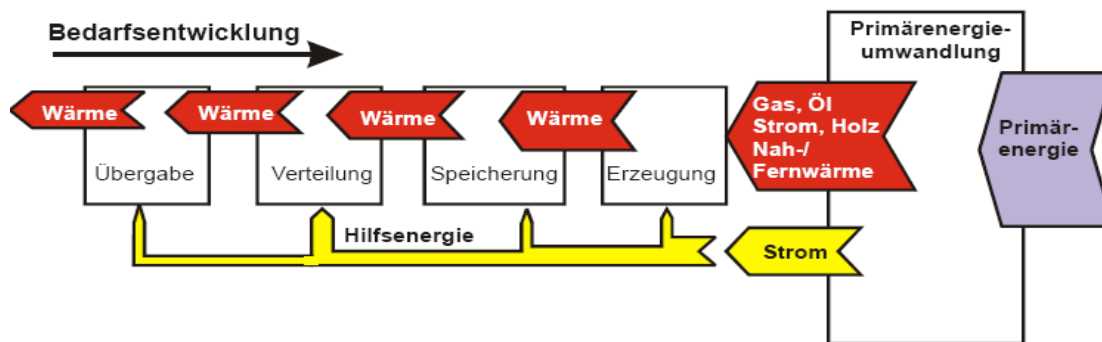


Abbildung 5: Berechnung der Endenergie eines Heizungssystems [5]

Die Ermittlung des Primärenergiebedarfs erfolgt mit Hilfe von Primärenergiefaktoren, welche in [6] definiert sind.

$$Q_P = \sum_j (Q_{f,j} * f_{p,j})$$

$Q_P$  Primärenergie

$Q_{f,j}$  Endenergie je nach Energieträger j

$f_{p,j}$  Primärenergiefaktor des Energieträgers j

Der Unterschied zwischen der Berechnung nach DIN V 18599 und PHPP liegt in der Definition des Bilanzraumes. In der Norm wird mit einem Zonenmodell gearbeitet. Die Energieströme werden für jede definierte Zone einzeln berechnet und aufsummiert. Die Zonen werden nach ihrer Nutzung definiert. Die Wärmequellen und -senken werden für jede Zone getrennt betrachtet und den anderen Zonen nicht angerechnet. Diese Herangehensweise entspricht den Gegebenheiten im Untersuchungsobjekt, da die überschüssige Wärme durch die Kühlung abgeführt wird und somit nicht in einer anderen Zone genutzt werden kann. Im Gegensatz dazu simuliert das PHPP das

Gebäude als eine Zone. Dadurch wird unterstellt, dass ein Wärmeüberschuss im Gebäude genutzt werden kann.

Für das für die Berechnung notwendige Gebäudemodell wurde zunächst eine nutzungsabhängige Zonierung nach DIN V 18599 vorgenommen. Für beide Varianten wurde dem Gebäude eine Nutzung aller Etagen unterstellt. Derzeit werden nur das Erd- und das Obergeschoss genutzt. Für das bisher ungenutzte Dachgeschoss wurde eine Büronutzung angenommen. Die Aufteilung des Geschosses erfolgte flächenanteilig nach der bereits existierenden Bürozone im Obergeschoss. Die Tabelle 5 und Tabelle 6 zeigen zusammenfassend die Zonierung und die Konditionierung des Gebäudes.

Tabelle 5: Zonierung des Gebäudes nach DIN V 18599

<b>Zone</b>	<b>Bezeichnung Raum</b>	<b>Geschoss</b>	<b>Fläche in m<sup>2</sup></b>	<b>Gesamtfläche der Zone in m<sup>2</sup></b>
<b>Verkauf</b>	Verkaufsraum	EG	565,9	<b>1104,6</b>
	Schaufenster	EG	16,7	
	Eingang	EG	11,6	
	Ausstellung	OG	438,4	
	Verleih	OG	28,5	
	Service	OG	27,1	
	Zwischenlager	OG	16,2	
<b>Büro</b>				<b>675,7</b>
<i>Büro</i>	Büro	OG	12,4	463
	Büro	OG	19,5	
	Archiv	OG	13,5	
	Büro	DG	417,6	
<i>WC und Sanitärräume</i>	Vorraum	OG	2,9	27
	WC-Damen	OG	2,7	
	WC-Herren	OG	3,9	
	WC- Damen	DG	8,7	
	WC- Herren	DG	8,7	
<i>Aufenthaltsräume</i>	Personal	OG	12,9	70,9
	Personal	DG	58	
<i>Verkehrsflächen</i>	Flur	OG	27,8	114,8
	Flur	DG	87	
<b>Nebenflächen</b>	Treppe	EG	14,6	<b>72,8</b>
	Fahrstuhl	EG	4,5	
	Zwischenlager	EG	11,4	
	Eingang	EG	4,2	
	Treppe	OG	14,6	
	Fahrstuhl	OG	4,5	
	Treppe	DG	14,6	
	Fahrstuhl	DG	4,5	

Tabelle 6: Zonenkonditionierung

Zone	Nettogrundfläche in m <sup>2</sup>	Anteil der Netto-Grundfläche in %	Konditionierung
Verkauf	1104,6	60%	Heizung, Kühlung, Belüftung, Beleuchtung
Büro	675,7	36%	Heizung, Kühlung, Belüftung, Beleuchtung
Nebenflächen	72,8	4%	unbeheizt, ungekühlt, Beleuchtung, Fensterlüftung

### 2.3 Energetische Evaluierung

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Energiebedarfsberechnungen in der Abbildung 6 dokumentiert. Die Ergebnisse wurden teilweise bereits in [7] und [8] veröffentlicht.

Abbildung 6 zeigt die Ergebnisse der Energiebedarfsanalyse nach DIN V 18599 und dem PHPP. Der Primärenergiebedarf nach PHPP fällt etwas geringer aus, da das Gebäude nur als eine Zone angenommen werden kann. Wie bereits erwähnt werden somit entstehende Wärmeüberschüsse als nutzbar in anderen Gebäudeteilen bilanziert, was aber im vorliegenden Fall nicht realistisch ist. Außerdem können den einzelnen Zonen nach DIN V 18599 unterschiedliche Nutzungsprofile zugewiesen werden.

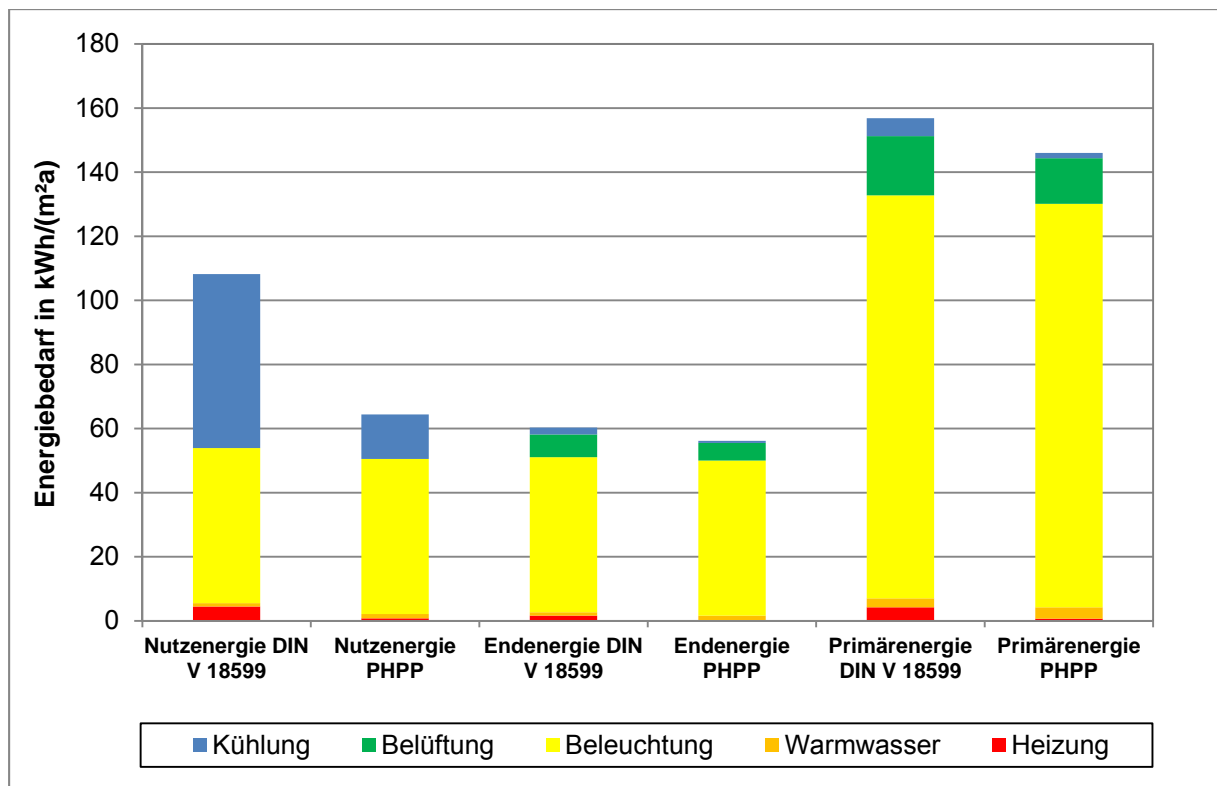


Abbildung 6: Energiebedarfsanalyse, Vergleich PHPP mit DIN V 18599

Entscheidend in der Abbildung 6 ist jedoch die Tatsache, dass das Gebäude den vom Passivhausinstitut geforderten Primärenergiekennwert von 120 kWh/m<sup>2</sup> deutlich

überschreitet. Die Ursache hierfür ist die hohe Beleuchtungsstärke. Aus ihr resultiert der Großteil des Strombedarfs (ca. 80 %; siehe Tabelle 7 und Tabelle 8)

Tabelle 7: Energiebedarf nach DIN V 18599 und PHPP, Absolutwerte

Energiebedarf in kWh/a	Nutzenergie		Endenergie		Primärenergie	
	DIN V 18599	PHPP	DIN V 18599	PHPP	DIN V 18599	PHPP
<b>Heizung</b>	8.300	1.422	3.026	484	7.867	1.259
<b>Warmwasser</b>	2.000	2.548	2.000	2.540	5.200	6.605
<b>Beleuchtung</b>	89.591	89.695	89.591	89.695	232.937	233.208
<b>Belüftung</b>	-	-	13.173	10.153	34.251	26.398
<b>Kühlung</b>	100.635	25.663	3.990	1.167	10.374	3.036
<b>Gesamt</b>	200.526	119.328	111.780	104.039	290.629	270.506

Tabelle 8: Energiebedarfskennwerte nach DIN V 18599 und PHPP bezogen auf NGF

Energiebedarf in kWh/(m <sup>2</sup> a)	Nutzenergie		Endenergie		Primärenergie	
	DIN V 18599	PHPP	DIN V 18599	PHPP	DIN V 18599	PHPP
<b>Heizung</b>	4,48	0,77	1,63	0,26	4,25	0,68
<b>Warmwasser</b>	1,08	1,38	1,08	1,37	2,81	3,56
<b>Beleuchtung</b>	48,35	48,41	48,35	48,41	125,71	125,85
<b>Belüftung</b>	-	-	7,11	5,48	18,48	14,25
<b>Kühlung</b>	54,31	13,85	2,15	0,63	5,60	1,64
<b>Gesamt</b>	108,22	64,40	60,32	56,15	156,84	145,98

Die installierte Beleuchtungstechnik, bestehend aus Metallhalogendampflampen, wurde aufgrund des hohen Anteils am Gesamtenergiebedarf hinsichtlich ihrer Energieeffizienz untersucht. Abbildung 7 verdeutlicht den Energiebedarf verschiedener Lampensysteme. Die Berechnungen erfolgten nach der DIN V 18599.

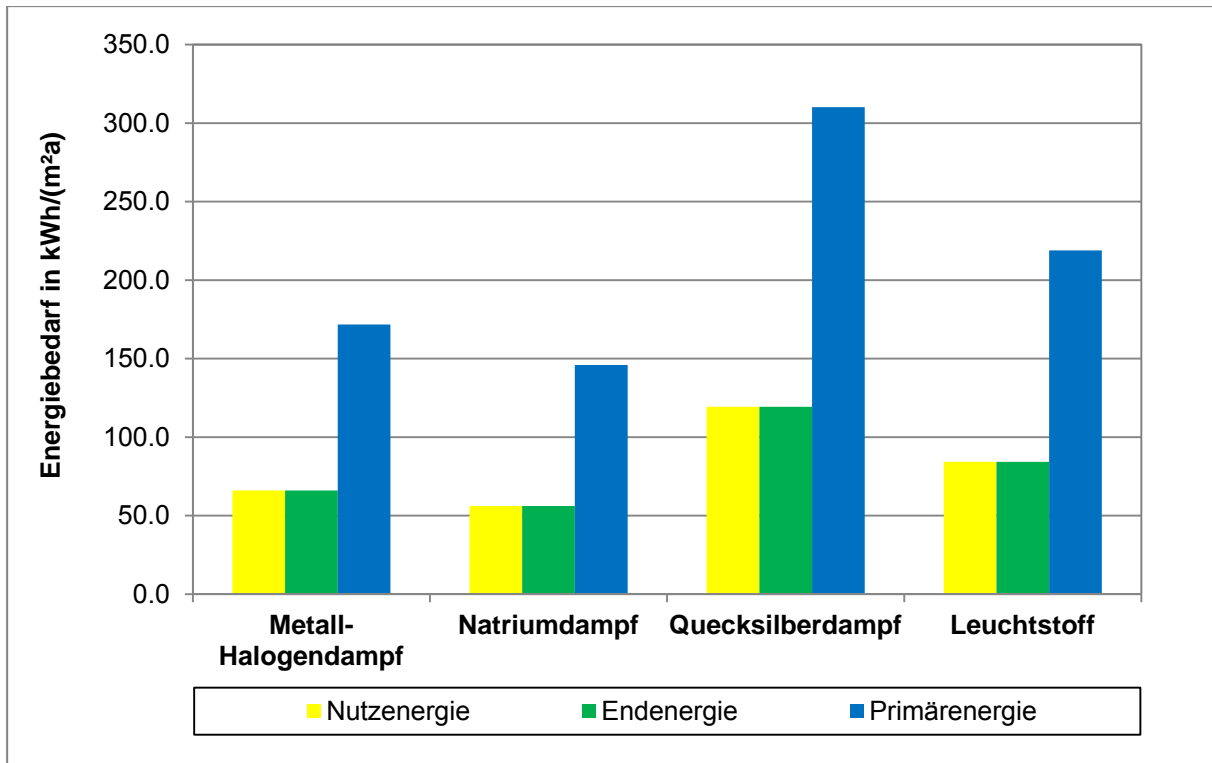


Abbildung 7: Energiebedarf alternativer Beleuchtungssysteme nach DIN V 18599

Aus dem Diagramm geht hervor, dass

„[...] die Verwendung von Natrium-Dampflampen einen geringeren Energiebedarf verursachen würde und somit effizienter wäre. Jedoch ist deren Einsatz im Innenbereich auf Grund der Ausstrahlung von monochromen Licht und der damit verbundenen schlechten Farbwiedergabe nicht möglich[9]. Quecksilberdampflampen werden zukünftig durch gesetzliche Verordnungen abgelöst. Leuchtstofflampen haben einen größeren Energiebedarf als die Metallhalogendampflampen.“[4]

Die installierte Verkaufsraumbeleuchtung ist demnach derzeit die energieeffizienteste Variante. Signifikante Energieeinsparungen sind erst mit der Einführung von LED-Beleuchtungstechnik zu erwarten.

Mit der durchgeführten Energiebedarfsanalyse wurde nachgewiesen, dass ein Geschäftshaus der vorliegenden Art das Passivhauskriterium aufgrund der notwendigen Beleuchtung nicht einhalten kann. Die Nichteinhaltung des Kriteriums ist daher nutzungsbedingt. Die Passivhauskriterien für Nichtwohngebäude sollten daher generell nutzungsspezifisch formuliert werden. Dies belegt auch Abbildung 8, welche den erreichbaren Primärenergiekennwert für das Objekt bei angenommenen unterschiedlichen Nutzungen zeigt.

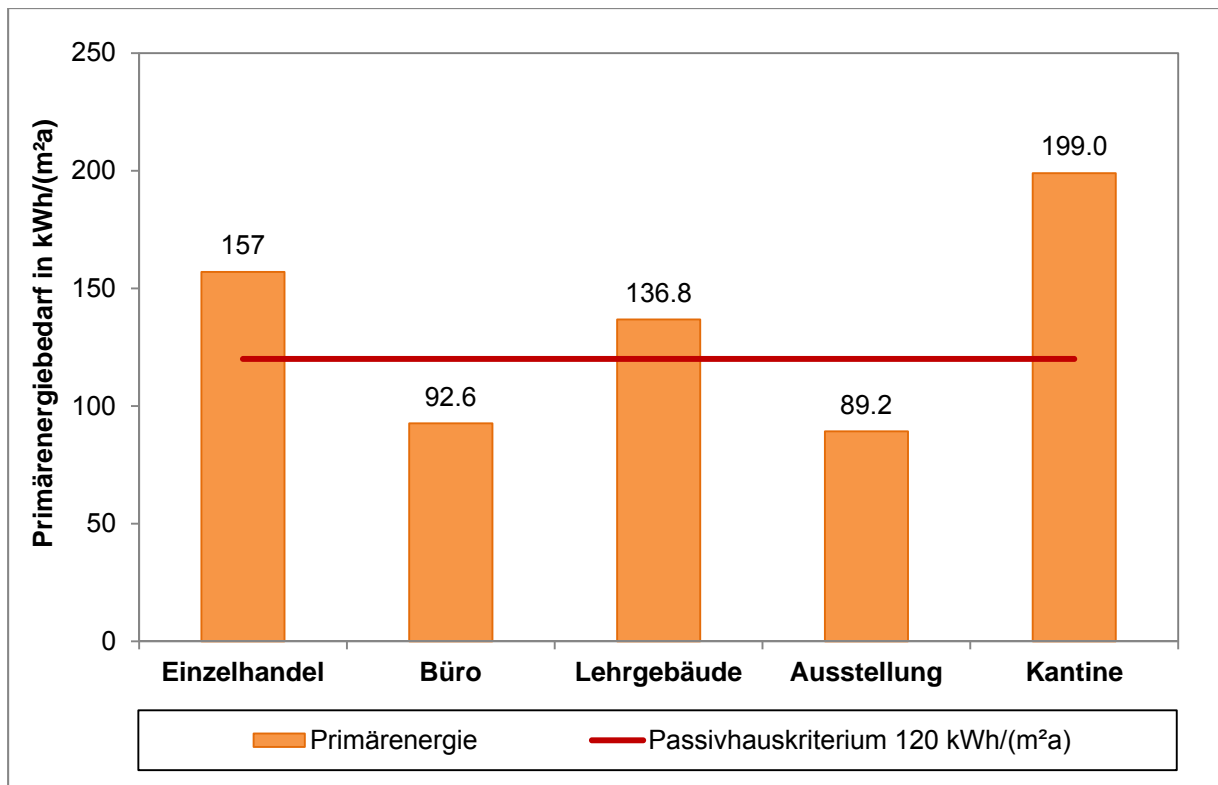


Abbildung 8: Primärenergiebedarf in Abhängigkeit der Nutzung

Um die vor Projektbeginn getroffene Entscheidung des Bauherren für die Passivhausbauweise nachzuvollziehen, erfolgte ein Vergleich des Passivhauses mit einem Gebäude nach EnEV-Qualität (Abbildung 9). Zum Zeitpunkt des Bauantrages galt die EnEV 2007. Für die Betrachtung in diesem Bericht wurde jedoch die EnEV 2009 angesetzt, da sie die im Bearbeitungszeitraum geltende Fassung war. Es wurde darauf geachtet, dass im Vergleichsgebäude nach EnEV die gleiche Nutzungsqualität vorhanden ist. Dabei wurde unterstellt, dass bei gleichem Umfang der Gebäudetechnik auch die Nutzungsqualität konstant bleibt. Das Gebäude nach EnEV 2009 besitzt daher dieselben Konditionierungsfunktionen wie das Passivhaus. Der Fokus der Planung lag auf einer möglichst preisgünstigen Herstellung. Die Entscheidung für dieses Vorgehen fiel in Hinblick auf die wirtschaftliche Bewertung der Passivhausbauweise in Kapitel 2.4.

Das Vergleichsgebäude nach EnEV ist folgendermaßen charakterisiert:

- U-Werte der Hüllfläche nach EnEV 2009
- gasbefeuerter Niedertemperaturkessel
- Solarthermische Anlage gemäß EEWärmeG
- elektrische Kompressionskältemaschine
- Betonkernaktivierung
- Primärluft-Klimaanlage
- Beleuchtung analog Passivhaus

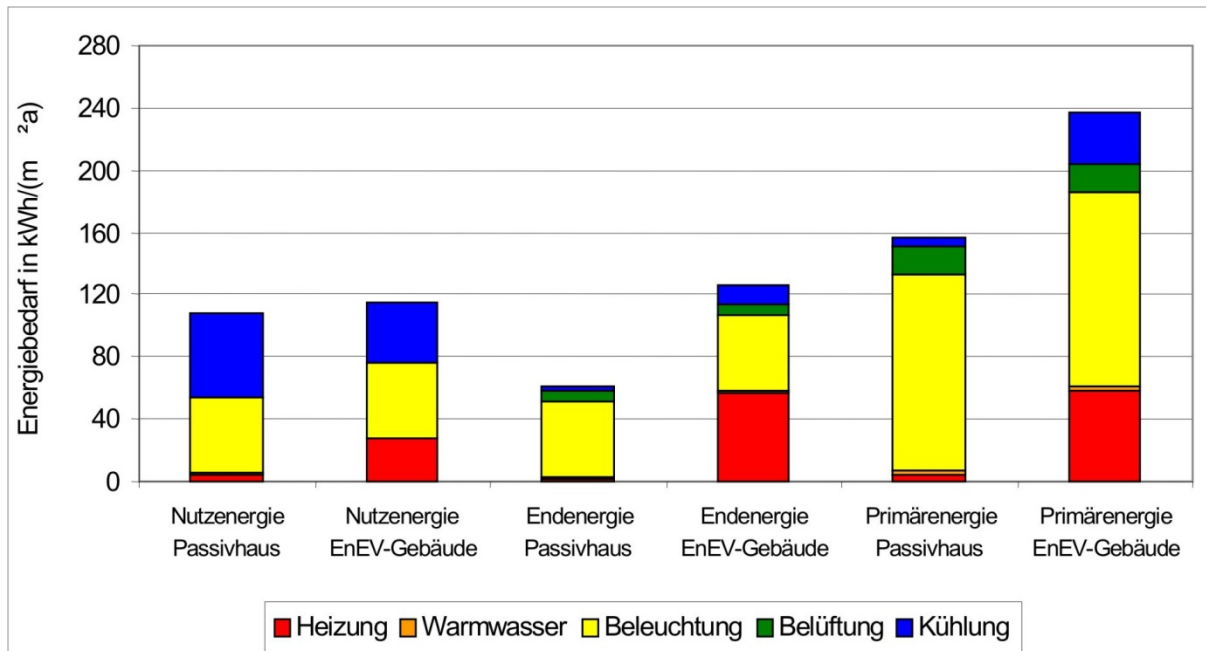


Abbildung 9: Vergleich Energetische Bewertung Passivhaus Timm und Gebäudeausführung nach EnEV 2009

Das Passivhaus stellt die energieeffizientere Variante dar. Auffällig ist, dass das EnEV-Gebäude einen niedrigeren Nutzkältebedarf besitzt. Die Ursache dafür liegt in der luftdichten Ausführung des Passivhauses. Für das EnEV-Gebäude wurde eine Infiltrationsrate von  $n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1}$  angesetzt, was deutlich über dem Wert des Passivhauses liegt ( $n_{50} = 0,12 \text{ h}^{-1}$ ). Durch die zusätzlich mögliche freie Kühlung sinkt der Nutzkältebedarf. Daraus ergibt sich die für Planer äußerst relevante Frage, ob eine extrem dichte Ausführung energetisch zweckmäßig ist. Darauf wird in Kapitel 7.2 näher eingegangen.

## 2.4 Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Passivhausbauweise

Die Frage, ob Gebäude in Passivbauweise gegenüber Gebäuden nach EnEV generell wirtschaftlicher sind, ist derzeit nicht abschließend beantwortbar. In der Planungsphase des betrachteten Objektes entschied sich der Bauherr für die Passivhausbauweise und gegen den EnEV-Standard. Ziel der Untersuchungen sollte es sein, diese Entscheidung, die mehr aus persönlicher Sicht des Bauherrn getroffen wurde, wirtschaftlich zu überprüfen.

Die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Passivhausbauweise basiert auf dem Vergleich mit einem fiktiven Bezugsgebäude im EnEV-Standard (Beschreibung siehe Kapitel 2.3, Seite 31). Dessen Energiebedarf wird mit dem des Passivhauses verglichen, um die Differenz des Energiebedarfs beider Baustandards zu ermitteln. Die Größe, Nutzungsbedingungen und die Nutzungsqualität des Bezugsgebäudes entsprechen dabei dem Passivhaus.

Die Wirtschaftlichkeitsbewertung wurde mit Hilfe des Kapitalwertverfahrens durchgeführt. Dazu wurde eine Differenzinvestition gebildet. Der Fokus der Planung des EnEV-Gebäudes lag auf einer möglichst preisgünstigen Herstellung.

$$\Delta K = K_{PH} - K_{EnEV}$$

$$\Delta K = A_{0,EnEV} - A_{0,PH} + \sum_{t=1-T} \frac{A_{t,EnEV} - A_{t,PH}}{q^t}$$

mit

$\Delta K$	Kapitalwertdifferenz
$K_{PH}$	Kapitalwert des Gebäudes in Passivhausbauweise
$K_{EnEV}$	Kapitalwert des Gebäudes in EnEV-Standard
$A_{0,EnEV}$	Investitionsausgaben des Gebäudes in EnEV-Standard
$A_{0,PH}$	Investitionsausgaben des Gebäudes in Passivhausbauweise
$A_{t,EnEV}$	Auszahlungsströme des EnEV-Gebäudes in der Periode t
$A_{t,PH}$	Auszahlungsströme des Passivhauses in der Periode t
q	Zinsfaktor mit $q = 1 + i$
i	Zinssatz (oder Kalkulationszins)
t	Periode oder Betrachtungszeitraum
T	Laufzeit in Jahren

Es wurden zwei Konstellationen betrachtet:

- Errichtung des Hauses zu einem Zeitpunkt, bei welchem die EnEV 2007 galt<sup>1</sup>
- Errichtung des Hauses zu einem Zeitpunkt, ab dem die EnEV 2009 gilt

Die Investitionskosten des Gebäudes nach EnEV 2009 wurden mit Hilfe von Kostenkennwerten nach [9], [10] und [11] abgeschätzt. Dabei entstehen im Vergleich zur Passivhausbauweise geringere Kosten, da die Anforderungen an den Wärmeschutz und die technischen Anlagen geringer sind. Dagegen ist der Betrieb eines Passivhauses infolge der Energieeinsparungen im Vergleich zu einem EnEV-Gebäude gleicher Größe, Nutzung und Nutzungsqualität finanziell günstiger. Mit Hilfe

---

<sup>1</sup> Für diese Rechnung wurden Ergebnisse aus der Diplomarbeit A. Neumann von der Fachhochschule Lausitz, unveröffentlicht, Senftenberg 2008 verwendet.



des Kapitalwertverfahrens kann der Zeitpunkt bestimmt werden, nachdem sich die Mehrkosten der Investition der Passivhausbauweise amortisiert haben.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 10 abgebildet. Dargestellt ist jeweils die Kapitalwertdifferenz der Gebäude nach EnEV 2007 und EnEV 2009 zum realisierten Passivhaus. Die Amortisationszeit des Passivhauses liegt zwischen 12 Jahren (im Vergleich zur EnEV 2007) und 15 Jahren (gegenüber der EnEV 2009) und ist damit gemessen an der Gebäudelebensdauer von über 50 Jahren durchaus akzeptabel. Die Passivhausbauweise ist beim Bau von Geschäftshäusern demnach wirtschaftlich sinnvoll.

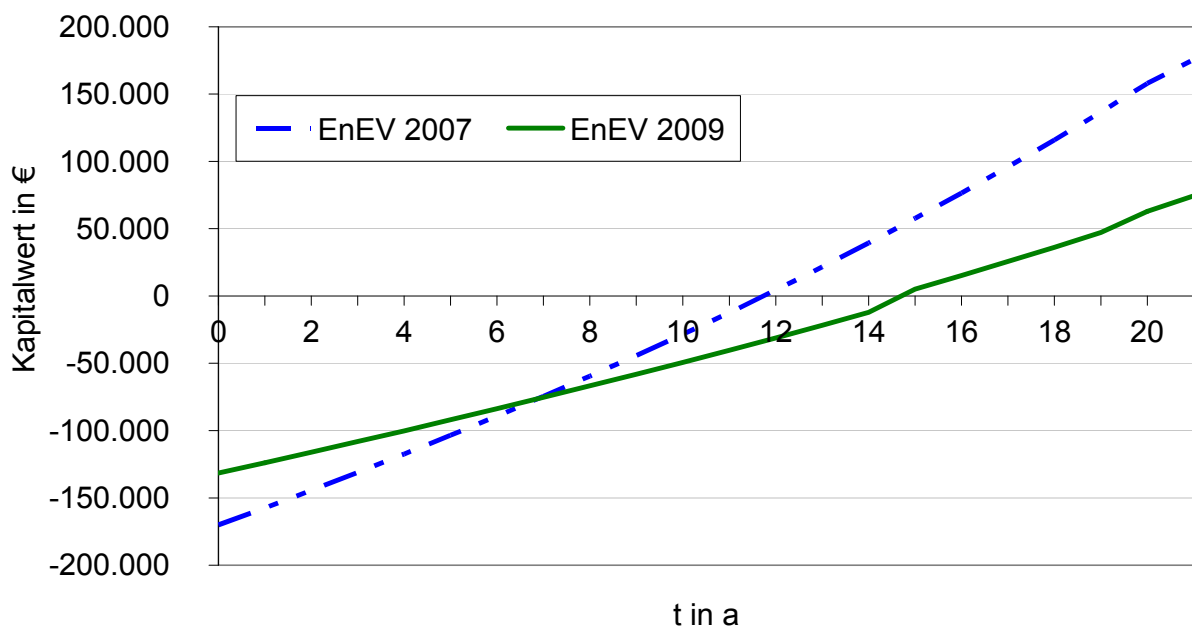


Abbildung 10: Kapitalwertverlauf

### 3 Zielstellung des Monitorings

Als Basis für die wissenschaftlichen Betrachtungen und Bewertungen wurde ein umfangreiches Monitoring am Objekt durchgeführt. Hauptziel war dabei die Evaluierung der energetischen Qualität des Gebäudes und die Bestimmung der mit der eingesetzten Energie erreichten Nutzungsqualität. Weiterhin bestand die Aufgabe darin, den messtechnischen Nachweis über die Einhaltung der geplanten Passivhauskriterien zu führen. Dazu erfolgte eine messtechnische Analyse von Istwerten in Hinblick auf Planungs- und Sollwerte.

Neben der energetischen Qualität des Gesamtgebäudes wurden auch die Einzelkomponenten der Gebäudetechnik hinsichtlich ihrer Effizienz bewertet. Dies betrifft die Erzeuger für Wärme und Klimakälte sowie die Lüftungsanlage. Darüber hinaus ermöglichte das Monitoring eine Betriebsüberwachung der genannten Komponenten, die in dieser Form sonst nicht im Objekt vorgesehen ist. Ziel der Untersuchungen war es, Auslegungs- und Betriebshinweise für künftige Geschäftshäuser in Passivhausbauweise zu gewinnen.

Folgende Fragestellungen sollten u.a. bearbeitet werden:

- Welche Jahresarbeitszahlen sind mit dem realisierten Heiz- und Kühlsystem erzielbar?
- Wie verändert sich die Soletemperatur über den Zeitraum eines Jahres? Ist eine langfristige Nutzung der Erdsonden möglich?
- Können die im Passivhausstandard geforderten Rückwärmzahlen der Lüftungsanlage erreicht werden?
- Kann die Gebäudekühlung durch die freie Kühlung energetisch sinnvoll unterstützt werden (Einbau einer Bypassklappe im Lüftungsgerät)?
- Welches Einsparpotenzial ist durch einen Absenkbetrieb der Heizung erzielbar?
- Ist die Parkplatztemperierung energetisch sinnvoll?
- Wie groß ist der Einfluss von Infiltrationen infolge Undichtheiten und Türöffnungen?
- Können die geforderten Behaglichkeitskriterien eingehalten werden?

## 4 Messtechnikkonzept

### 4.1 Übersicht der installierten Messtechnik

Zur Erfassung der notwendigen Messdaten aus den verschiedensten Gebäude- und Anlagenteilen wurde ein Messwerterfassungssystem konzipiert. Da die Messstellen teilweise örtlich weit auseinander liegen, wurde ein dezentrales System von Erfassungsmodulen gewählt um den Leitungsaufwand und Störeinflüsse zu minimieren. Durch diese, über ein Bussystem miteinander vernetzten Module sind die Daten der jeweils angeschlossenen Sensoren im Messtakt von einer Minute erfasst worden. Um die Messdaten online zur Speicherung in Tagesdateien und zur Weiterverarbeitung übernehmen zu können, wurde an das Netz ein PC angekoppelt.

Über eine als Anlagenschema gestaltete Visualisierung konnten die aktuellen Messwerte auf dem Bildschirm dargestellt und eingesehen werden. Für die Auswertung der Messergebnisse ist ein eigenes Programm auf der Basis von Excel entwickelt worden. Um die Daten am Hochschulort Zittau zu übernehmen, wurde eine Datenfernübertragung eingerichtet. Über die für die Zeit des Forschungsprojektes installierte messtechnische Einrichtung wurden Messdaten in folgenden Bereichen ermittelt:

- Temperaturen und Volumenströme im Bereich der Erzeugeranlagen
- Elektroenergieverbrauch einzelner Verbraucher
- Raumklimatische Größen in den Verkaufsbereichen und sonstigen Räumen
- freier Luftwechsel bei Türöffnung hinsichtlich Raumklima und energetischen Einfluss
- erzwungener Luftwechsel durch Messungen in der Lüftungsanlage
- Außenlufttemperatur und Außenluftfeuchte

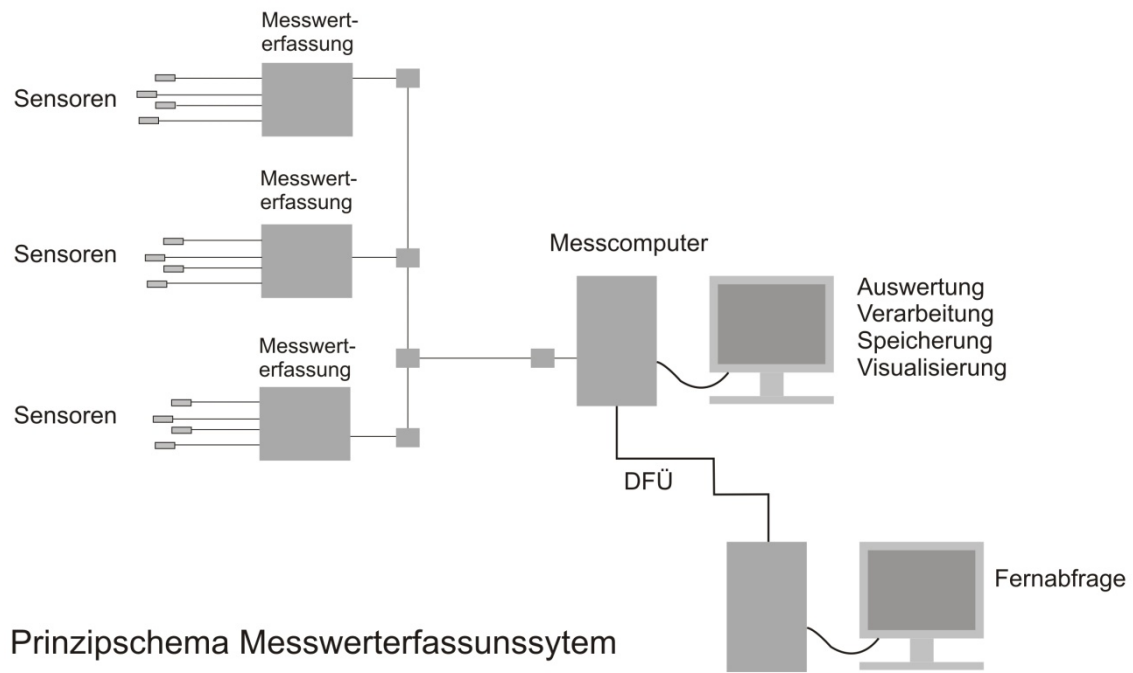


Abbildung 11: Prinzipschema Messwerterfassungssystem

Mit mobilen Messeinrichtungen wurde das festinstallierte Messsystem durch gezielte Untersuchungen exponierter Stellenergänzt. Bei den nachfolgend genannten Beispielen wurden dazu hochschuleigene Geräteeingesetzt:

- Behaglichkeitsmessungen in den Verkaufsbereichen
- Thermografie-Untersuchungen an der Gebäudehülle und anderen Bauteilen mit Thermokamera und Infrarot-Temperaturmessgerät
- Untersuchung des freien Luftwechsels bei Türöffnungen hinsichtlich Raumklima und energetischen Einfluss mit Tracergas-Methode
- Ermittlung von Raumtemperatur und-feuchte in den Verkaufsbereichen und sonstigen Räumen in variablen Positionen mit mobiler Temperatur- und Feuchtemesstechnik
- Analyse von Volumenströmen im Bereich der Erzeugeranlage durch Einsatz mobiler Ultraschall-Durchflussmesstechnik
- Strömungsmessungen in der Lüftungsanlage mit mobilen Thermoanemometer

## 4.2 Verteilung der Messwerterfassungsgeräte und der Sensoren

### Keller:

*Elektroanschlussraum, zentraler Mess- PC:*

- ME 01 Standort PC-Tisch, BUS-Ankopplung über Netzverteiler
- Verbindung zu Impulsleitungen der E-Zähler über Ahlborn-Impulseingangskabel an ME, dazu Installation eines Übergangsmoduls sowie durch Elektrofirma eine Stromversorgung und ein Klemmkasten mit den Kabelenden der Impulsleitungen der E-Zähler, Verbindung zwischen Übergangsmodul und dem Klemmkasten über Kabel in Kabelkanal
- Mess-PC an gleichem Standort, Stromversorgung über Steckdose,
- Busankopplung über Netztreiber, Internetverbindung zur Datenübertragung über Router

*Heizungsraum:*

- ME 02 Im Bereich des Heizkreisverteilers,
- Stromversorgung über Bus, BUS-Ankopplung über Netzverteiler
- Temperatursensoren als Anlegefühler an betreffenden Rohrleitungen bzw. Armaturen
- Verbindung zu Durchflusssensoren über Ahlborn-Impulseingangskabel gegebenenfalls Verlängerung durch zusätzliches Kabel
- E-Zähler der WP sind über Impulskabel an ME 01 angeschlossen,

### Erdgeschoss:

*Verkaufsraum*

- ME 03, ME 04, ME 05 Montage am Kabelpritschensystem, Stromversorgung über BUS, BUS-Ankopplung über Netzverteiler,
- ME 03 im Kassenbereich, ME04 in Nähe der vorderen Umkleidekabine, ME 05 im neben Eingang vom Parkplatz,
- Verbindung der Temperatur- und Feuchtesensoren über die jeweiligen Sensorkabel
- Verbindung zu Türkontakten über zusätzliche Kabel und Ahlborn-Impulseingangskabel

## **Obergeschoss:**

### *Verkaufsraum*

- ME 06, Montage am Kabelpritschensystem, Stromversorgung über BUS,
- BUS-Ankopplung über Netzverteiler,
- Verbindung der Temperatur- und Feuchtesensoren über die jeweiligen Sensorkabel
- Verbindung zu Türkontakten über zusätzliches Kabel und Ahlborn-Impulseingangskabel

### *Lüftungsraum*

- ME 07 Montage nahe Lüftungssteuerung, Stromversorgung über BUS,
- BUS-Ankopplung über Netzverteiler
- Temperatursensoren als Tauchfühler im Lüftungskanal an den Zu- und Ausgängen des Lüftungsgerätes, Verbindung über sensoreigene Kabel
- Strömungssonde im Lüftungskanal, Verbindung über sensoreigenes Kabel
- Anschluss der Impulsleitungen der Unterzähler über Ahlborn-Impulseingangskabel an ME, dazu Übergangsmodule als Verbindung
- Außentemperatur- und Außenfeuchtemesseinrichtung im Außenbereich über Kabel an ME angeschlossen

### 4.3 Anlagenschema

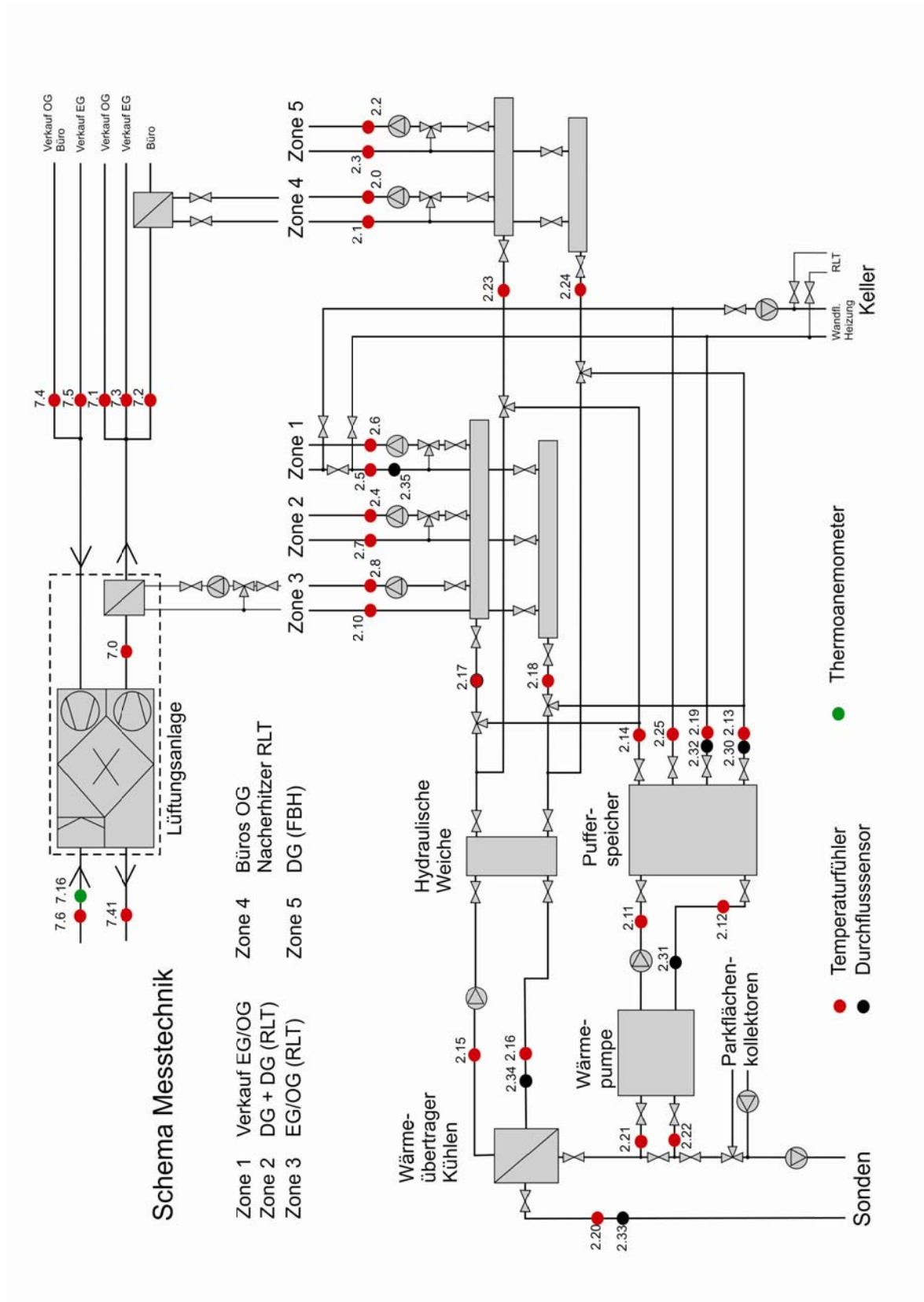


Abbildung 12: Anlagenschema mit Messstellen

## 5 Energetische Bewertung

### 5.1 Gesamtgebäude

Auf Basis der erhobenen Messwerte wurde die tatsächlich verbrauchte End- und Primärenergie bestimmt. Die Auswertung der Messdaten ermöglicht die Kontrolle der Bedarfsanalyse und eine messtechnisch nachgewiesene Einordnung des Gebäudes in die energetischen Kriterien des Passivhausinstitutes. Die Ergebnisse der Endenergieverbrauchserfassung für das Betriebsjahr 2010 sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Ergebnisse der Verbrauchserfassung

Verbrauch/kWh	Beleuchtung	Umwälzpumpen	Solepumpe	WP	Kühlung	Lüftung
Jan 10	7.673,63	198,13	346,42	458,58	0,01	285,53
Feb 10	7.231,28	120,94	217,67	233,06	0,00	376,72
Mrz 10	7.905,85	112,18	90,66	19,60	7,99	434,59
Apr 10	7.202,35	117,53	45,44	0,00	27,32	600,42
Mai 10	6.770,42	119,59	56,02	0,00	34,41	589,72
Jun 10	5.917,96	221,66	226,33	0,00	141,88	549,76
Jul 10	7.555,40	174,30	313,47	0,00	188,74	818,27
Aug 10	7.115,08	105,70	295,37	0,00	184,56	760,93
Sep 10	5.673,26	78,32	103,15	0,00	44,03	527,09
Okt 10	7.172,19	115,56	50,17	0,00	13,37	646,18
Nov 10	7.657,11	124,93	86,47	104,74	6,44	742,21
Dez 10	8.163,99	91,95	348,28	330,17	3,19	60,70
<b>SUMME</b>	<b>86.038,51</b>	<b>1.580,77</b>	<b>2.179,46</b>	<b>1.146,14</b>	<b>651,94</b>	<b>6.106,57</b>
<b>GESAMT</b>	<b>97.703,39</b>					

Der Vergleich mit der Energiebedarfsanalyse zeigt, dass die beiden angeführten Berechnungsalgorithmen hinreichend genaue Aussagen zum tatsächlichen Energieverbrauch liefern. Abbildung 13 stellt den Primärenergieverbrauch dem berechneten Primärenergiebedarf nach DIN V 18599 gegenüber. Die auftretenden Unterschiede sind in erster Linie an getroffene Vereinfachungen und Annahmen bei der Bedarfsanalyse gebunden. So ist beispielsweise die Abweichung im Bereich „Heizung“ mit der ungewöhnlich hohen Arbeitszahl der Wärmepumpe infolge der hohen Soletemperaturen erklärbar (siehe Kapitel 5.2.1). Die Unterschiede im Bereich „Lüftung“ ergaben sich aus der geplanten Büronutzung im Dachgeschoss (Bedarfsberechnung); das Dachgeschoss stand jedoch im Messzeitraum leer. Daher ergab sich real ein niedrigerer Lüftungsaufwand.



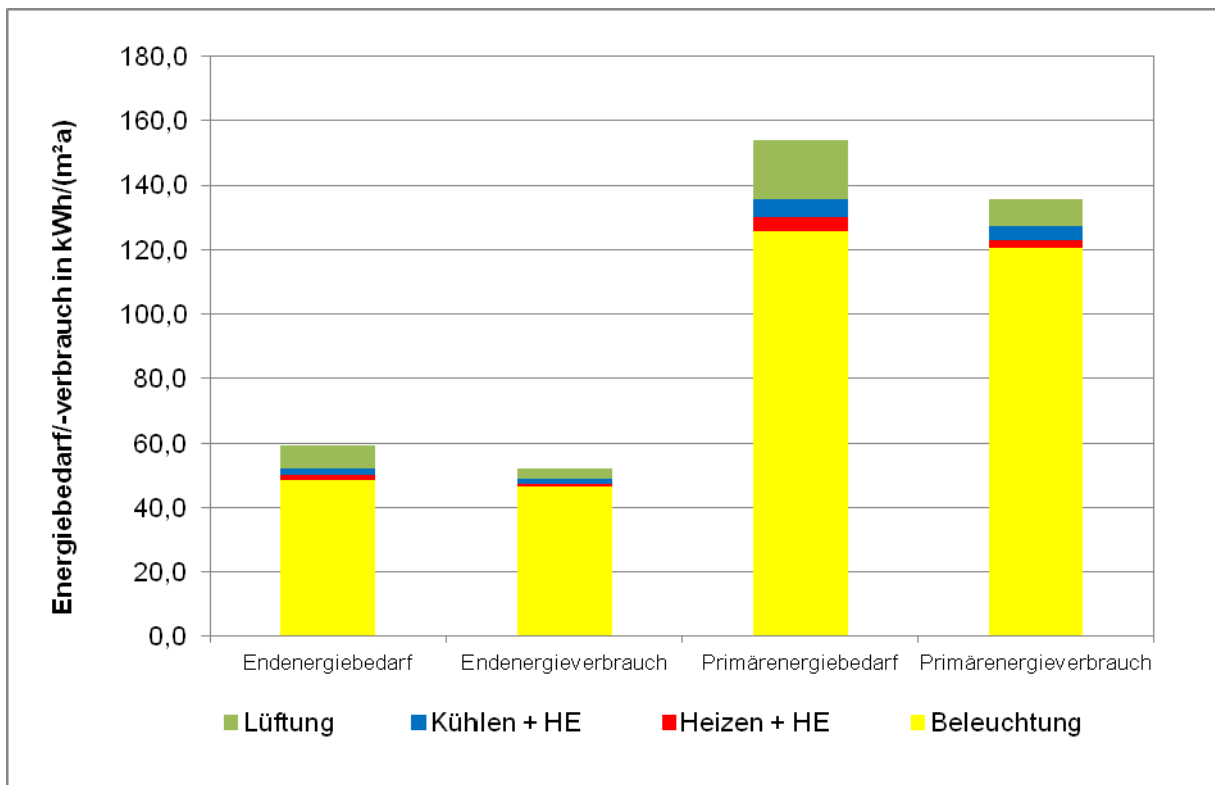


Abbildung 13: Vergleich Primärenergiebedarf nach DIN V 18599 und Primärenergieverbrauch

## 5.2 Anlagenkomponenten

Als Bewertungskriterium für die Anlagenkomponenten werden Arbeitszahlen, Rückwärmzahl sowie der Speichernutzungsgrad aus den Messwerten ermittelt. Dadurch kann der Nachweis über den effizienten Einsatz von Endenergie geführt werden. Dieser ist für die Zertifizierung als Passivhaus notwendig, wenn, wie im vorliegenden Fall, der Primärenergiekennwert die vorgegebenen 120 kWh/(m²a) überschreitet. Folgende Anlagenkomponenten werden auf ihre Effizienz überprüft:

- Wärmeerzeuger → Jahresarbeitszahl
- Kälteerzeuger → Jahresarbeitszahl
- Lüftungsanlage → Rückwärmzahl
- Pufferspeicher → Speichernutzungsgrad

Die Arbeitszahl ist ein energetisches Bewertungskriterium für Wärme- und Kälteerzeugungsprozesse. Sie bezeichnet das Verhältnis zwischen der Nutzenergie (in kWh) und der zugeführten Antriebsenergie, hier in Form von elektrischer Energie (in kWh), in einem zeitlich definierten Rahmen.

$$\beta_{a,z} = \frac{Q_a}{E_{el,a}}$$

$\beta_{a,z}$	Jahresarbeitszahl
z	Bezeichnungsindex, H = Wärmeerzeuger, K= Kälteerzeuger
$Q_a$	von der Wärmepumpe jährlich abgegebene Nutzwärme bzw. vom Kälteerzeuger abgegebene Nutzkälte
$E_{el,a}$	der Wärmepumpe/dem Kälteerzeuger jährlich zugeführte Energie

Die Arbeitszahl ist deutlich von der Leistungszahl abzugrenzen. Die Leistungszahl beschreibt das Verhältnis der Heizleistung/Kühlleistung (in kW) zur Antriebsleistung (in kW) in einem bestimmten Betriebszustand. Sie ist somit immer nur ein Momentanwert. Die Arbeitszahl stellt dagegen einen Kennwert über einen Zeitraum, i.d.R. ein Jahr, dar. Beide Kennwerte sind vor allem von der Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle bzw. dem Kältereservoir und dem Heiz- bzw. Kühlsystem abhängig.

Die Rückwärmzahl  $\Phi$  der Lüftungsanlage beschreibt den Anteil des rückgewinnbaren Wärmeinhaltes der Abluft. Durch diese Wärmerückgewinnung kann die benötigte Wärme- und Kälteleistung zur Aufbereitung der Außenluft wesentlich verringert werden [12]. Das Passivhauskriterium schreibt eine Rückwärmzahl von  $\Phi \geq 0,85$  vor. Die Berechnung erfolgt nach der Gleichung

$$\Phi = \frac{t_{Zuluft} - t_{Außenluft}}{t_{Abluft} - t_{Außenluft}}$$

mit Bezug auf die Außenluftseite.

Der Speichernutzungsgrad  $\eta_{sp}$  des Pufferspeichers stellt das Verhältnis von nutzbarer und eingespeister thermischer Energie dar. Er beschreibt den „gemittelten Wirkungsgrad einschließlich der Verluste während eines Jahres“ [13].

$$\eta_{sp} = \frac{Q_{N,a}}{Q_{W,a}}$$

$\eta_{sp}$	Speichernutzungsgrad
$Q_{N,a}$	dem Speicher jährlich entnommene Energie
$Q_{W,a}$	dem Speicher jährlich zugeführte Energie

### 5.2.1 Wärmeerzeuger

Mit Hilfe der installierten Messtechnik kann die Jahresarbeitszahl des Wärmeerzeugers bestimmt werden. Als Vergleichsgröße diene dabei die Abschätzung der Arbeitszahl nach VDI 4650-1.



Abbildung 14: Blick in den Technikraum mit Wärmepumpe

#### ***Berechnete Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe***

Die Jahresarbeitszahl für die Wärmepumpe wurde nach VDI 4650-1 aus deren Leistungszahl wie folgt berechnet werden:

$$\beta_{a,H} = \frac{\varepsilon_N \cdot F_g \cdot F_{\Delta g}}{F_P}$$

Dabei ist

$\beta_{a,H}$	Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe
$\varepsilon_N$	Leistungszahl der Wärmepumpe nach DIN EN 14511/DIN EN 255-2 für Sole/Wasser Wärmepumpen B0/W35
$F_{\Delta g}$	Korrekturfaktor für abweichende Temperaturdifferenzen bei Messung und Betrieb am Verflüssiger nach Tabelle 10
$F_g$	Korrekturfaktor bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen nach Tabelle 11

$F_P$  Korrekturfaktor für Berücksichtigung der Wärmequellenpumpe nach der Gleichung

$$F_P = 1 + \frac{P_P}{P_{WP}}$$

Dabei ist

$P_P$  Antriebsleistung der Wärmequellenpumpe

$P_{WP}$  Antriebsleistung der Wärmepumpe bei B0/W35

Tabelle 10: Korrekturfaktor für abweichende Temperaturdifferenzen am Verflüssiger (VDI 4650-1)

	Temperaturdifferenz bei der Prüfstandsmessung $\Delta\vartheta_M$ in K							
$\Delta\vartheta_B^{*)}$ in K	3	4	5	6	7	8	9	10
3	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928
4	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939
5	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949
6	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959
7	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969
8	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980
9	1,061	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990
10	1,072	1,061	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000

<sup>\*)</sup>  $\Delta\vartheta_B$  – Temperaturdifferenz beim Betrieb im Auslegungspunkt der Heizungsanlage

Tabelle 11: Korrekturfaktor für Erdreich-Wärmepumpen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (VDI 4650 - 1)

Direktverdampfung	Sole/Wasser-Wärmepumpe	Maximale Vorlauftemperatur $T_{vorl, max}$ in °C					
$t_{Erde, min}$ in °C	$t_{Sole, min}^{*)}$ in °C	30	35	40	45	50	55
5	5	1,198	1,150	1,102	1,053	1,005	0,956
4	4	1,185	1,137	1,090	1,041	0,992	0,943
3	3	1,173	1,125	1,077	1,028	0,979	0,930
2	2	1,161	1,113	1,065	1,016	0,967	0,917
1	1	1,148	1,100	1,052	1,003	0,954	0,904
0	0	1,135	1,087	1,039	0,990	0,940	0,890
-1	-1	1,122	1,074	1,026	0,977	0,927	0,877
-2	-2	1,110	1,062	1,014	0,965	0,915	0,864
-3	-3	1,099	1,051	1,002	0,953	0,903	0,852

<sup>\*)</sup>  $t_{Sole, min}$  – minimale Soleeintrittstemperatur in die WP

Für die Berechnung der Jahresarbeitszahl sind weitere Angaben von Bedeutung:

- Die Temperaturdifferenz bei der Prüfstandsmessung, welche in Tabelle 10 benötigt wird, beträgt laut Hersteller 10 K. Die tatsächliche Heizwasserspreizung beträgt im Objekt 5 K (30/25).
- Die Nennleistungsaufnahme der Wärmequellenpumpe beträgt 480 W (Messwert).

Ein besonders wichtiger Punkt ist die Soleeintrittstemperatur. Abbildung 15 zeigt den Verlauf der Soletemperatur für das Jahr 2010. Für das Diagramm wurden Tagesmittelwerte bestimmt. Die Soletemperaturen sanken während des gesamten Jahres 2010 nicht unter 7 °C und lagen damit deutlich über den in der Richtlinie üblicherweise angesetzten Werten. Die Soletemperaturen sind eine Folge des aufgrund der hohen Beleuchtungslasten fast permanent erfolgenden Kühlbetriebs, bei welchem die Abwärme des Gebäudes in das Erdreich abgeführt wird. Dieses heizt sich auf und ermöglicht letztlich den sehr effizienten Heizbetrieb. Abbildung 16 fasst die Berechnung nach VDI 4650-1 zusammen. Die sehr gute Jahresarbeitszahl von 4,7 resultiert aus den hohen Soletemperaturen. Damit kann man ein bevorzugtes Einsatzgebiet für Erdwärmepumpen definieren: Diese entfalten ihr Effizienzpotential vor allem in Gebäuden, welche geheizt und gekühlt werden müssen.

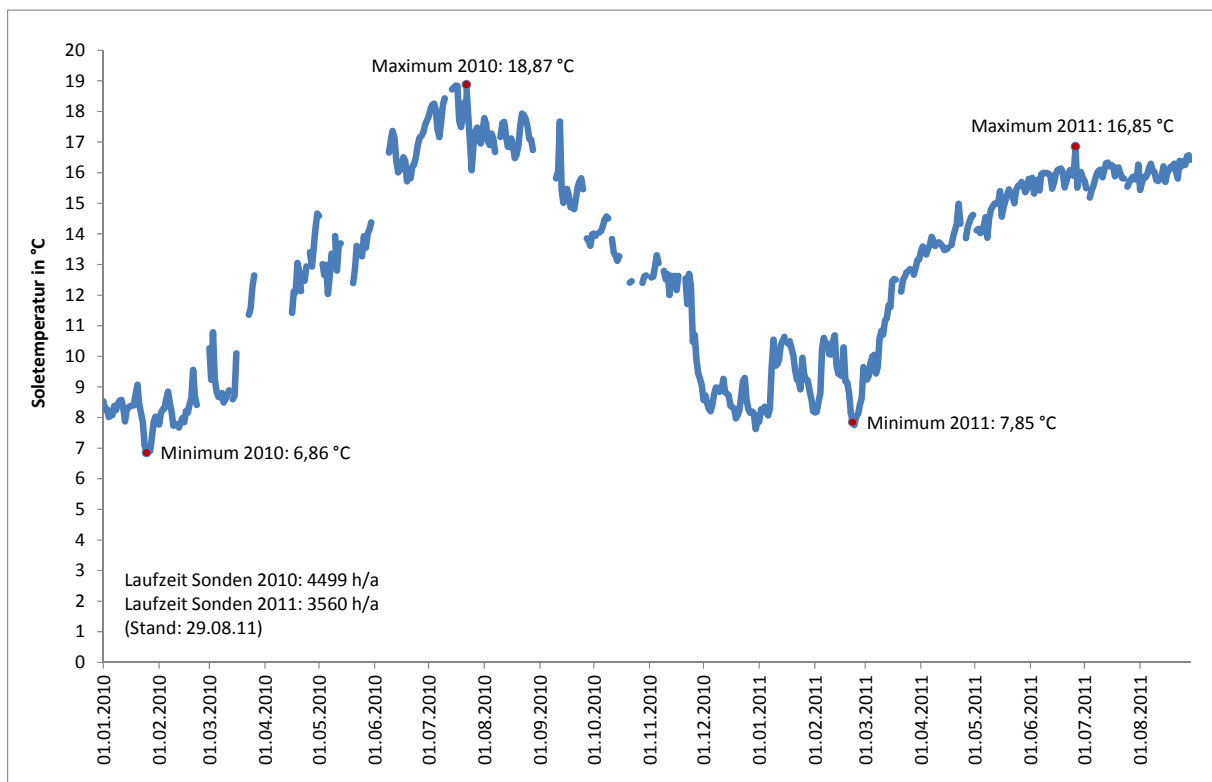


Abbildung 15: Verlauf der Soletemperatur

**Angaben zur Wärmepumpe:**

Bezeichnung: DIMPLEX SI 50TE  
Typ: Sole/Wasser

**Berechnung:****Relevante Leistungszahlen der Wärmepumpe:**

Leistungszahl bei S0/W35: 4,4

**Korrekturfaktor für abweichende Temperaturdifferenzen am Verflüssiger:**

Temperaturdifferenz bei Prüfstandsmessung: 10 K  
Tatsächliche Heizwasser-Temperaturpreizung bei Betriebsbedingungen: 5 K  
Korrekturfaktor F (Verflüssiger): 0,949

**Korrekturfaktor für vorliegende Betriebsbedingungen:**

Maximale Vorlauftemperatur: 30 °C  
minimale Soleeintrittstemperatur: 7 °C  
Korrekturfaktor F (Betrieb): 1,2229 lineare Extrapolation aus Trendlinie

**Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Wärmequellenpumpe:**

Leistungsaufnahme Pumpe: 0,48 kW  
Leistungsaufnahme WP, Betrieb: 5,30 kW  
F<sub>p</sub>: 1,0906

**Ergebnisse:**

Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe im Heizbetrieb: **4,68**

Abbildung 16: Berechnungsergebnisse Jahresarbeitszahl nach VDI 4650-1

**Gemessene Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe**

Für das Jahr 2010 kann die Jahresarbeitszahl aus den aufgezeichneten Messdaten bestimmt werden. Zur Bestimmung der Nutzenergie wurden die Messstellen 2.11, 2.12 und 2.31 verwendet (siehe Schema Abbildung 12). Der Elektroenergieverbrauch der Wärmepumpe wurde durch Auswertung des zugehörigen Zählers für die Verdichter der Wärmepumpe bestimmt (siehe Anhang A3, Messstellenummer 12). Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 12 für das Jahr 2010, in Tabelle 13 für das Jahr 2011 dargestellt.

Tabelle 12: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, 2010

Monat	Nutzenergie Heizen	Energieverbrauch WP	$\beta_H$
-	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	-
Jan 10	2.577,43	458,58	5,62
Feb 10	1.200,94	233,06	5,15
Mrz 10	145,52	19,60	7,42
Nov 10	739,66	104,74	7,06
Dez 10	2.252,13	330,17	6,82
<b>SUMME</b>	<b>6.915,69</b>	<b>1.146,14</b>	<b>6,03</b>

Tabelle 13: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, 2011, Stand: September

Monat	Nutzenergie Heizen	Energieverbrauch WP	$\beta_H$
-	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	-
Jan 11	1.591,46	226,69	7,02
Feb 11	1.138,22	160,17	7,11
Mrz 11	64,18	8,30	7,73
<b>SUMME</b>	<b>2.793,86</b>	<b>395,17</b>	<b>7,07</b>

Die gemessene Jahresarbeitszahl liegt noch über dem nach VDI 4650-1 berechnetem Wert. Dies liegt daran, dass die Berechnung nur für die minimale Soletemperatur durchgeführt wurde. Das Messergebnis von  $\beta_{a,H} = 6...7$  liegt zudem deutlich über den Annahmen der Planer ( $\beta_{a,H} = 3,8$ ). Die Arbeitszahlen liegen im Jahr 2011 höher als im gleichen Zeitraum 2010. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in den Monaten Januar und Februar 2011 geheizt und gekühlt wurde (vgl. Tabelle 14, Tabelle 15). Dies war 2010 nicht so.

### 5.2.2 Kälteerzeuger

Die Gebäudekühlung wird im Objekt ebenfalls über die Erdsonden realisiert. Über einen der Wärmepumpe vorgeschaltetem Wärmeübertrager wird die den Räumen entzogene Wärme in das Erdreich abgeführt (siehe Abbildung 17). Diese Form der Gebäudekühlung benötigt keinen konventionellen Kälteerzeuger. Der energetische Aufwand wird allein durch die Hilfsenergie für den Transport des Kühlmediums (Wasser) auf der Gebäudeseite und der Sole auf der Erdsondenseite definiert.

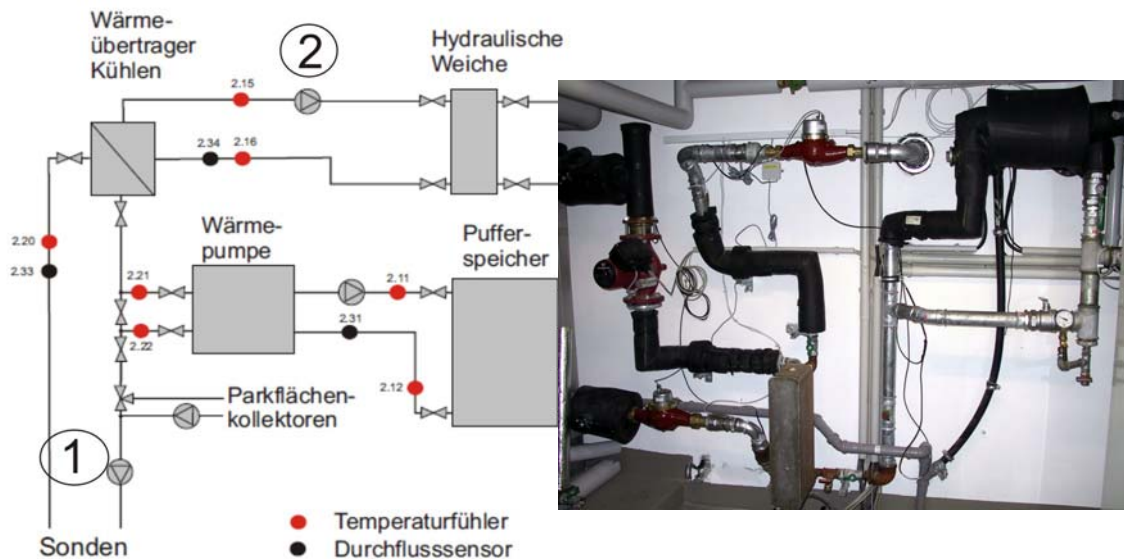


Abbildung 17: Ausschnitt aus Anlagenschema (links) und Blick auf den Wärmeübertrager im Technikraum (rechts)

Die Bestimmung der Nutzenergie erfolgte über die Messstellen 2.15, 2.16 und 2.34; der Hilfsenergieverbrauch der beiden notwendigen Pumpen (siehe Abbildung 17, Nummer 1 und 2) wurde über Elektroenergiezähler erfasst.

Im Gegensatz zur Bestimmung der Arbeitszahl für Wärmepumpen existiert keine Richtlinie, um die Arbeitszahl abzuschätzen. Die Planer gingen daher von einem Schätzwert von  $\beta_{a,K} = 30$  aus. Aus den Messdaten für das Jahr 2010 kann dieser Wert nicht bestätigt werden (Tabelle 14). Die Jahresarbeitszahl lag im angegebenen Zeitraum bei  $\beta_{a,K} = 17,67$ .

Tabelle 14: Jahresarbeitszahl der Kältebereitstellung, 2010

Monat	Nutzenergie Kühlen	Hilfsenergieverbrauch	$\beta_K$
-	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	-
Mrz 10	232,03	20,85	11,13
Apr 10	887,81	72,76	12,20
Mai 10	991,31	90,43	10,96
Jun 10	6.658,37	368,21	18,08
Jul 10	8.712,25	502,21	17,35
Aug 10	7.883,00	479,93	16,43
Sep 10	3.319,31	147,19	22,55
Okt 10	1.713,36	63,54	26,96
Nov 10	992,89	37,02	26,82
Dez 10	455,72	19,63	23,22
<b>SUMME</b>	<b>31.846,05</b>	<b>1.801,77</b>	<b>17,67</b>

Auffällig ist der Verlauf der monatlichen Arbeitszahl. Von Mai zu Juni sowie von August zu September 2010 ist eine sprunghafte Änderung der Arbeitszahl



nachweisbar. Dies ist auf Optimierungsmaßnahmen des Kühlsystems zurückzuführen, welche sich aus Zwischenergebnissen des Monitoringprojekts ergaben:

- Durch das Monitoring konnte festgestellt werden, dass die projektierten Durchflüsse, insbesondere in Zone 1 (Kühldecke, Fußbodentemperierung) nicht erreicht wurden. Die Erhöhung der Pumpenleistung führte zu einem höheren Durchfluss. Jedoch wurde der Sollwert nicht erreicht. Vom Einbau einer größeren Pumpe wurde abgesehen. Aus der damit zu geringen Kühlleistung ergab sich eine gegenüber den Auslegungswerten erhöhte Raumtemperatur.
- Mit Hilfe von Thermografieaufnahmen wurde festgestellt, dass große Teile der Kühldecke thermisch nicht wirksam waren. Eine Kontrolle ergab, dass bei der Installation das Auffüllen mehrerer Rohrschlangen mit Wasser vergessen wurde. Durch das Auffüllen von Wasser wurde die wirksame Kühlfläche erheblich vergrößert, was verbesserte Arbeitszahlen zur Folge hatte.



Abbildung 18: Thermografieaufnahme der Rohrschlangen der aktivierten Decke nach dem Auffüllen mit Wasser

Durch einen Defekt des Umschaltventils der Parkplatztemperierung (siehe Kapitel 6.4) stiegen die Soletemperaturen im Juni/Juli 2010 ungewollt stark an. Dadurch wurden die Arbeitszahlen verschlechtert; lagen aber noch über den Werten vor Durchführung der oben genannten Optimierungsmaßnahmen. Durch den verhältnismäßig kühlen August und September des gleichen Jahres konnte im Gegensatz dazu der Solerücklauf über der Parkfläche zusätzlich abgekühlt werden, so dass im September ein großer Sprung der Arbeitszahl bemerkbar ist. Dieser Effekt setzt sich während des Winters 2010/2011 fort, woraus sich sehr hohe Arbeitszahlen für die kalten Monate Januar bis März 2011 (Tabelle 15) ergaben.

Insgesamt lagen die Jahresarbeitszahlen von Januar bis August 2011 deutlich über dem Werten von 2010. Dies ist auf die angesprochenen Optimierungsmaßnahmen

und der Behebung des Ventildefekts zurückzuführen. Der ermittelte Wert von  $\beta_{a,K} = 28,45$  bestätigt die Annahme der Planer von  $\beta_{a,K} = 30$ .

Tabelle 15: Jahresarbeitszahl der Kältebereitstellung, 2011

Monat	Nutzenergie Kühlen	Hilfsenergieverbrauch	$\beta_K$
-	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	-
Jan. 11	968,42	24,81	39,03
Feb. 11	286,09	7,26	39,41
Mrz. 11	155,64	3,83	40,69
Apr. 11	-	-	-
Mai. 11	-	-	-
Jun. 11	941,48	32,38	29,08
Jul. 11	8.418,40	298,70	28,18
Aug. 11	8.696,25	317,14	27,42
<b>SUMME</b>	<b>19.466,28</b>	<b>684,12</b>	<b>28,45</b>

### 5.2.3 Lüftungsanlage



Abbildung 19: Lüftungsgerät mit Heiz-/Kühlregister (rechts)

Die Abbildung 20 zeigt den Verlauf der Rückwärmzahl über das Jahr 2010. Die durch den Passivhausstandard geforderten Rückwärmzahlen können grundsätzlich mit dem installierten Lüftungsgerät im Normalbetrieb eingehalten werden (Januar bis März, Dezember). Im Januar führte ein über mehrere Tage andauernder Fehler bei der Regelung der Zulufttemperatur und ein zugesetzter Luftfilter kurzzeitig zu deutlich niedrigeren Rückwärmzahlen. Die Heizphase endete im Objekt Anfang März. Im gleichen Monat erfolgten erste Versuche mit einer Bypassklappensteuerung,

wodurch die niedrige Rückwärmzahl in diesem Zeitraum zu erklären ist. Im Bypassbetrieb wird die Wärmerückgewinnung gezielt umgangen, um die freie Kühlung mit Außenluft ausnutzen zu können. Abbildung 20 zeigt weiterhin, dass trotz Bypassschaltung ein gewisser Wärmeübertrag von der Abluft an die Zuluft nicht zu vermeiden ist. Im Bypassbetrieb liegen die Rückwärmzahlen jedoch deutlich unter den Werten im Normalbetrieb. Die großen Schwankungen sind zum einen auf die Mittelwertbildung, zum anderen auf die Regelung der Bypassklappe zurückzuführen. Diese wird als Mischer jeweils so weit geöffnet/geschlossen, dass - sofern die Taupunkttemperatur es zulässt - eine Zulufttemperatur von 14 °C erreicht wird. Aufgrund der hohen inneren Wärmelasten ist eine solch niedrige Zulufttemperatur unproblematisch, da die Luft sehr schnell erwärmt wird. Daher treten keine spürbaren Zegerscheinungen auf. Üblicherweise sollte die Differenz zwischen Zulufttemperatur und Raumtemperatur bei einfachen Durchlassgittern, wie im Objekt realisiert, bei 6 K liegen [14]. Bei Außentemperaturen über der Raumtemperatur wird die Wärmerückgewinnung wieder aktiviert und die Außenluft vorgekühlt. Dies zeigen einzelne hohe Werte im Sommer. Es ist erkennbar, dass bis in den Dezember der Bypassbetrieb aktiv war. Der Bypassbetrieb ist somit der dominierende Betriebsfall der Lüftungsanlage. Die Bewertung des Bypassbetriebes hinsichtlich der Gebäudekühlung erfolgt in Kapitel 6.5.

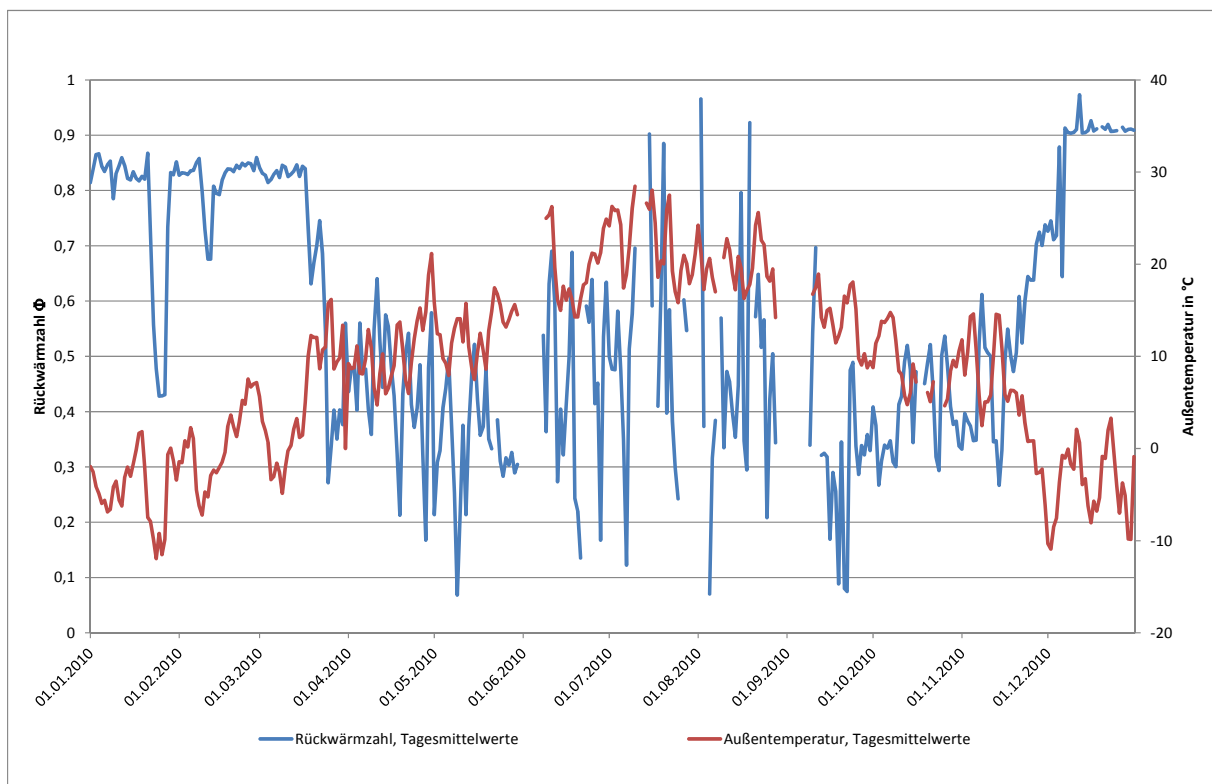


Abbildung 20: Verlauf der Rückwärmzahl, Tagesmittelwerte, 2010

Die Lüftungsanlage des Sportgeschäfts Timm besitzt derzeit kein Filterüberwachungssystem. Zugesetzte Luftfilter wurden jeweils nur zufällig bei bemerkten Störungen des Anlagenbetriebs festgestellt. Ein zugesetzter Luftfilter erhöht den Energiebedarf der Ventilatoren, da sein Druckverlust ansteigt. Durch eine

Differenzdruckmessung vor und hinter dem Luftfilter kann dieses Problem mit geringem Aufwand behoben und ein unnötig langer Betrieb mit zugesetztem Filter vermieden werden. Nach [15] ist eine Differenzdruckmessung zur Überwachung von RLT-Anlagen über 1000 m<sup>3</sup>/h vorzusehen. Die Nachrüstung eines solchen Systems wird empfohlen. Die VDI Richtlinie enthält darüber hinaus Checklisten zur Wartung von RLT Anlagen.

Auszug aus [15]:

„Luftfiltereinsätze sind spätestens bei Erreichung der zulässigen Enddruckdifferenz oder bei technischen und/oder hygienischen Funktionsmängeln auszuwechseln. Die Luftfilter der ersten Filterstufe sind spätestens nach einem Jahr, die der weiteren Filterstufen (Ausnahme Schwebstofffilter) nach zwei Jahren auszuwechseln. Die oben genannte maximale Filterstandzeit kann durch eine zusätzliche Hygienekontrolle der betreffenden Filterstufe jeweils um ein Jahr verlängert werden, wenn das Schutzziel erreicht wird. Ein Luftfilterwechsel kann auch aus anderen Gründen, z.B. nach Bau- oder Umbaumaßnahmen an der RLT-Anlage erforderlich sein.“

#### **5.2.4 Pufferspeicher**

Im Objekt ist ein Pufferspeicher mit einem Speicherinhalt von 800 l installiert. Dieser versorgt sowohl das Heizregister zur Luftvorwärmung als auch die Raumheizflächen; die Bereitstellung von Trinkwarmwasser erfolgt separat durch einen elektrischen Durchlauferhitzer.

Grundsätzlich sollte für einen Pufferspeicher ein hoher Nutzungsgrad angestrebt werden. Maßgeblichen Einfluss darauf hat eine gute Temperaturschichtung des Speichermediums (hier Wasser). Bei gemessenen Ladevolumenströmen (Messstelle 2.31, Abbildung 12) von 7,5 – 8 m<sup>3</sup>/h (komplette Umwälzung des Speicherinhaltes in 6...7 min) kann davon ausgegangen werden, dass sich keine Temperaturschichtung ausbildet. Diese Vermutung bestätigt auch der als eher mäßig gut zu bewertende berechnete Speichernutzungsgrad für das Jahr 2010 von  $\eta_{sp} = 0,66$  in Abbildung 21. In der Literatur werden für stehende Wärmespeicher Verluste in Höhe von 10 % bei guter Temperaturschichtung und 20 % bei teilweise vorhandener Mischung angegeben [16].

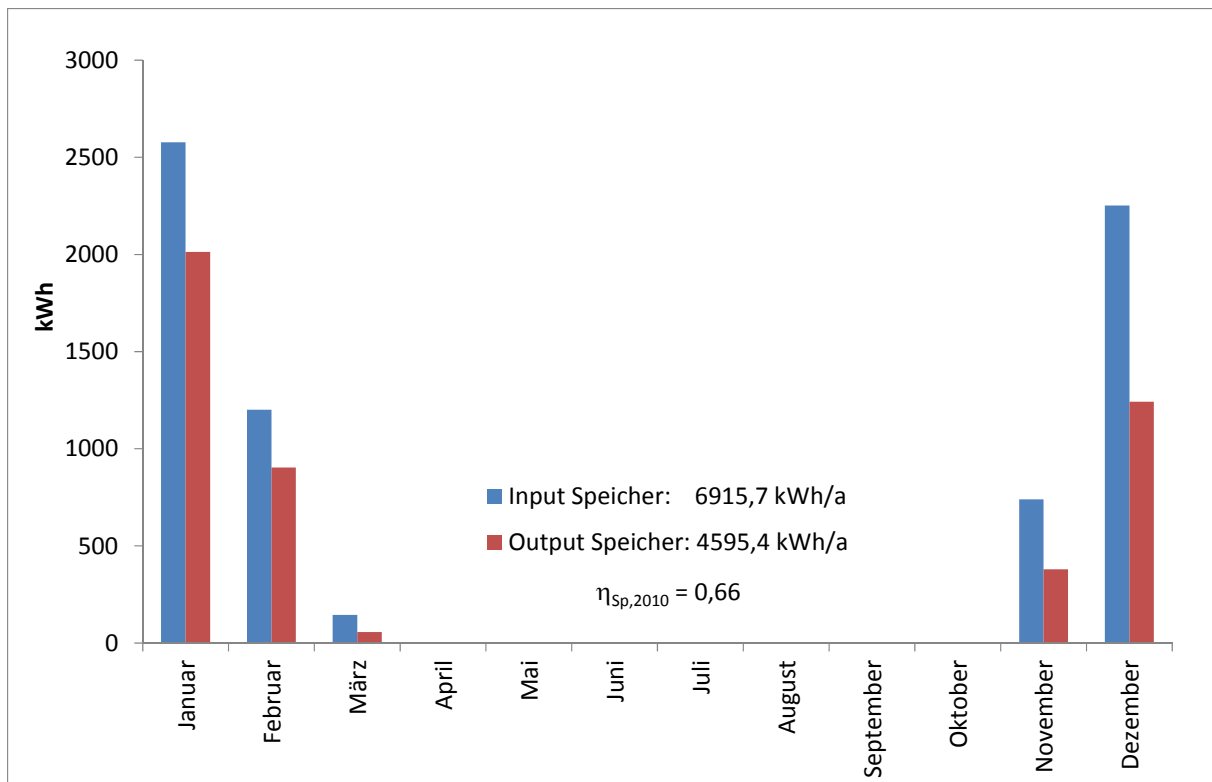


Abbildung 21: Be- und Entladung des Pufferspeichers, Speichernutzungsgrad 2010

### 5.2.5 Zusammenfassende Bewertung der Anlagenkomponenten

Die energetische Bewertung der Anlagenkomponenten zeigt, dass im Objekt Intersport Timm die eingesetzte Endenergie effizient genutzt wird. Die Arbeitszahlen für die Wärmepumpe liegen weit über den Werten vergleichbarer Anlagenkonfigurationen. Die Bereitstellung von Klimakälte erfolgt ohne einen aktiven Kälteerzeuger. Die geforderten Rückwärmzahlen der Lüftungsanlage können im Normalbetrieb eingehalten werden. Der Speichernutzungsgrad bietet dagegen noch Optimierungspotenzial. Aufgrund des hohen Durchflusses im Ladekreis kann eine ordentliche Temperaturschichtung im Speicher nicht erfolgen. Dies wirkt sich negativ auf den Nutzungsgrad aus. Als erste Maßnahme wird daher empfohlen, den Durchfluss im Ladekreis zu drosseln.

## 6 Thermische Konditionierung des Gebäudes

Infolge der hohen inneren Wärmelasten ist der Kühlbetrieb im vorliegenden Objekt von höherer Bedeutung, als es beispielsweise bei Wohnhäusern der Fall ist. Die Kühlung im Sportgeschäft Timm erfolgt passiv über die Erdsonden der Wärmepumpe, was als Besonderheit des Objekts zu bewerten ist. Das Monitoring beschränkte sich zunächst auf die Feststellung der mit diesem speziellen System erreichbaren Kühlleistung und der Kontrolle der Planungswerte. Bereits zu Beginn des Projektes wurde deutlich, dass die projektierte Leistung nicht bereitgestellt werden kann. Es wurden daher mögliche Ursachen analysiert und Optimierungsvorschläge erörtert. Der Einsatz einer Bypassklappensteuerung für die Lüftungsanlage wird dabei separat betrachtet.

### 6.1 Betriebsregime

Für das Sportgeschäft Timm ergibt sich aus den Messdaten der in Abbildung 22 gezeigte Heiz- bzw. Kühlleistungsverlauf. Der Heizleistungsverlauf kann dabei mit der Heizlast des Gebäudes gleichgesetzt werden. Der Kühlleistungsverlauf dagegen entspricht dem geothermischen Leistungsangebot aus dem Erdreich. Als Bezugsgröße wurde für beide Werte die Außentemperatur gewählt.

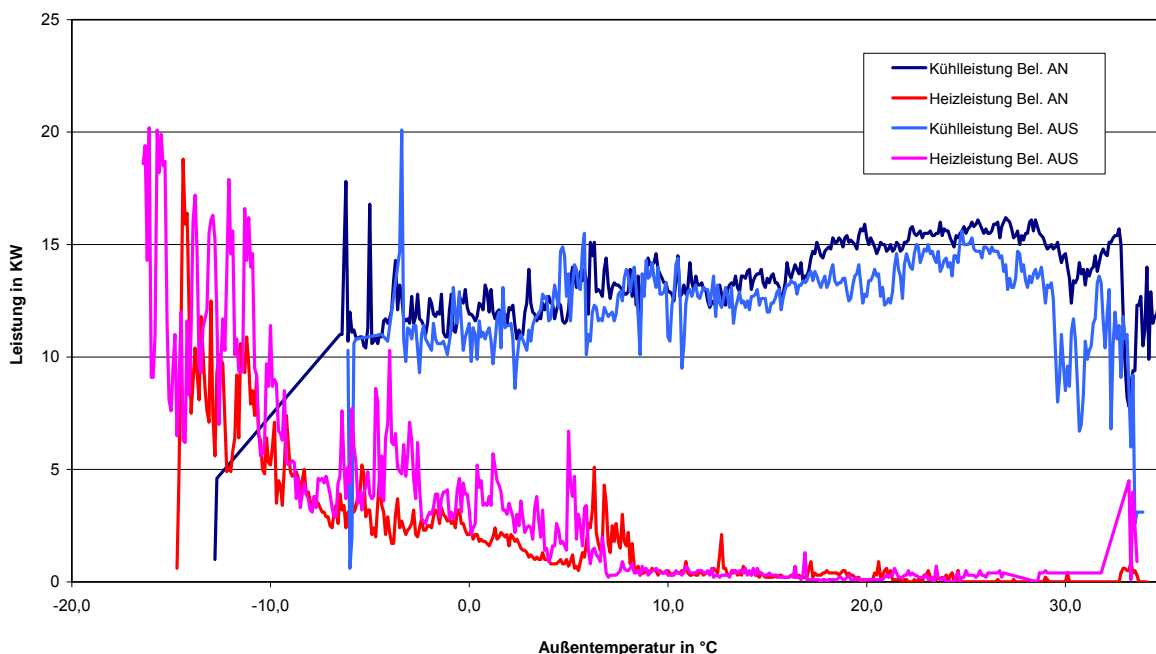


Abbildung 22: Verlauf Heiz- und Kühlleistung Intersport Timm

Im Objekt dominiert der Kühlfall über einen weiten Außentemperaturbereich. Die Gebäudekühlung beginnt bereits ab ca.  $-7\text{ °C}$  Außentemperatur zu arbeiten; die

Heizanlage ist im Gegensatz dazu bis ca. 8 °C Außentemperatur wirksam. Üblicherweise liegt die Heizgrenztemperatur bei 15 °C. Dieser Wert wird auch für die Ermittlung der Heizgradtage eines Jahres verwendet. Die niedrigere Heizgrenze ist auf die Ausführung des Gebäudes als Passivhaus zurückzuführen.

Es ergibt sich ein Außentemperaturfenster von -7...8 °C, in welchem zeitgleich Heiz- und Kühlenergiebedarf vorhanden ist. Die Ursache für den zeitgleichen Bedarf ist die Versorgung unterschiedlich genutzter Raumzonen:

- Die Verkaufsräume mit ihren aus der Beleuchtung resultierenden hohen Kühllasten erfordern ab ca. -7 °C einen Betrieb der Raumkühlung.
- Die Büros der Geschäftsverwaltung benötigen im Gegensatz dazu bis ca. 8 °C noch nennenswerte Heizenergie.

Die thermische Energie der Abluft aus Verkaufs- und Bürobereich wird in der Lüftungsanlage zur Vorwärmung der Außenluft genutzt. Demgegenüber ist eine Nutzung der bei zeitgleichem Heiz- und Kühlbetrieb aus dem Verkaufsbereich abzuführenden Wärmelasten, z.B. für den Bürobereich, im Objekt nicht vorgesehen.

## **6.2 Kühlfall**

Generell ist bei angeschalteter Verkaufsraumbeleuchtung die Kühllast im Sommer höher als bei ausgeschalteter Beleuchtung. Dieser Zusammenhang war zu erwarten. Allerdings ist die Höhe dieser Lastdifferenz unerwartet niedrig. Tabelle 16 sind die wichtigsten Last- und Leistungsangaben für den Kühlfall aufgeführt. Demnach wäre eine Kühllastdifferenz zwischen ein- und ausgeschalteter Beleuchtung von 24 kW zu erwarten. Tatsächlich ist die Differenz jedoch deutlich geringer. Zusätzlich verdeutlicht Abbildung 23, dass die berechnete Kühllast des Gebäudes zu keiner Zeit komplett abgeführt werden kann. Daher kann der gemessene Kühlleistungsverlauf bei eingeschalteter Beleuchtung nicht mit dem Kältebedarf gleichgesetzt werden; dieser liegt deutlich über den gemessenen Werten. Die gemessene Kühlleistung beinhaltet die Anteile der Betonkernaktivierung und des Luftkühlregisters. Nicht erfasst wurde die freie Kühlung über das Lüftungsgerät.

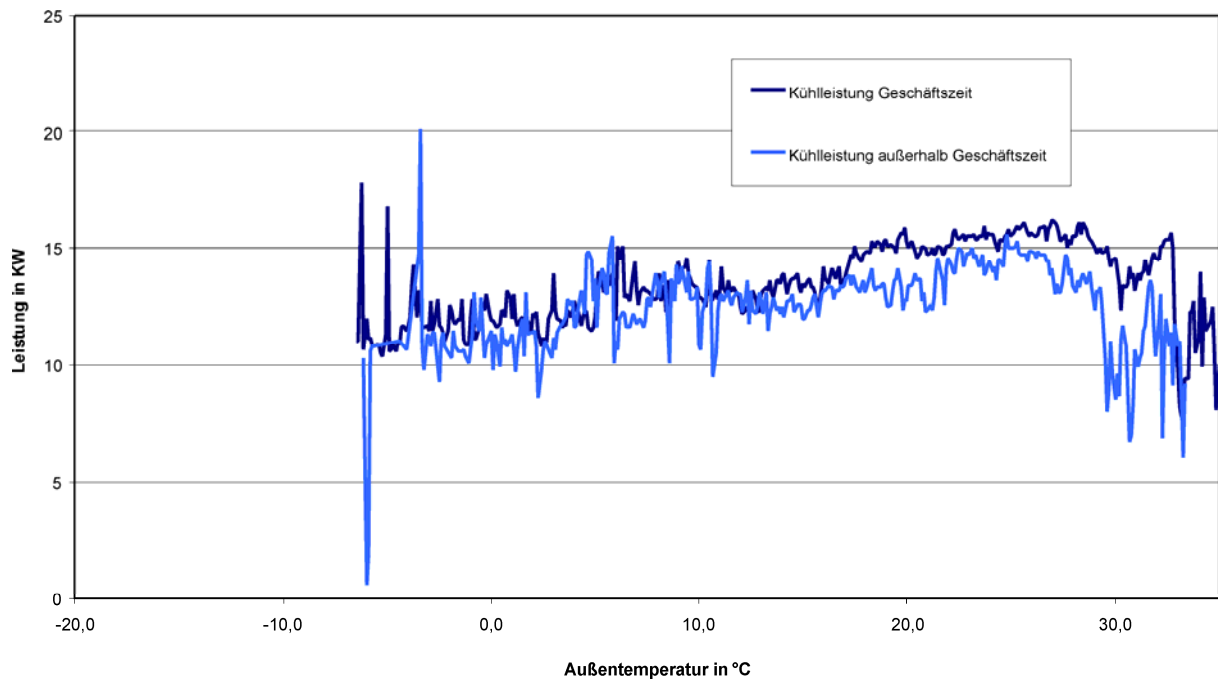


Abbildung 23: Verlauf der Kühlleistung in Abhängigkeit der Außentemperatur

Tabelle 16: Kühllast nach VDI 2083 und gemessenes Leistungsangebot

Kühllast nach VDI 2078	33 kW
Anschlussleistung Beleuchtung	24 kW
gemessenes Kühlleistungsangebot	≤ 16 kW
Soll-Durchfluss Sonden, gesamt	9,0 m <sup>3</sup> /h
Messwert Sondendurchfluss, gesamt	4,2 – 5,4 m <sup>3</sup> /h

Da sich das Kühlsystem nicht im geplanten Zustand befindet, können die Verkaufsräume während der Öffnungszeit (Beleuchtung: AN) nicht ausreichend gekühlt werden. Dadurch ergibt sich ein kontinuierlich ansteigender Raumtemperaturverlauf während der Geschäftszeit. Dies verdeutlicht Abbildung 24, welche den typischen Raumtemperaturverlauf in den Verkaufsräumen während eines Tages darstellt. Es ist deutlich der Anstieg der Raumtemperatur nach Inbetriebnahme der Verkaufsraumbelichtung trotz laufender Kühlung zu erkennen. Eine Absenkung der Raumtemperatur in den Verkaufsräumen ist erst nach Ladenschluss erkennbar.



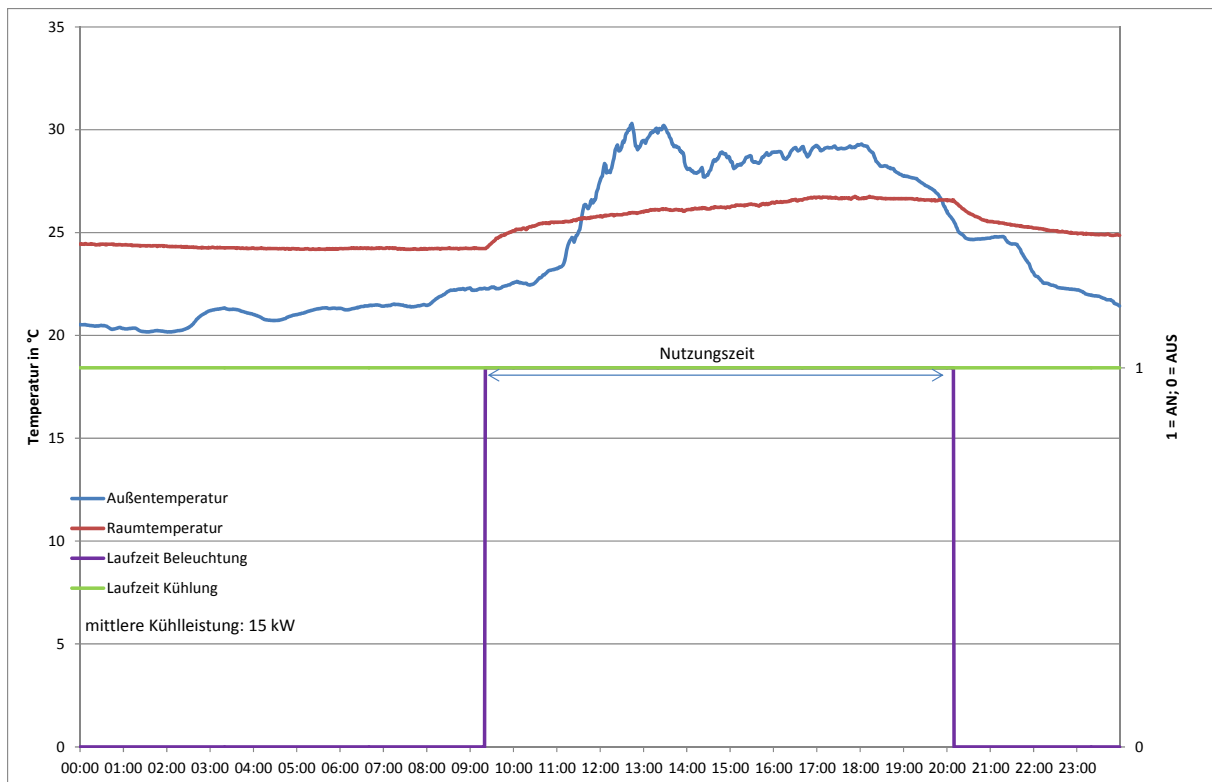


Abbildung 24: Typischer Verlauf der Raumtemperatur am Beispiel eines ausgewählten Messtages

Der Anstieg der Raumtemperatur ist ein eindeutiges Indiz dafür, dass das Kühlsystem nicht in der Lage ist, die entstehenden Wärmelasten komplett abzuführen. Möglichen Ursachen dafür können sein:

- zu niedrige Sondenleistung auf Wärmesenkenseite oder
- ungenügende Lastabfuhr auf Wärmequellenseite.

Eine Kontrolle der Sondenleistung für eine Periode hoher Außentemperaturen (Kühlfall), ergab, dass die erforderliche Kühlleistung (33 kW laut Planungsunterlagen) durch die Erdsonden nicht bereitgestellt werden kann. Die Ergebnisse der Messdatenauswertung sind in Tabelle 17 dargestellt.

Tabelle 17: Gemessene Sondenleistung

Datum	Mittlere Sondenleistung <i>kW</i>	Laufzeit Kühlung <i>h</i>	Mittlere Außentemperatur <i>°C</i>	Maximale Außentemperatur <i>°C</i>
01.07.2010	12,28	24	24,16	31,89
02.07.2010	12,47	24	26,27	33,79
03.07.2010	12,72	24	25,82	32,86
04.07.2010	10,03	24	25,88	33,41
05.07.2010	12,90	24	24,26	30,30
06.07.2010	15,16	24	17,42	22,71
07.07.2010	14,83	24	18,85	25,64
08.07.2010	13,49	24	21,84	30,13
09.07.2010	11,42	24	26,07	34,12
10.07.2010	10,14	18	28,45	36,78

Tabelle 17 bestätigt die Tendenz der Kühlleistung in Abbildung 23. Auffällig ist, dass die mittlere Sondenleistung über den Zeitraum von 10 Tagen hohen Schwankungen unterliegt. Prinzipiell ist die Sondenleistung abhängig von der Kühllast im Objekt. Diese variiert im Tagesverlauf (siehe dazu Anhang A7) aufgrund von Änderungen der Raumtemperatur. Als Einflussfaktoren sind in diesem Zusammenhang nennen:

- Geräte, welche im Betrieb Wärme an den Raum abgeben (vorrangig Beleuchtung aber auch, Computer, Server, Drucker, etc.)
- Außentemperatur

Der Verlauf der Nutzung von Geräten ist im Detail nicht nachvollziehbar. In Bezug auf die Sondenleistung scheint jedoch die Außentemperatur der maßgebendere Faktor zu sein: Mit steigender Außentemperatur sinkt die Sondenleistung. Ist es kühler, steht eine höhere Leistung zur Verfügung. Dies war in diesem Maß nicht zu erwarten, da nur ein geringer Teil der Erdsonde einem Außentemperatureinfluss unterliegt (ca. 8 – 12 m [21]). Dieses Verhalten ist im vorliegenden Fall nicht zu beobachten. Dies ist die Folge einer zunächst unbemerkten Ventilfehlstellung, in deren Folge der Solerücklauf über die Parkplatzfläche geführt wurde. Dadurch entstand ungewollt eine starke Kopplung der Soletemperatur an die Außentemperatur, womit die vergleichsweise hohe Schwankungsbreite der Sondenleistung zu erklären ist. Auf diese Problematik wird in Kapitel 6.4 gesondert eingegangen.

Für den Auslegungszustand ergibt sich eine Differenz von geplanter und tatsächlich verfügbarer Kühlleistung von ca. 20 kW. Als Ursache konnten durch das Monitoring die im Vergleich zur Planung sehr hohen Soletemperaturen ausgemacht werden. Die Planer gingen von Soletemperaturen im Kühlfall von 15 °C aus. Die tatsächlich gemessenen Soletemperaturen liegen deutlich über diesen Annahmen; nach Abbildung 25 wurden im Sommer 2010 Soletemperaturen bis zu 19 °C erreicht. Aus Tabelle 16 ist zu entnehmen, dass zusätzlich die geplanten Sondendurchflüsse nicht erreicht werden. Die gemessenen Durchflüsse liegen 50 – 60 % unter den Sollwerten. Dies führt dazu, dass auch in Zeiten in denen die Soletemperatur 15 °C nicht übersteigt die geplante Kälteleistung nicht durch die Erdsonden bereitgestellt werden kann (siehe auch Abbildung 23, Kühlleistung zu jeder Zeit < 16 kW).

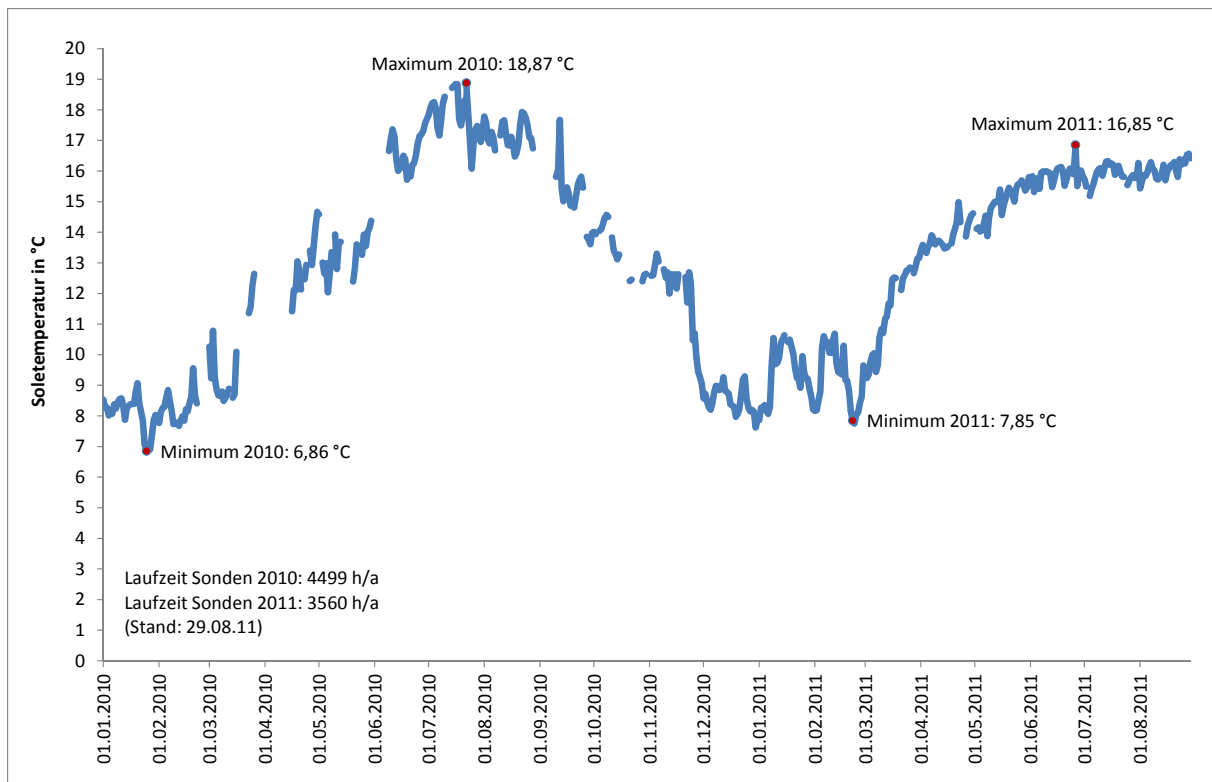


Abbildung 25: Verlauf Soletemperatur

Es lässt sich bereits ein Auslegungsproblem der Kühlung mit Erdsonden definieren: Da die Temperatur des Kühlmediums von der Erdreichtemperatur abhängig ist, kann sie nicht wie bei konventionellen Kälteerzeugern auf einen konstanten Wert festgelegt werden. Dies hat zur Folge, dass das Leistungsangebot zu Kühlzwecken ebenfalls nicht konstant ist, sondern mit der Temperatur der Wärmesenke schwankt. Dies muss für einen ordnungsgemäßen Betrieb bei der Anlagenplanung berücksichtigt werden.

Einen Überblick über den Leistungsverlust bei steigenden Soletemperaturen gibt die nachfolgende theoretische Beispielrechnung in Tabelle 18. Bei gleichbleibenden Randbedingungen, wie Rücklauf der Gebäudekühlung und Volumenstrom im Solekreis, bedeutet eine Erhöhung der Soletemperatur um 1 K einen Kälteleistungsverlust von 16,7 %. Im konkreten Fall des Sporthauses Timm weicht die Soletemperatur bis zu 4 K von den Planungswerten ab. Dies verringert die Sondenleistung um etwa zwei Drittel (vgl. dazu Zeile 1 für 6 K mit Zeile 5 für 2 K).

Tabelle 18: Kälteleistungsverlust durch steigende Soletemperaturen,  $c_{p,Sole} = 3,6 \text{ kJ/(kgK)}$ ;  $\rho_{Sole} = 1036 \text{ kg/m}^3$

Temperaturdifferenz Wärmequelle – Wärmesenke	Volumenstrom Sole	Sondenlei- stung	Leistungs- verlust	Leistungs- verlust
<i>K</i>	<i>m³/h</i>	<i>kW</i>	<i>kW/K</i>	<i>%/K</i>
6	5,0	31,5	-	-
5	5,0	26,3	5,3	16,7
4	5,0	21,0	5,3	16,7
3	5,0	15,8	5,3	16,7
2	5,0	10,5	5,3	16,7

Auf der Seite der Wärmequelle wurde durch das Monitoring festgestellt, dass der vorhandene Volumenstrom für die Kühldecke (Zone 1) deutlich unter den Planungswerten liegt:

- Planungswert  $\dot{V}_{Zone1} = 8,62 \text{ m}^3/\text{h}^2$
- Istwert  $\dot{V}_{Zone1} = 3,4 \text{ m}^3/\text{h}$  (im Normalbetrieb)

Auf den ersten Blick erscheint die installierte Umwälzpumpe zu klein dimensioniert. Laut Pumpenkennlinie des Herstellers ist der geplante Volumenstrom mit der Pumpe (Grundfos Magna 50-120 F) jedoch realisierbar (siehe Anhang A4). Daher sind folgende Ursachen für den zu geringen Durchfluss denkbar:

- Der Druckverlust der Anlage ist höher als der durch die Pumpe realisierbare (1,2 bar). Dies kann beispielsweise durch geschlossene Ventile der Verteilkreise verursacht werden. Für den Fall, dass keine Ventile versehentlich geschlossen sind, ist die Pumpe zu klein dimensioniert oder der strömungstechnische Druckverlust der Anlage gegenüber dem Auslegungsfall zu hoch
- Der Druckverlust der Anlage ist nicht zu hoch. Die Pumpe verfügt in den Werkseinstellungen allerdings über eine Autoadapt-Funktion. Dadurch wird die Kennlinie der Pumpe dem vorhandenen Druckverlust angepasst, um einen möglichst effizienten Betrieb der Pumpe zu gewährleisten. Der zu geringe gemessene Volumenstrom von  $\dot{V}_{Zone1} = 3,4 \text{ m}^3/\text{h}$  wäre somit das Resultat einer ungewollten Reduzierung des Volumenstroms durch die innere Regelung der Pumpe. In den Planungsunterlagen wird jedoch von einem *konstanten* Volumenstrom von  $\dot{V}_{Zone1} = 8,62 \text{ m}^3/\text{h}$  ausgegangen. Die

<sup>2</sup> Planungsunterlagen IB Hoffmann, Schaltschema Wärmepumpe, 19.12.2007

Autoadapt-Funktion müsste deaktiviert und der konstante Volumenstrom eingestellt werden.

Unabhängig von der Ursache für den zu geringen Durchfluss bewirkt dieser, dass der Temperatenausgleich zwischen Kühlmedium und Raumtemperatur bereits zu Beginn der Wärmeübertragerfläche eintritt. Ein Teil der Wärmeübertragerfläche ist demnach thermisch nicht wirksam.

Die Problematik der zu geringen Durchflüsse im Sole- und Verteilkreis wurde dem Bauherren mitgeteilt, ist aber gegenwärtig noch nicht abschließend geklärt.

Zur weiteren Optimierung der Gebäudekühlung wurde geprüft, ob die aktivierte Betondecke zur Speicherung von thermischer Energie in Form von Kälte nutzbar ist. Ziel der Energieversorgung ist es, möglichst günstige Nutzenergie bereitzustellen. Für den Einsatz von thermischen Speichern kann es wirtschaftliche, energetische und betriebsbedingte Gründe geben. Mit Hilfe eines Speichers kann die wirtschaftlich und/oder energetisch optimale Erzeugungszeit ausgenutzt werden. Die günstig produzierte und gespeicherte Energie kann zu einem Zeitpunkt genutzt werden, an dem die Bedarfsdeckung aufwändiger wäre. Aus wirtschaftlicher Sicht ist ein Speicher sinnvoll, wenn beispielsweise günstige Stromtarife für die Energieerzeugung ausgenutzt werden können. Aus energetischer Sicht ist die Speicherung von thermischer Energie nur dann sinnvoll, wenn eine Wärmesenke genutzt wird, bei der zeitlich große Unterschiede der Arbeitszahl zu erwarten sind, z.B. bei Rückkühlung über die Außenluft. Die zeitliche Diskrepanz zwischen der optimalen Erzeugungszeit und dem Energiebedarf wird mit Hilfe des Speichers überbrückt.

Die beiden beschriebenen Fälle liegen im Objekt nicht vor. Die Nutzung der Gebäudemasse als Speicher ist nur aus betriebsbedingten Gründen sinnvoll, um Lastspitzen abzufangen. Wegen der wärmetechnischen Kopplung „Oberflächentemperatur der Decke“ und „Raumlufthtemperatur“ ist dies jedoch derzeit nicht möglich, da im Objekt ab  $t_{\text{Raum}} < 22 \text{ °C}$  die Kühlung abgeschaltet wird. Hier zeigt sich ein prinzipielles Problem bei der Nutzung von Bauteilen als Speicher: Mit der Beladung des Speichers beginnt zwangsweise dessen Entladung, was in sinkenden Raumtemperaturen resultiert. Eine Nutzung als Kältespeicher wäre momentan nur realisierbar, wenn die Regelung für das Abschalten der Kühlung für die Nacht niedrigere Raumtemperaturen zulassen würde. So könnte ein Kältepuffer für die ersten Betriebsstunden am nächsten Tag aufgebaut werden. Dies setzt voraus, dass ausreichend Kühlleistung vorhanden ist.

Eine Alternative wäre eine zeitlich steuerbare, thermische Abkopplung der aktivierten Decke von der Raumlufth, z.B. mit wärmeisolierenden Lamellen. Die wärmetechnische Kopplung zwischen der Speichermasse und der Raumlufth könnte so getrennt werden; die Energie kann so auf einem niedrigeren Temperaturniveau gespeichert werden, ohne dass die Raumtemperatur sinkt. Dies setzt aber ebenfalls eine

ausreichende Kühlleistung voraus und ist darüber hinaus aus jetziger Sicht im Sportgeschäft Timm technisch nicht realisierbar.

### 6.3 Heizfall

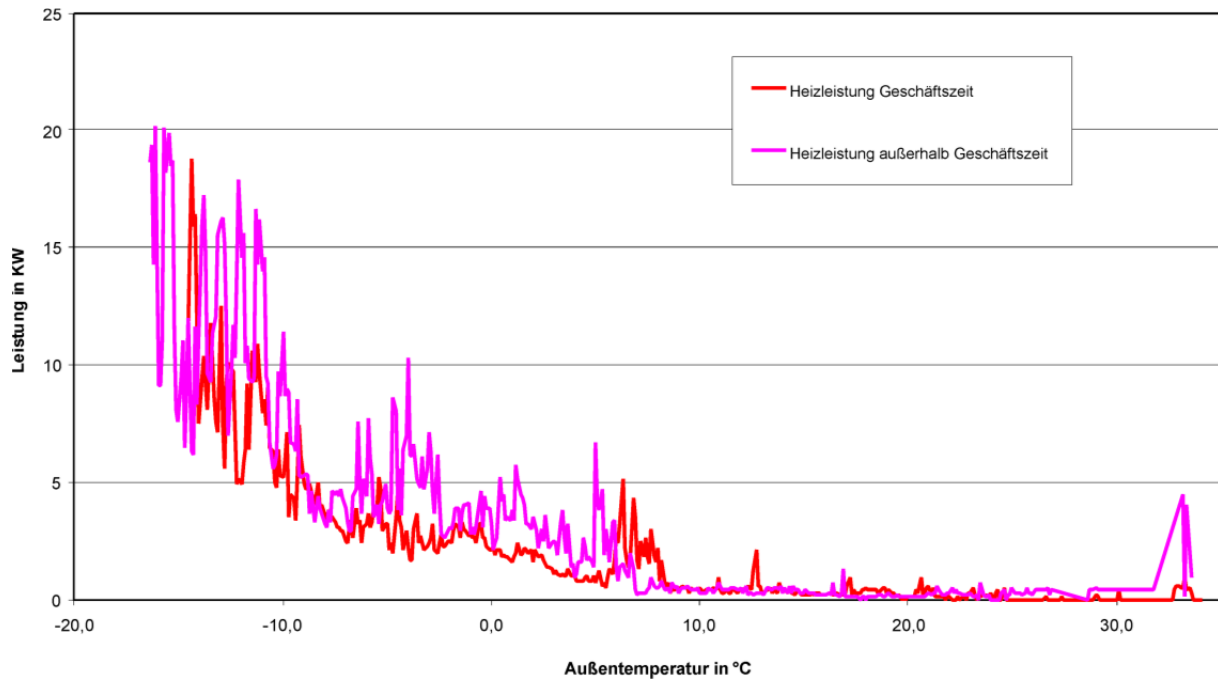


Abbildung 26: Abhängigkeit der Heizleistung von der Außentemperatur

Abbildung 26 zeigt, dass die gemessene Heizlast mit den Angaben der Heizleistung aus dem Datenblatt der Wärmepumpe vergleichbar ist (vgl. Tabelle 19). Die volle Heizleistung der Wärmepumpe von  $Q_{h,WP} = 47 \text{ kW}$  wird zu keinem Zeitpunkt benötigt. Während der Bauphase wurde sich abweichend von der Heizlastberechnung für die Installation einer leistungsstärkeren Wärmepumpe entschieden, um eine Aufheizreserve nach längeren Absenkezeiten vorhalten zu können. In diesem Fall könnte eine Überdimensionierung betriebsbedingt akzeptiert werden. Um den Absenkebetrieb zu bewerten, wurden die diesbezüglichen Maßgaben der DIN EN 12831 für den installierten Wärmeerzeuger nachvollzogen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 19 zusammengefasst.

Tabelle 19: Parameter des Wärmereizers

Berechnete Heizlast	23,18 kW	
Gemessene max. Heizlast	ca. 20,00 kW	
installierte Erzeugerleistung		
1. Stufe	23,00 kW	
2. Stufe	46,70 kW	
zusätzliche Aufheizleistung nach Planungswerten (für 8h Absenkbetrieb)	6,31 kW	
zusätzliche Aufheizleistung für 37,5 h Absenkbetrieb	40,30 kW	26,28 kW
für	$\Delta\theta_{RH}$ nach DIN EN 12831	$\Delta\theta_{RH}$ nach Messdaten
$\Delta\theta_{RH} =$	3 K	2 K
$f_{RH} =$	25 W/m <sup>2</sup>	15 W/m <sup>2</sup>
$t_{RH} =$	2 h	2 h
Beheizte Fläche	1752 m <sup>2</sup>	1752 m <sup>2</sup>
Benötigte Erzeugerleistung	63,48 kW	49,46 kW

Maximal sind 37,5 h Absenkbetrieb denkbar (Schließung Geschäft Samstagabend – Montagmorgen). Als Aufheizzeit wurde  $t_{RH} = 2$  h angesetzt. Anwendung findet das Verfahren zur Bestimmung des Aufheizfaktors  $f_{RH}$  mittels der Abschätzung des Innentemperaturabfalls  $\Delta\theta_{RH}$  während der Absenkphase nach DIN EN 12831. Nach den Berechnungsvorschriften ergibt sich eine Temperaturabsenkung von ca. 3 K. Die daraus resultierende benötigte Erzeugerleistung liegt deutlich über der installierten Heizleistung, was darauf schließen lässt, dass der Wärmereizer nicht nach dem Kriterium der Aufheizleistung nach DIN EN 12831 ausgewählt wurde.

Bei der Bestimmung des Aufheizfaktors  $f_{RH}$  wird in der Norm von einem ausgekühlten Zustand der Gebäudemasse ausgegangen. Schwere Gebäudemassen besitzen daher höhere Aufheizfaktoren als Gebäude in Leichtbauweise, da zunächst mehr Masse aufgeheizt werden muss. Aus den aufgezeichneten Messdaten wurde abweichend von der DIN ein mittlerer Temperaturabfall in der Nichtnutzungszeit von 2 K ermittelt. Dies wird in Abbildung 27 verdeutlicht. Bei voller thermischer Leistung der Wärmepumpe ist ein Absenkbetrieb mit einer Aufheizzeit von ca. 2 h realisierbar.

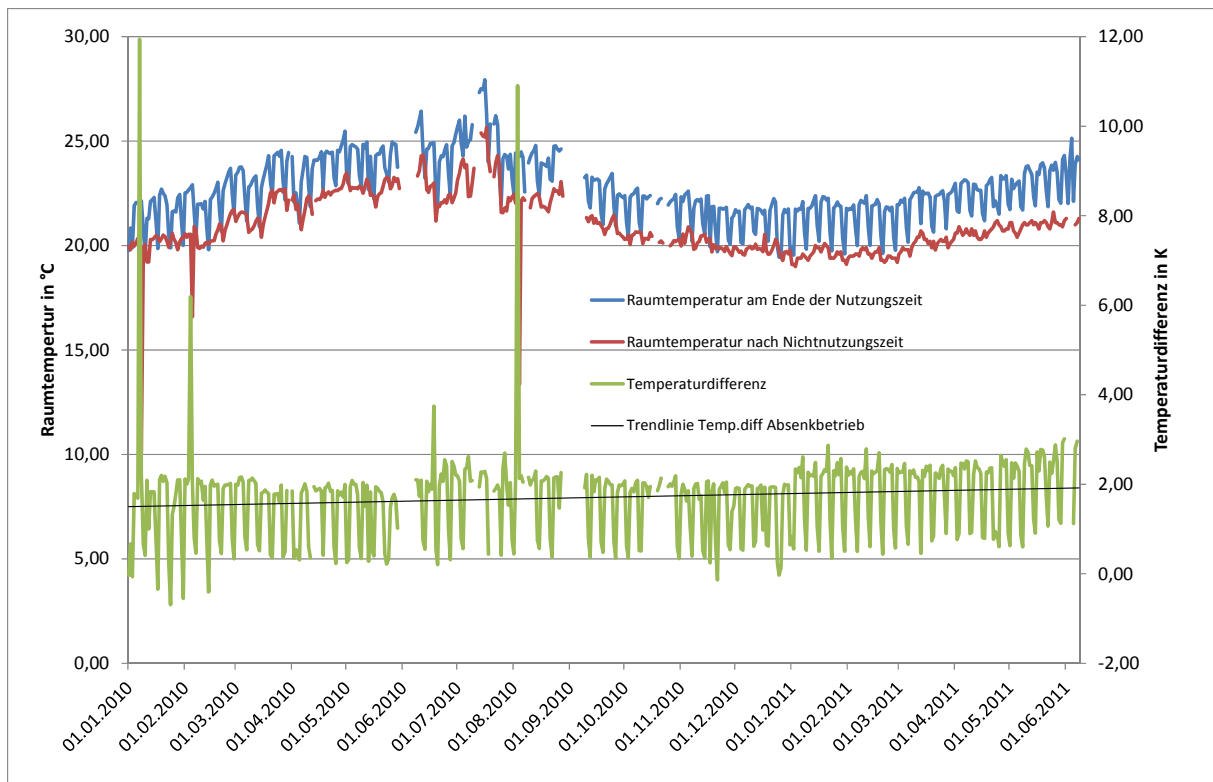


Abbildung 27: Raumtemperaturabfall nach Nichtnutzungsphase

Abbildung 27 vergleicht die Raumtemperatur (gemittelt aus allen Raumtemperatursensoren) am Ende der Öffnungszeit (20:00 Uhr, blau) mit der Raumtemperatur am Ende der Absenkhase (7:30 Uhr des Folgetages, rot). Interessant für die Bewertung der installierten Heizleistung sind nur die Monate Dezember bis Ende Februar. Auffällig ist, dass die Raumtemperaturen nicht unter 19 °C fallen. Diese Temperatur ist die Einschaltgrenze der Raumheizung in der Nutzungszeit. Dies ist ein Hinweis darauf, dass kein Absenkbetrieb für die Nichtnutzungszeit realisiert wurde.

Zur Überprüfung bietet sich die Darstellung des Sachverhaltes in einem Carpet Plot an (Abbildung 28). Darin sind folgende Betriebszustände farblich markiert:

- Ablufttemperatur > 19,5 °C (kein Heizbetrieb)
- Ablufttemperatur < 19,5 °C und Raumheizung AUS (grün/hellgrün, entspricht Absenkbetrieb)
- Ablufttemperatur < 19,5 °C und Raumheizung AN (rot/orange, kein Absenkbetrieb)

Werktage und Sonntage werden unterschiedlich farblich dargestellt, um einen eventuellen Absenkbetrieb an den Sonntagen besser sichtbar zu machen. Da die Temperatur im Abluftkanal als Schaltsignal für die Regelung des Heizbetriebes fungiert, wurde diese für den Carpet Plot gewählt. Das Einschaltkriterium der Raumheizung ist eine Ablufttemperatur von  $\leq 19$  °C. Die Messungenauigkeit des



Temperatursensors von  $\pm 0,5$  K wurde berücksichtigt. Die Darstellung in einem Carpet Plot ermöglicht eine schnelle und einfache Auswertung: Ist der Plot in der Nichtnutzungszeit grün (hellgrün für Sonn- und Feiertage), konnte das Gebäude frei auskühlen. Ist er rot (bzw. orange) wird diese Auskühlung begrenzt.

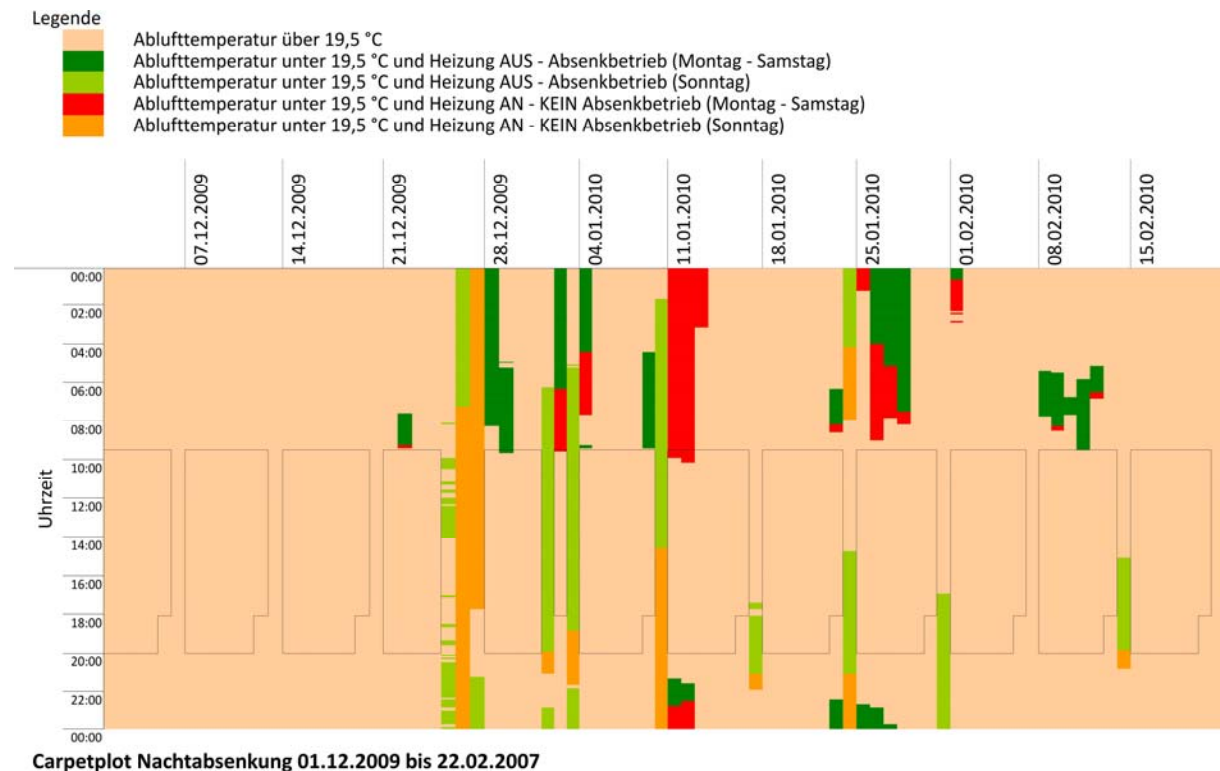


Abbildung 28: Kontrolle des Absenkbetriebes der Raumheizung mit Hilfe eines Carpetplots

Aus Abbildung 28 sind folgende Sachverhalte ableitbar:

1. Nur an wenigen Tagen in der Heizperiode werden in der Nichtnutzungszeit Raumtemperaturen  $\leq 19,5$  °C (Einschaltgrenze Heizung) erreicht.
2. Eine schaltungstechnische Nachtabsenkung gibt es nicht. Wenn die Temperatur unter 19,5 °C absinkt, wird geheizt.
3. Auch eine Wochenendabschaltung gibt es nicht - auch an Sonntagen wird geheizt.

Im Ergebnis wurde das Gebäude an Zeitpunkten beheizt, an denen dies nicht nötig war. Demgegenüber sind keine Betriebsphasen nachweisbar, für die das Vorhalten einer Aufheizleistung notwendig ist. Aus den Messwerten ergibt sich, dass auch bei der Implementierung einer schaltungstechnischen Nachtabsenkung nur in wenigen Fällen eine Wiederaufheizung des Gebäudes notwendig ist. Aufgrund der großen Speichermasse des Gebäudes sinkt die Raumtemperatur nur langsam ab. Die Einschaltgrenze der Heizung wird selten erreicht. Es existiert daher nur eine geringen Anzahl an Tagen, an denen eine Nachtabsenkung erreichbar wäre. Aus

energetischer Sicht sind zwischen der derzeitigen Betriebsweise und einem neu einzurichtenden Absenkbetrieb keine wesentlichen Unterschiede zu erwarten sind. Damit ist die installierte Wärmepumpe aus jetziger Sicht als deutlich überdimensioniert zu bewerten. In Hinblick auf den Einsatz von LED-Beleuchtung in den Verkaufsräumen, welche weniger innere Wärmelasten verursachen wird, muss diese Aussage nach dem Umbau neu überprüft werden. Die Heizlast wird ansteigen. Es ist zu erwarten, dass die Raumtemperaturen in der Nichtnutzungszeit ebenso langsam sinken wie bisher, allerdings auf einem niedrigeren Temperaturniveau. Ein Absenkbetrieb kann dann zu merklichen Einsparungen führen. Die Aufheizzeit nach DIN EN 12831 ist dann so zu bestimmen, dass folgende Gleichung für  $\theta_{HL} = Q_{h,WP} = 47 \text{ kW}$  gilt:

$$\theta_{HL} = \theta_T + \theta_V + \theta_{RH}$$

dabei ist:

$\theta_{HL}$  Heizlast des Gebäudes

$\theta_T$  Transmissionswärmeverlust des Gebäudes

$\theta_V$  Lüftungswärmeverlust des Gebäudes

$\theta_{RH}$  zusätzliche Aufheizleistung des Gebäudes

#### **6.4 Einflüsse der Anlage auf das sondennahe Erdreich**

Auf Wunsch des Bauherren wurden die Parkflächen des Untersuchungsobjektes mit einer Temperierung ausgestattet. Diese dient im Winter zur Schnee- und Frostfreihaltung der Parkflächen. Die dafür notwendige Energie wird aus dem Solekreislauf unmittelbar vor dem Wiedereintritt in die Erdsonden ausgekoppelt (siehe Abbildung 4 und Abbildung 29). Eine Temperierung ist nur für Außentemperaturen  $\leq 3^\circ\text{C}$  vorgesehen. Die Umstellung erfolgt über ein Dreiwegeventil im Solekreislauf.

Ein weiteres Ziel des Bauherren war es dabei, den von ihm befürchteten zu hohen Soletemperaturen entgegenzuwirken. Zusätzlich zum Betrieb der Wärmepumpe sollte im Winter über die Parkplatztemperierung der Rücklauf des Solekreises weiter abgekühlt werden, was insgesamt niedrigere Solerücklauftemperaturen zur Folge hätte. Dies würde sich jedoch energetisch negativ auf den Nutzungsgrad der Wärmepumpe auswirken, da die Wärmequelltemperatur gesenkt würde.

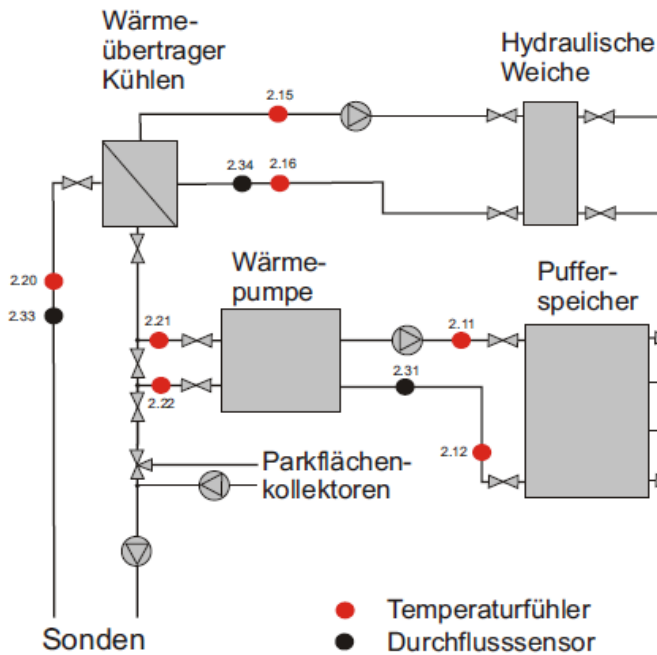


Abbildung 29: Ausschnitt Anlagenschema

Zur Bewertung der Einflüsse des Heiz- und Kühlsystems sowie der Parkplatztemperierung auf die Umgebung der Erdsonden wurde in Abbildung 30 der Energiestatus der Sonden dargestellt. Dieser bildet den Nutzwärme- bzw. den Nutzkälteverbrauch des Gebäudes als fortlaufende Kurve ab. Eine ansteigende Kurve bedeutet, dass Wärme über die Sonden in das Erdreich abgeführt wird (Kühlfall). Eine abfallende Kurve steht für Wärmeentzug aus dem Erdreich (Heizfall). Es ist deutlich der enorme Nutzkälteverbrauch in der Kühlperiode zu erkennen. Im Gegensatz dazu ist der Energieentzug durch die Wärmepumpe sehr gering. Idealerweise sollten sich die in das Erdreich abgeführten und die aus ihm entnommenen Wärmemengen ausgleichen. Dieser Prozess ist nicht erkennbar. Die Ursache liegt in den hohen inneren Wärmelasten des sehr gut gedämmten Gebäudes (geringer Heizwärmebedarf). Die im Diagramm erkennbare Teilregeneration des Erdreiches beruht im vorliegenden Fall ausschließlich auf dem Wärmetransport im Erdreich selbst. Langfristig wird sich die Erdreichtemperatur jedoch erhöhen. Dies wird schneller geschehen als bei einem vergleichbaren Gebäude mit zusätzlichem Heizwärmebedarf. Als Folge daraus wird die verfügbare Kühlleistung reduziert. Die Parkplatztemperierung trägt damit zur thermischen Regeneration des Erdreiches bei; verschlechtert aber, wie bereits erwähnt, die Arbeitszahl der Wärmepumpe.

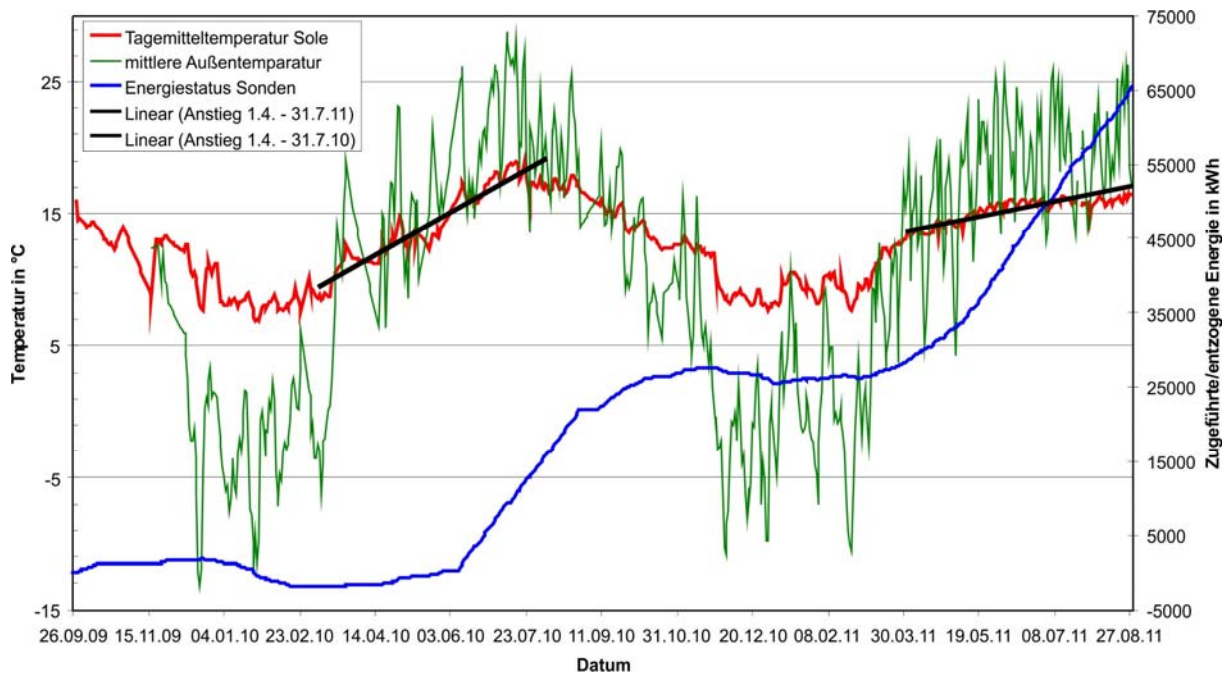


Abbildung 30: Energiestatus der Erdsonden, Datenbestand bis 29.08.2011

Bei der Auswertung der Messdaten für den Sommer 2010 wurde festgestellt, dass der Verlauf der Austrittstemperatur der Sole aus dem Erdreich dem der Außentemperatur folgt (siehe Abbildung 30). Weiterhin wurden gegenüber den Auslegungswerten sehr hohe Soletemperaturen festgestellt, obwohl die realen Kühlleistungen deutlich unter den Planungsvorgaben lagen. Bei einer Begehung wurde festgestellt, dass das Dreiwegeventil nicht mehr ansteuerbar war und die Parkplatztemperierung permanent – auch im Sommer – durchströmt wurde. Dadurch wurde die nach Osten orientierte Parkplatzoberfläche durch die kältere Sole gekühlt. Als Folge wurde die Sole erwärmt und zusätzliche Energie in die Erdsonden eingetragen. In der Planung wurde von Soletemperaturen um 15 °C ausgegangen. Tatsächlich wurden bis zu 19 °C gemessen. Einen Überblick über die Auswirkungen der Ventilfehlstellung gibt Tabelle 20. Die Beispielrechnung dient der Bestimmung der Größenordnung der durch solare Einstrahlung in das Erdreich eingebrachten Energie. Dabei wird unterstellt, dass 25 % der solaren Strahlung thermisch wirksam werden; der Großteil wird reflektiert. Zum Vergleich: Mit Hilfe von Solarkollektoren können 30 – 50 % der jährlichen Sonneneinstrahlung thermisch nutzbar gemacht werden. Es wird deutlich, dass die über die Parkplatztemperierung in das Erdreich einbringbare Energiemenge infolge solarer Einstrahlung ein nicht zu vernachlässigender Betrag ist, der im vorliegenden Fall den Nutzkälteverbrauch des Objektes um das 2,5fache übersteigt.

Tabelle 20: Auswirkungen der Ventilfehlstellung der Parkplatztemperierung bezogen auf ein Betriebsjahr

Geplante max. Soletemperatur	15 °C
gemessene max. Soletemperatur	19 °C
Nutzkälteverbrauch Gebäude nach Messdaten 2010	31.850 kWh/a
temperierte Parkplatzfläche	400 m <sup>2</sup>
solare Einstrahlung Standort Bautzen nach DIN V 4108 - 6	1000 kWh/(m <sup>2</sup> a)
Thermisch nutzbare Solarstrahlung	200 kWh/(m <sup>2</sup> a)
Energieeintrag Erdreich über Parkplatz	80.000 kWh/a

Die Fehlstellung wurde am 16.03.2011 erkannt und behoben. Im Ergebnis konnte nachgewiesen werden, dass im Vergleich zum Jahr 2010 der Anstieg der Soletemperaturen im Zeitraum von April – Juli im Jahr 2011 geringer war, dargestellt durch die beiden Trendlinien in Abbildung 30. Darüber hinaus wird deutlich, dass die sehr hohen Soletemperaturen von 2010 im Jahr 2011 nicht wieder erreicht wurden. Das Maximum lag dabei bei 16,9 °C im Vergleich zu 19 °C im Jahr 2010.

Energetisch vorteilhaft war jedoch, dass im verhältnismäßig kühlen August/September 2010 die Soletemperatur absank, trotzdem das Gebäude weiter gekühlt wurde. Der Gebäuderücklauf konnte sich dabei schon über die Parkflächen abkühlen. Dadurch wurden die Erdsonden entlastet, was zu erhöhten Arbeitszahlen der Kältebereitstellung und höheren Kühlleistungen in diesen Monaten führte. Dieser Trend ist im Jahr 2011 aufgrund der Behebung der Fehlstellung des Ventils nicht

Zusammenfassend kann für das vorliegende Objekt abgeleitet werden, dass der Betrieb der Parkplatztemperierung im Winter sinnvoll ist. Durch den sehr geringen Heizwärmebedarf fällt der negative Aspekt der Senkung des Nutzungsgrades der Wärmepumpe gegenüber der zusätzlichen Regeneration des Erdreiches kaum ins Gewicht. Da für das Objekt bei geplanten 15 °C Soletemperatur im Sommer nur 16,9 °C gemessenen wurden, ist jede Senkung der Soletemperatur von Bedeutung (siehe Tabelle 18).

Für Objekte mit höherem Heizenergiebedarf ist diese Aussage neu zu überprüfen. Der Betrieb einer Parkplatztemperierung kann dann aber aus betriebstechnischer Sicht sinnvoll sein, wenn entsprechende Kosten für einen Schneeräumdienst eingespart werden können.

Aus den Erfahrungen mit der Fehlstellung im Sommer 2010 ergibt sich die Empfehlung an den Bauherren, die Parkplatztemperierung nicht nur im Winter zu betreiben. Liegt die Außentemperatur unter der Soletemperatur, kann die Parkfläche zur Rückkühlung genutzt werden. Die Sonden werden dadurch zusätzlich geschont.

Eine solche Regelung macht eine Überwachung der Ventilstellung erforderlich, wie sie derzeit noch nicht installiert ist. Dies ist jedoch generell zu empfehlen, um weitere energetisch höchst nachteiligen Fehlstellungen vorzubeugen.

### 6.5 Bewertung der Bypassschaltung der Lüftungsanlage

Zur Entlastung der Erdsonden wurde auf Wunsch des Betreibers eine Bypassklappensteuerung für das Lüftungsgerät installiert. Diese ermöglicht in einem definierten Außentemperaturfenster zusätzlich zur Lastabfuhr über die Kühldecken, die Kühlung in begrenztem Maß über das Lüftungsgerät zu realisieren. Dabei wird das Prinzip der freien Kühlung ausgenutzt. Durch den Bypass wird der Wärmeübertrager im Lüftungsgerät und somit die Wärmerückgewinnung umgangen. Dadurch wird die Außenluft nicht mehr durch die warme Raumabluft vorgeheizt. Die Bypassklappe wird als Mischer jeweils so weit geöffnet/geschlossen, dass eine Zulufttemperatur von 14 °C erreicht wird. Die Funktionsweise des Bypasses ist in Abbildung 31 schematisch dargestellt. Steigt die Außentemperatur über die Raumtemperatur wird der Bypass geschlossen, um die Außenluft durch den Wärmeübertrager vorzukühlen.

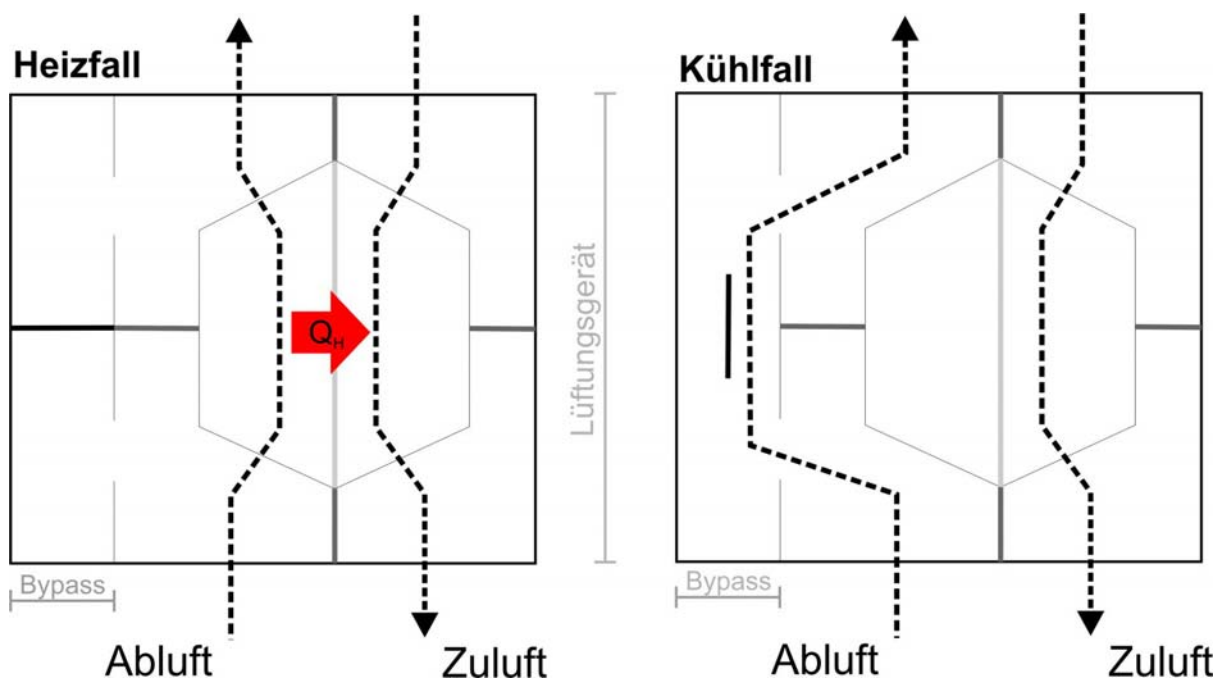


Abbildung 31: Schematische Darstellung des Bypasses im Lüftungsgerät

Aus Kapitel 5.2.3 geht hervor, dass der Bypassbetrieb der dominierende Betriebsfall der Lüftungsanlage ist. Dies erfordert eine detaillierte energetische Bewertung. Dabei wurde die freie Kühlung mit Hilfe der Bypassklappensteuerung mit der Erdsondenkühlung hinsichtlich des Nutzens und des Aufwandes verglichen. Die Nutzkälte steht bei der Erdsondenkühlung und der freien Kühlung praktisch umsonst zur Verfügung. Daher sind die Transportkosten für das jeweilige Kühlmedium entscheidend. Hier erweisen sich Wasser-Systeme, wie die installierte

Betonkernaktivierung, als effektiver [17]. Dies wurde für das Sportgeschäft Timm am Beispiel eines ausgewählten Messtages nachgewiesen. Für einen Tag, an dem die Bypassklappe in Betrieb war (29.04.2010), wurden die Arbeitszahlen der Kühlung bestimmt. Dafür wurde die an diesem Tag aus den Räumen abgeführte Wärmemenge ermittelt und der Energieverbrauch für die Kühlung mit Hilfe der Erdsonden und der Lüftung berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 21 dargestellt und verdeutlichen, dass die Kühlung mit Hilfe der Erdsonden deutlich effektiver ist. Die ermittelten Arbeitszahlen stellen Tagesmittelwerte dar.

Tabelle 21: Energetischer Vergleich von Erdsondenkühlung und Kühlung mit RLT am Beispiel eines ausgewählten Messtages

-	<b>Erdsondenkühlung</b>	<b>Freie Kühlung</b>
abgeführte Raumwärme	102,95 kWh	70,77 kWh
Endenergieverbrauch	9,97 kWh	23,22 kWh
Arbeitszahl Kühlen	10,32	3,05

Die Auswertung weiterer Messtage zeigt eine analoge Tendenz. Die Kühlung mit Hilfe der Erdsonden stellt das energetisch effektivere Kühlsystem dar. Die Bypassklappe wurde aber auch mit der Intention installiert, die Lastabfuhr über die Erdsonden zu entlasten. Eine solche Entlastung kann mit zur Verfügung stehenden Messtechnik nicht nachgewiesen werden. Es kann jedoch festgehalten werden, dass die Schonung der Erdsonden durch Ausnutzung der freien Kühlung mit Mehrkosten verbunden ist. Der Grund liegt in den besseren Wärmeträgereigenschaften des Wassers gegenüber Luft. Für die Gebäudekühlung ergibt sich daher, dass die Kühlung in der Nichtnutzungszeit ausschließlich über die Erdsonden realisiert werden sollte. Das Lüftungsgerät sollte dabei auf das notwendige Minimum einer Grundlüftung reduziert werden. Eine Nutzung der Bypassklappe ist nur während der Öffnungszeit des Geschäftes sinnvoll. Die Lüftungsanlage realisiert während der Nutzungszeit den physiologisch für die Anwesenden sowie den für die Abführung der von den Waren ausgehenden Geruchsstoffe notwendigen Luftwechsel. Ein Betrieb ist also zwingend erforderlich. Daher ist auch der Einsatz der Bypassklappe unkritisch, da kein energetischer Mehraufwand entsteht. Ein wirtschaftlicher Nutzen der Klappensteuerung ist nur denkbar, wenn dafür Antriebsenergie für die Erdsondenkühlung eingespart werden kann. Da die inneren Wärmelasten jedoch deutlich über den über die Lüftung abführbaren Lasten liegen, ist dieser Fall unwahrscheinlich. Zum Vergleich:

- Innere Wärmelasten durch Beleuchtung: 24,0 kW
- Über Lüftung abführbare Kühllast<sup>3</sup>: 5,3 kW

Das Grundprinzip der freien Kühlung ist prinzipiell ein guter Ansatz. Durch das Ausnutzen des Kältepotenzials der Außenluft kann Energie für den Betrieb des

<sup>3</sup> Mit  $t_{\text{Zuluft}} = 14 \text{ °C}$ ,  $t_{\text{Raum}} = 24 \text{ °C}$ ,  $t_{\text{Abluft}} = t_{\text{Raum}}$ ,  $V_{\text{RLT}} = 1600 \text{ m}^3/\text{h}$

Kälteerzeugers eingespart werden. Dies gilt allerdings nicht für das Untersuchungsobjekt. Da kein konventioneller Kälteerzeuger vorhanden ist, ist das Ausnutzen der freien Kühlen über die Lüftungsanlage gegenüber der Erdsondenkühlung aus energetischer Sicht nicht sinnvoll. Grund dafür sind die sehr gute Arbeitszahl des Erdsondenkühlsystems und die besseren Wärmeträgereigenschaften von Wasser gegenüber Luft. Ob es lohnt, die Gebäudekühlung über die Lüftungsanlage zu realisieren hängt demnach vom installierten Kühlsystem ab. Bei weniger effektiven Systemen als dem hier vorhandenen (z.B. Kompressionskälteaggregate), kann das Ausnutzen der freien Kühlung über die Lüftungsanlage mit Hilfe einer Bypassklappensteuerung energetisch sinnvoll sein.



## 7 Einfluss der Gebäudelüftung

Passivhäuser müssen dicht ausgeführt sein. Eine mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung ist daher zwingend erforderlich, um den notwendigen Luftwechsel zu realisieren. Der energetische Vergleich des Untersuchungsobjektes mit einem fiktiven Gebäude in EnEV-Qualität gleicher Nutzung zeigte, dass im vorliegenden Fall die luftdichte Bauweise des Gebäudes zu einem erhöhten Kühlenergiebedarf führt (vgl. Abbildung 9). Dies führt zu der Frage, ob eine möglichst dichte Ausführung für Gebäude mit hohen Wärmelastenzweckmäßig ist. Zusätzlich existiert bei Geschäftshäusern nutzungsbedingt ein Luftwechsel infolge von Türöffnungen durch die Kunden. Dabei ist es von Interesse, welche Höhe dieser zusätzliche Luftwechsel hat und inwieweit er die Energiebilanz des Gebäudes beeinflusst. Es ist unbekannt, ob der Außenluftvolumenstrom im Gebäude nutzbar ist oder ob er minimiert werden sollte, um Energie einzusparen.

Der Gebäudeluftwechsel kann wie folgt aufgeteilt werden:

- Luftwechsel durch mechanische Lüftung
- Luftwechsel infolge von Undichtheiten der Gebäudehülle
- Luftwechsel infolge von Türöffnungsvorgängen

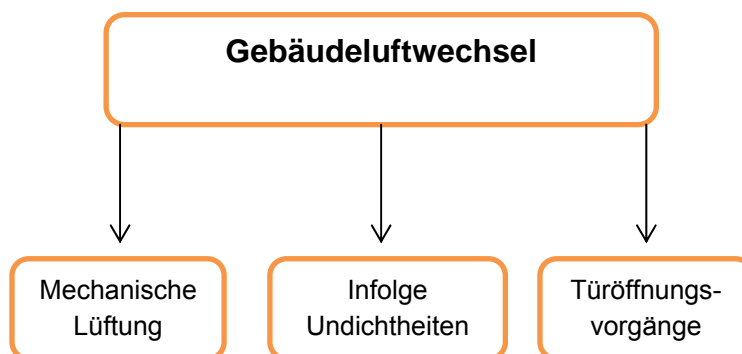


Abbildung 32: Unterteilungen des Gebäudeluftwechsels

## 7.1 Mechanische Lüftung

Die Lüftungsanlage realisiert den notwendigen Luftvolumenstrom während der Öffnungszeit. Es handelt sich um eine Zu- und Abluftlüftungsanlage. In den Nichtnutzungsstunden wird die Leistung der Ventilatoren gedrosselt, um in den Nachtstunden Gerüche von den Textilien und Lederwaren abzuführen. Das installierte Lüftungsgerät verfügt über einen Nennvolumenstrom von  $\dot{V}_{\text{masch}} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Das derzeitige Regelungsregime sieht folgenden Betrieb der Lüftungsanlage vor:

- Mo – Sa, 7:00 – 20:00 Uhr  $\rightarrow P_{\text{Ventilator}} = 60 \%$
- Mo – Sa, 20:00 – 7:00 Uhr  $\rightarrow P_{\text{Ventilator}} = 30 \%$
- So: Lüftungsanlage außer Betrieb

Die Planungswerte sahen einen Luftvolumenstrom von  $\dot{V}_{\text{masch}} = 1600 \text{ m}^3/\text{h}$  für die Verkaufs- und Büroflächen vor. Davon waren anteilig  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$  für den Verkaufsraum und  $400 \text{ m}^3/\text{h}$  für die Büros vorgesehen. Abbildung 33 zeigt den tatsächlichen Verlauf des Außenluftvolumenstroms aus den Messdaten des Monitorings für das Jahr 2010.

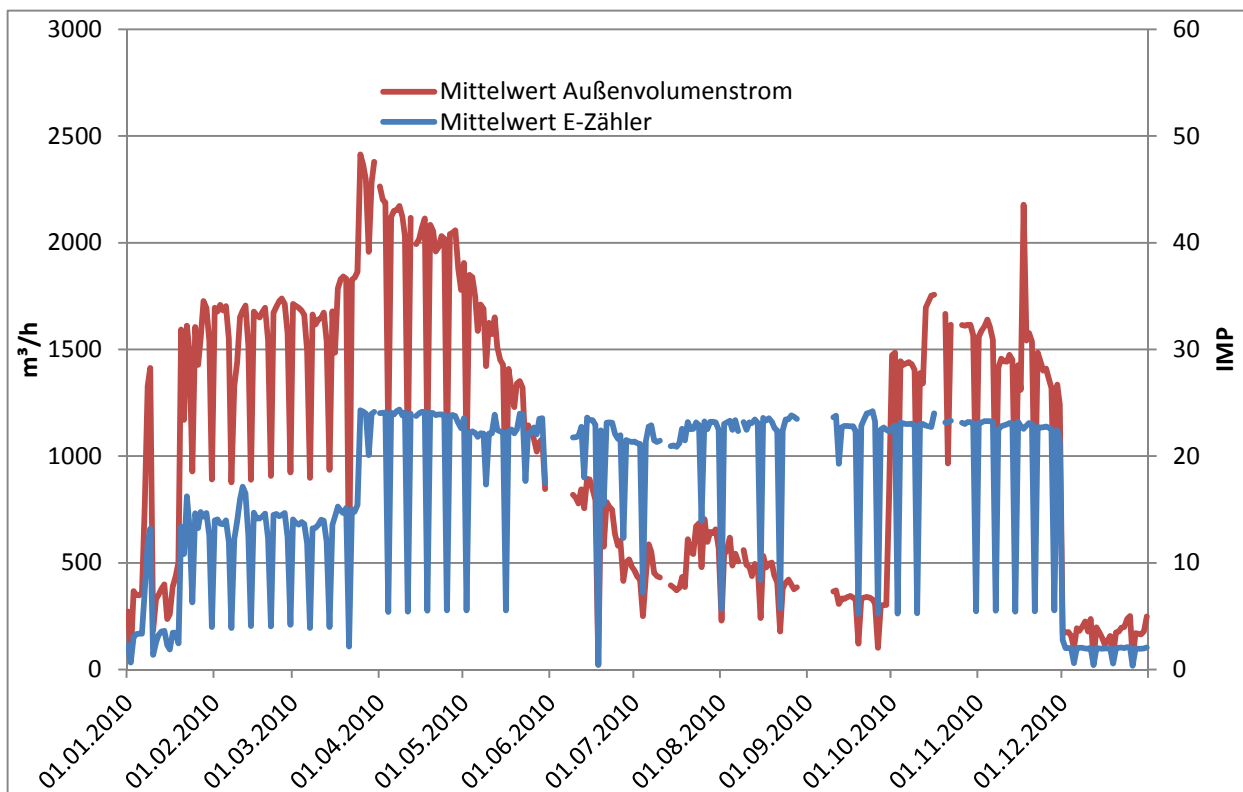


Abbildung 33: Verlauf des Außenluftvolumenstroms und der Elektroenergieimpulse während der Nutzungszeit (1 IMP = 1 Wh)

Wie die Monate Februar bis Mitte März sowie Mitte Oktober bis Ende November zeigen, können die Planungswerte eingehalten werden. Deutlich zu erkennen ist auch der beginnende gedrosselte Betrieb der Anlage zu Beginn der Heizphase im Dezember 2010.

Der Verlauf zeigt jedoch auch Unregelmäßigkeiten auf. So liegt der Messwert des Außenvolumenstroms Ende März/April zum Teil über dem Maximalvolumenstrom, welcher durch die Anlage laut Herstellerangaben realisiert werden kann. Dieser Zeitraum korrespondiert mit dem Einbau und der Inbetriebnahme der Bypassklappensteuerung. Erhöhte Volumenströme sind durch eine Senkung des Druckverlustes im Kanalnetz möglich. Dadurch wird die Netzkennlinie verändert, was im vorliegenden Fall in steigenden Volumenströmen resultiert. Die genaue Ursache für den sinkenden Druckverlust konnte nicht nachgewiesen werden; im Bereich des Messfühlers erfolgte keinerlei Veränderung.

In den Sommermonaten sinkt der Außenluftvolumenstrom mit einer deutlich erkennbaren Abklingkurve. Diese lässt auf einen zugesetzten Luftfilter schließen. Deutlich erkennbar ist, dass die Leistung der Ventilatoren im betreffenden Zeitraum konstant bleibt. Mit sinkendem Luftvolumenstrom sinkt daher die Stromeffizienz der Anlage erheblich. Ende Juli wurde der Filter gewechselt. Die niedrigen Werte bis Oktober sind auf den zugesetzten Messfühler im Außenluftkanal zurückzuführen und daher als Messfehler zu bezeichnen. Eine Reinigung brachte den gewünschten Effekt, so dass ab Oktober wieder der Normalbetrieb der Anlage und die Planungswerte für den Außenluftvolumenstrom bestätigt werden können.

Der Planungswert für die Verkaufsflächen konnte weiterhin mit Hilfe einer Tracergasmessung bestätigt werden. Siehe dazu Tabelle 22 in Kapitel 7.3.

## 7.2 Luftwechsel infolge von Gebäudeundichtheiten (Infiltration)

Während der Bauphase wurde durch den Bauherren sehr gründlich auf eine dichte Ausführung des Gebäudes geachtet. Dies spiegelt sich in der sehr guten Infiltrationsrate von  $0,12 \text{ h}^{-1}$  [18] wieder. Die Passivhauskriterien schreiben eine Infiltrationsrate  $\leq 0,6 \text{ h}^{-1}$  vor. Aus dem Drucktestergebnis kann der real vorhandene Luftvolumenstrom durch Infiltration nach DIN 1946-6 bestimmt werden:

$$q_{v,\text{inf,wirk}} = f_{\text{wirk,Komp}} \cdot A_{\text{NE}} \cdot H_{\text{R}} \cdot n_{50} \cdot (f_{\text{wirk,Lage}} \cdot \Delta p / 50)^n = 46,09 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Dabei ist:

$q_{v,\text{inf,wirk}}$	Wirksamer Luftvolumenstrom durch Infiltration in $\text{m}^3/\text{h}$
$f_{\text{wirk,Komp}}$	= 0,5 (vereinfacht)
$A_{\text{NE}} \cdot H_{\text{R}} = V_{\text{R}}$	= 4137,34 $\text{m}^3$ , Raumvolumen
$n_{50}$	Messwert des Luftwechsels bei 50 Pa Druckdifferenz = $0,12 \text{ h}^{-1}$
$f_{\text{wirk,Lage}}$	= 1 (vereinfacht)

$\Delta p$  Auslegungsdruckdifferenz, = 4 Pa  
n Druckexponent, Vorgabewert  $n = 2/3$

Im Vergleich zu der maschinellen Lüftung ist der Luftvolumenstrom infolge von Infiltration vernachlässigbar gering. Eine niedrige Infiltrationsrate ist sowohl im reinen Heizbetrieb ( $t_{\text{außen}} \ll t_{\text{Raum}}$ ) als auch im Kühlbetrieb bei  $t_{\text{außen}} > t_{\text{Raum}}$  sinnvoll. In dem dazwischen liegenden, breiten Außentemperaturbereich kann eine niedrige Infiltrationsrate die Gebäudekühlung erschweren, da ein Ausnutzen von freier Kühlung kaum möglich ist. Gerade im Zusammenhang mit den vorherrschenden hohen inneren Wärmelasten muss geprüft werden, inwieweit eine derart luftdichte Ausführung energetisch sinnvoll ist.

Ausgangspunkt war das Modell, dass bei Gebäuden mit sehr großen inneren Lasten über weite Zeiträume eines Jahres die mit Temperaturen unterhalb der Raumtemperatur durch Infiltration einströmende Außenluft zur Gebäudekühlung beitragen kann. Ein höherer  $n_{50}$ -Wert würde damit zur Einsparung von zur Kühlung notwendiger Endenergie führen. Im Gegenzug dazu würde das aber im alleinigen Heizfall zu einem höheren Heizenergiebedarf und bei Außentemperaturen oberhalb der Raumtemperatur zu einem höheren Kühlenergiebedarf resultieren.

Um diese Frage zu klären, wurde mit den vorhandenen Daten für das Sporthaus Timm für ein Jahr (01.01.10 – 31.12.10) der Endenergiebedarf für Heizung und Kühlung bei geänderter Luftdichtigkeit des Gebäudes rechnerisch abgeschätzt. Die Berechnung erfolgte dabei in Schrittweiten von jeweils einer Minute. Da die inneren Lasten der Bereiche Verkauf (hoher Wärmeeintrag durch die Verkaufsraumbeleuchtung) und Büro stark unterschiedlich sind, eine messtechnische Auftrennung der beiden Nutzungsbereiche jedoch nicht möglich war, wurde der Energieein-/austrag durch die einströmenden Infiltrationsluft entsprechend dem Flächenanteil der beiden Nutzungsarten differenziert bewertet.

Prinzipielle Vorgehensweise:

1. Aus den vorhandenen Gebäude- und Messdaten wurde der Energieeintrag durch die einströmende Fugenluft bestimmt.
2. Daraus wurde der bei geänderten  $n_{50}$ -Werten entstehende Energiestrom berechnet.
3. Getrennt für die beiden Nutzungsbereiche wurde bestimmt, ob daraus
  - eine Erhöhung/Verringerung der benötigten Heizleistung oder
  - eine Erhöhung/Verringerung der benötigten Kühlleistung resultiert.
4. Die Ergebnisse wurden jeweils für einen Tag aufsummiert und auf Plausibilität geprüft. Tage mit fehlenden Messwerten und solche ohne in Betrieb befindlicher Kühl- und Heizanlage wurden nicht in die Auswertung einbezogen.
5. Aus diesen Daten ergab sich die grafische Darstellung der Abhängigkeit des Energiebedarfs von der Luftdichtheit des Gebäudes.

Die Berechnung erfolgt auf der Basis von Nutzenergie, die dann mit den über den gleichen Zeitraum ermittelten Arbeitszahlen von Heizung ( $\beta_{a,H} = 6$ ) und Kältebereitstellung ( $\beta_{a,K} = 17,67$ ) in Endenergie (in beiden Fällen elektrische Energie) umgerechnet wurde.

Zur Entscheidung über die energetischen Auswirkung der jeweils minütlich ein-/ausgetragenen Energie wurde die Matrix in Anhang A5 verwendet.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnung sind in Abbildung 34 dargestellt. Da die Endenergieform zur Bereitstellung der Nutzenergie sowohl für die Heizung als auch der Kühlung Elektroenergie ist, kann eine direkte Summation der beiden Positionen erfolgen.

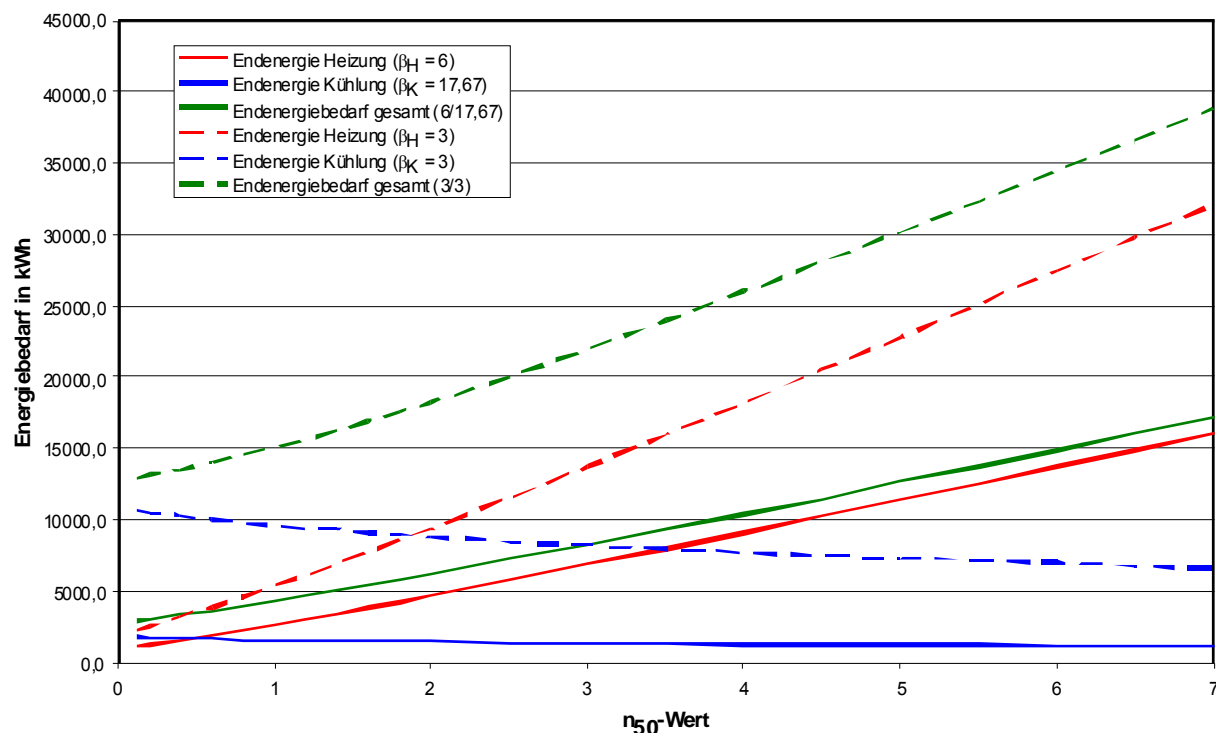


Abbildung 34: Endenergiebedarf in Abhängigkeit der Luftdichtheit der Gebäudehülle bei unterschiedlichen Arbeitszahlen für Wärme- und Kältebereitstellung

Für das vorliegende Objekt und das erfasste Nutzerverhalten ist erkennbar, dass der Kühlenergiebedarf mit steigender Infiltrationsrate sinkt, sich aber einem Minimalwert nähert. Dies bestätigt die Vermutung aus Kapitel 2.3. In der Summe nimmt der Gesamtenergiebedarf des Gebäudes allerdings zu, da die mit steigenden  $n_{50}$ -Werten zusätzlich eingebrachte und nicht mehr zur Kühlung nutzbare Kaltluft erwärmt werden muss. Die im Vergleich zur Heizenergieerzeugung sehr gute Arbeitszahl der Kühlung verstärkt diesen Effekt. Umgekehrt bedeutet dies, dass sich bei Kühlsystemen mit niedrigerer und/oder Wärmeerzeugern mit besseren Arbeitszahlen ein anderer Kurvenverlauf ergeben wird (Abbildung 34, unterbrochene Linien).

Ein ähnlicher Zusammenhang könnte für den U-Wert der Gebäudehülle bestehen, da dieser den Heiz- und Kühlenergiebedarf auf ähnliche Weise beeinflusst wie die Infiltrationsrate. Dies hätte erheblichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Passivhausbauweise. Die entstehenden Mehrkosten im Vergleich zu konventionellen Gebäuden entstehen hauptsächlich durch den erheblich höheren Dämmaufwand und der aufwendigen luftdichten Ausführung. Sofern ein energetisches Optimum zwischen U-Wert, Infiltrationsrate und Heiz-/Kühlenergiebedarf nicht in einer möglichst dichten Ausführung und bestmöglicher Dämmung zu finden ist, können sich enorme wirtschaftliche Vorteile ergeben. Andererseits bedeutet dies, dass die bestehenden konstruktiven Passivhauskriterien für Gebäude mit hohen inneren Wärmelasten im Allgemeinen und Geschäftshäusern mit großen Verkaufsflächen im Speziellen überdacht werden sollten.

### **7.3 Nutzungsbedingter Luftwechsel durch Türöffnungsvorgänge**

Türöffnungen sind bei Geschäftsgebäuden nutzungsbedingt notwendig. Dieser „offene Betrieb“ scheint zunächst im Gegensatz zur Passivhausphilosophie zu stehen, nach welcher ein Gebäude luftdicht gebaut und betrieben werden sollte. Der Einfluss der Türöffnungen auf den Gebäudeluftwechsel und die Energiebilanz wird in der DIN V 18599 nicht explizit berücksichtigt. Für das Sportgeschäft Timm wurde mit Hilfe von Tracer-Gas-Messungen der Luftvolumenstrom über die Türöffnungen messtechnisch bestimmt.

Als Tracer-Gas wurde SF<sub>6</sub> in die Zuluftkanäle der Lüftungsanlage injiziert. Die Zielkonzentration im Raum betrug 2 ppm. Der Gebäudeluftwechsel verursacht Änderungen dieser Konzentration, welche durch Nachdosierung von SF<sub>6</sub> ausgeglichen werden. Über die nachdosierte Menge an Tracer-Gas kann daraus der Außenluftvolumenstrom bestimmt werden. Als Bezugsvolumen wurden ausschließlich die Verkaufsflächen betrachtet. Bei der Durchführung der Messung wurden alle anderen Räume lufttechnisch von den Verkaufsräumen getrennt. In einer ersten Probemessreihe (04.11.2009) wurde untersucht, ob sich das beschriebene Verfahren prinzipiell für die Abbildung der Türöffnungsvorgänge eignet. Dazu wurden in definierten Zeiträumen die Türen mehrfach hintereinander geöffnet bzw. für eine gewisse Zeit offen gelassen. Beide Türöffnungsszenarien lassen sich aus dem Verlauf des gemessenen Außenluftwechsels (Abbildung 36) rekonstruieren. In der Zeit von 14:37 bis 14:40 stand eine Tür für 3 Minuten offen. Der Außenluftwechsel steigt in dieser Zeit signifikant an. Nach einer Phase des Konzentrationsangleiches wurden von 16:15 bis 16:20 die Schließzeiten aller Türen bestimmt. Dazu wurden alle Türen mehrfach hintereinander geöffnet. Der Außenluftwechsel steigt im betreffenden Zeitraum erwartungsgemäß an.

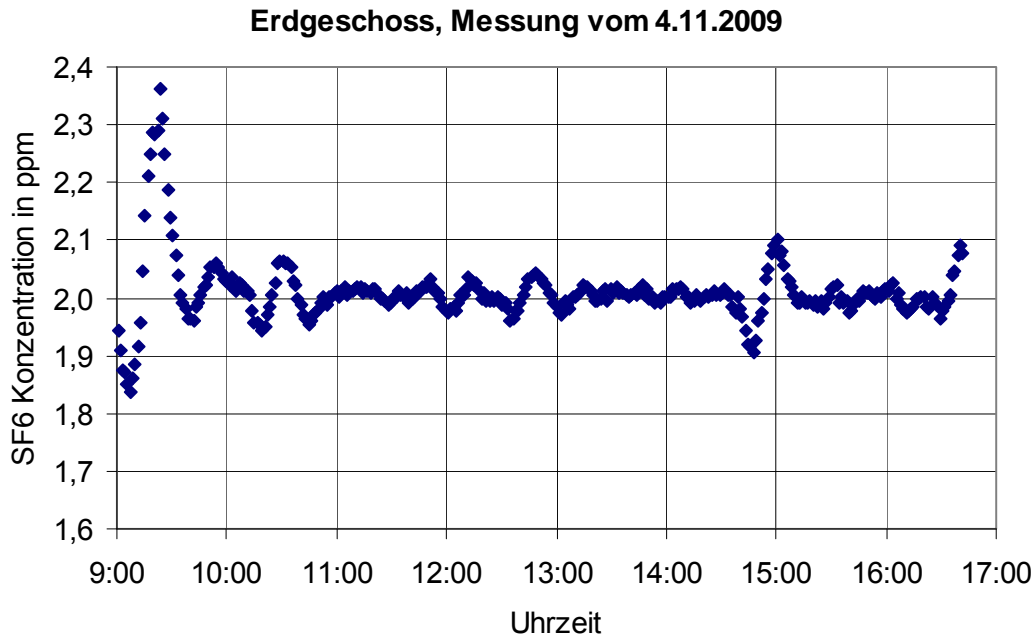


Abbildung 35: Konzentration von Schwefelhexafluorid im Erdgeschoss

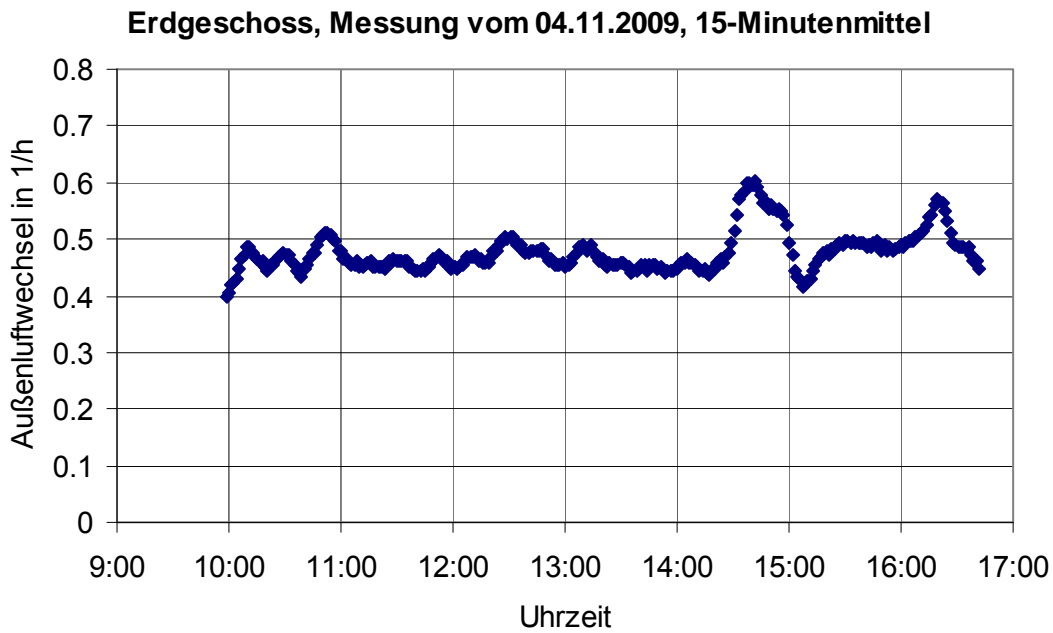


Abbildung 36: Außenluftwechsel im Erdgeschoss, gleitender 15 Minutenmittelwert

Mit dem angewendeten Messverfahren lassen sich die Türöffnungsvorgänge und ihre Auswirkungen auf den Gebäudeluftwechsel hinreichend genau nachvollziehen. Ziel der Untersuchungen war es, den Volumenstrom über eine Türöffnung zu bestimmen (Tabelle 22).

Tabelle 22: Bestimmung des Luftvolumenstroms einer Türöffnung, Messreihe 16.03.2011

Kategorie	Messwert enthält	Bezugszeitraum	Messwert
Luftvolumenstrom vor Öffnungszeit	maschinelle Lüftung + Infiltration	8:00 - 8:30	1214,90 m <sup>3</sup> /h
Luftvolumenstrom Normalbetrieb	maschinelle Lüftung + Infiltration + Türöffnungen	12:00 - 13:00	1446,02 m <sup>3</sup> /h
Anzahl Türöffnungen	-	12:00 - 13:00	54 n
Differenz Luftvolumenstrom	-	-	231,12 m <sup>3</sup> /h
Luftvolumenstrom je Türöffnung	-	-	4,28 m <sup>3</sup> /n

Dazu mussten zunächst die Anteile der maschinellen Lüftung und der Infiltration am Gesamtluftvolumenstrom definiert werden. Dazu wurden Messwerte vor Geschäftsbeginn verwendet (ohne Türöffnung). Der gemessene Volumenstrom von  $\dot{V}_{\text{masch}} + \dot{V}_{\text{Inf}} = 1215 \text{ m}^3/\text{h}$  bestätigt die Planungswerte für die Verkaufsräume von  $\dot{V}_{\text{masch}} = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Im Normalbetrieb mit Türöffnungen ergaben sich höhere Volumenströme. Da die Anteile der maschinellen Lüftung und der Infiltration als nahezu konstant angesehen werden können, resultiert die Differenz aus den Türöffnungen. Für einen definierten Zeitraum von einer Stunde wurden die Türöffnungen ausgezählt und auf die Differenz verteilt. Daraus ergibt sich ein Volumenstrom je Türöffnung von durchschnittlich  $\dot{V}_{\text{TÖ}} = 4,3 \text{ m}^3/\text{n}$ . Dieser Rechenwert gilt jedoch nur für die am Messtag (16.3.2011) vorherrschenden Rahmenbedingungen. Der Volumenstrom infolge von Türöffnungen ist analog des Infiltrationsvolumenstroms maßgeblich von der Temperaturdifferenz von Außen- und Raumtemperatur und der daraus resultierenden Druckdifferenz abhängig. Für eine Plausibilitätskontrolle der Messergebnisse wurden mit Hilfe des Berechnungstools „SommLuft“ des PHI die Volumenströme über Türöffnungsvorgänge für alle im Jahr 2010 gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Außen- und Raumluft abgeschätzt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 23 dargestellt. Der berechnete Volumenstrom der Plausibilitätskontrolle liegt etwa 25% niedriger als der Messwert. Die Abweichung ist eine Folge der Mittelwertbildung bei der Plausibilitätskontrolle einerseits und der vorhandenen Ungenauigkeit der Tracergasmessung andererseits. Dennoch kann der gemessene Luftvolumenstrom durch die Kontrollrechnung als plausibel gewertet werden.

Tabelle 23: Plausibilitätskontrolle der Messwerte der Tracergasmessung

Wirksames Raumvolumen	4137,34 m <sup>3</sup>
Anzahl Türöffnungen 2010	127.589 n/a
Türöffnungsdauer 2010	222 h/a
Gesamtvolumenstrom infolge Türöffnungen	431.053 m <sup>3</sup> /a
mittlerer Luftstrom je Türöffnung	3,38 m <sup>3</sup> /n



Aufgrund des geringen Volumenstroms ist der energetische Einfluss der Türöffnungen generell als gering zu bewerten. Dies verdeutlicht auch Abbildung 37.

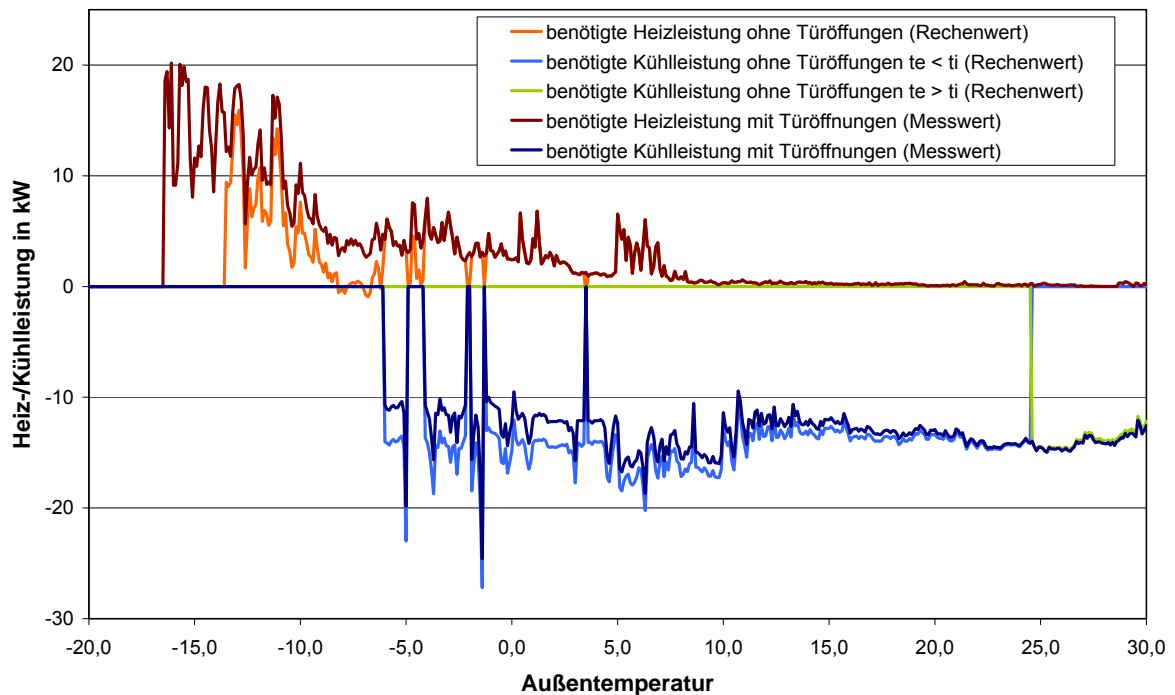


Abbildung 37: Energetische Auswirkungen der Türöffnungen, 2010

Ausgangspunkt ist die Gegenüberstellung des gemessenen Energieverbrauchs des Gebäudes zum rechnerisch prognostizierten Energieverbrauch ohne Türöffnungen. Prinzipiell ergeben sich 3 Bereiche des Einflusses der Türöffnungen. Zum Verständnis der Erläuterungen ist zusätzlich der Verlauf der Innentemperaturen in Abhängigkeit der Außentemperatur von Interesse.

:

- ☞ Bereich A: Außentemperatur unter ca. 7 °C; alle durch die Infiltration dem Gebäude entzogene Energie muss durch die Heizung ausgeglichen werden. Der einströmende Luftstrom bewirkt somit eine zusätzliche Heizlast.
- ☞ Bereich B: Außentemperatur größer ca. 7 °C und kleiner als die Raumtemperatur (ca. 23 °C); die durch die Infiltration dem Gebäude entzogene Energie reduziert die abzuführende Kühllast des Gebäudes. Übersteigt der Energieentzug durch Infiltration die Gebäudekühllast, muss theoretisch dieser Differenzbetrag durch die Heizung ausgeglichen

werden. Da allerdings im Außentemperaturbereich um  $-6\text{ °C}$  die Innentemperaturen des Gebäudes leicht absinken, führt das praktisch lediglich zu einer leichten Reduzierung der Innentemperatur. Der einströmende Luftstrom bewirkt somit in der Regel eine Absenkung der abzuführenden Kühllast.

- ☞ Bereich C: Außentemperatur größer als die Raumtemperatur (ca.  $25\text{ °C}$ ); durch die Infiltration wird eine zusätzliche Kühllast in das Gebäude eingetragen und muss durch das Kühlsystem abgeführt werden. Der einströmende Luftstrom bewirkt somit eine zusätzliche Kühllast. Da das Kühlsystem wie in Kapitel 6.2 erläutert ausgelastet ist, äußert sich dieser Energieeintrag in einer höheren Innentemperatur.

Aus energetischer Sicht ergibt sich damit, dass im Außentemperaturbereich von  $-7\text{ °C}$  bis  $25\text{ °C}$  offen stehende Türen durch die daraus resultierende Verringerung der abzuführenden Kühllast einen positiven Effekt bewirken. Über- oder unterschreitet die Außentemperatur den angegebenen Bereich, ist auf geschlossene Türen zu achten. Diese ist ebenfalls in Abbildung 38 ablesbar.

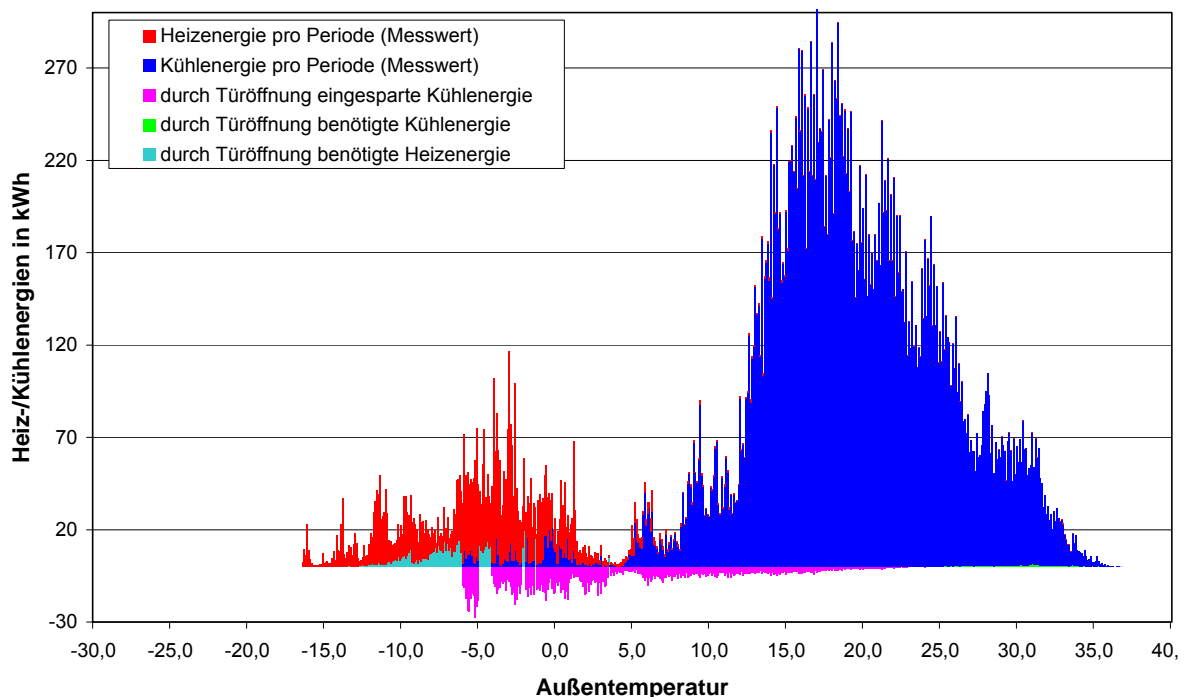


Abbildung 38: Darstellung der Nutzenergien, 2010, gestapelte Darstellung der Einzelpositionen

Die rote Säulengruppe stellt den Heizenergiebedarf bezogen auf die jeweilige Außentemperatur dar; die blaue Gruppe den Kälteenergiebedarf. Die türkisfarbige

Gruppe präsentiert den durch die Türöffnungen zur Erwärmung der eintretenden kalten Luft notwendigen Heizenergiebedarf. Im Gegensatz dazu repräsentiert die magentafarbige Gruppe den bei laufender Klimaanlage durch einströmende kalte Luft eingesparten Kälteenergiebedarf. Der im Hochsommer durch einströmende Außenluft mit Temperaturen über der Innentemperatur des Gebäudes entstehende Kälteenergiebedarf zur Abkühlung dieser Luft ist verschwindend gering und im Außentemperaturbereich ab ca. 25 °C lediglich als sehr dünner grüner Bereich unterhalb der blauen Säulengruppe erkennbar. Generell ist erkennbar, dass ab ca. 7 °C das Gebäude im Wesentlichen gekühlt wird. Im Temperaturbereich zwischen -7 °C und 7 °C findet ein gemeinsamer Betrieb von Heizung und Kühlung statt. Dies ist auf die im Gebäude vorhandenen, unterschiedlich genutzten Raumzonen zurückzuführen (Bürobetrieb mit geringen Kühllasten und Verkaufsräume mit durch die Beleuchtung bedingten hohen Kühllasten). Auch in dieser Darstellung wird deutlich, dass bei laufender Gebäudekühlung im Außentemperaturbereich von -7 °C bis 23 °C geöffnete Eingangstüren keine energetischen Verluste bewirken, sondern die notwendige Kühlenergie reduzieren. Für Gebäude mit hohen inneren Wärmelasten ergibt sich daraus die Schlussfolgerung, dass die notwendigen Kühleinrichtungen besonders sorgfältig ausgelegt werden müssen, da sie über weite Zeitbereiche alleinig die erzielbare thermische Behaglichkeit im Gebäude bestimmen. Weiterhin ist der offene Gebäudebetrieb infolge des Kundenverkehrs energetisch positiv zu bewerten.

## 8 Analyse der Nutzungsqualität

Bisher wurde nachgewiesen, dass Passivhäuser allgemein und das Sporthaus Timm in Speziellen einen niedrigen Energiebedarf aufweisen. Eine Bewertung des Energieverbrauchs ist jedoch nur im Zusammenhang mit der vorherrschenden Nutzungsqualität sinnvoll. Als Nutzen der eingesetzten Energie kann die thermische Behaglichkeit im Raum/Gebäude angesehen werden. Generell kann bei einer nutzungsgerechten Klimatisierungsweise von einem direkten Zusammenhang zwischen thermischer Behaglichkeit und Energieverbrauch ausgegangen werden: Je mehr Energie für die Konditionierung der Räume aufgewendet wird, desto besser wird die thermische Behaglichkeit sein. Daraus ergibt sich eine Optimierungsaufgabe zwischen möglichst geringem Energieverbrauch - also ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten - und einer möglichst guten thermischen Behaglichkeit.

Um die thermische Behaglichkeit einordnen zu können, wurden in der EN ISO 7730 Klimakategorien bestimmt. Die entscheidenden Bewertungskriterien sind der PPD- und der PMV-Wert, welche durch Behaglichkeitsmessungen in den Verkaufsräumen ermittelt wurden. Die Norm unterteilt in folgende Kategorien, aufgelistet in Tabelle 24.

Tabelle 24: Klimakategorien nach EN ISO 7730

Tabelle A.1 — Drei Kategorien des Umgebungsklimas

Kategorie	Thermischer Zustand des Körpers insgesamt		Lokale Unbehaglichkeit			
	PPD %	PMV	DR %	Vertikaler Lufttemperaturunterschied	PD % warmer oder kalter Fußboden	asymmetrische Strahlung
A	< 6	- 0,2 < PMV < + 0,2	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	- 0,5 < PMV < + 0,5	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	- 0,7 < PMV < + 0,7	< 30	< 10	< 15	< 10

Das PMV (*predicted mean vote*) ist ein Index, der den Durchschnittswert für die Klimabeurteilung durch eine große Personengruppe anhand folgender 7-stufiger Klimabeurteilungsskale vorhersagt. Er beruht auf dem Wärmegleichgewicht des menschlichen Körpers und ist abhängig von Aktivität und Bekleidungssituation. Der PPD-Index liefert eine Vorhersage darüber, wie viele Personen mit dem vorherrschenden Raumklima unzufrieden sind (*predicted percentage of dissatisfied*).

Tabelle 25: Kategorien des PMV

-3	kalt
-2	kühl
-1	etwas kühl
0	neutral
1	etwas warm
2	warm
3	heiß

Da im Sporthaus Timm die Räume beheizt, gekühlt und belüftet werden können, sollte die beste Klimakategorie erreichbar sein. Mit Hilfe eines mobilen Behaglichkeitsmessstandes wurden zur Überprüfung dieser These Messungen im Sommer (Kühlbetrieb) und im Winter (Heizbetrieb) durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den nachfolgenden Kapiteln zusammengefasst.

### 8.1 Thermische Behaglichkeit bei Kühlbetrieb

Die Messreihe wurde am 14.07.2010 zwischen 12:00 und 15:20 Uhr durchgeführt. Dies war ein heißer Sommertag mit folgendem Außentemperaturverlauf:

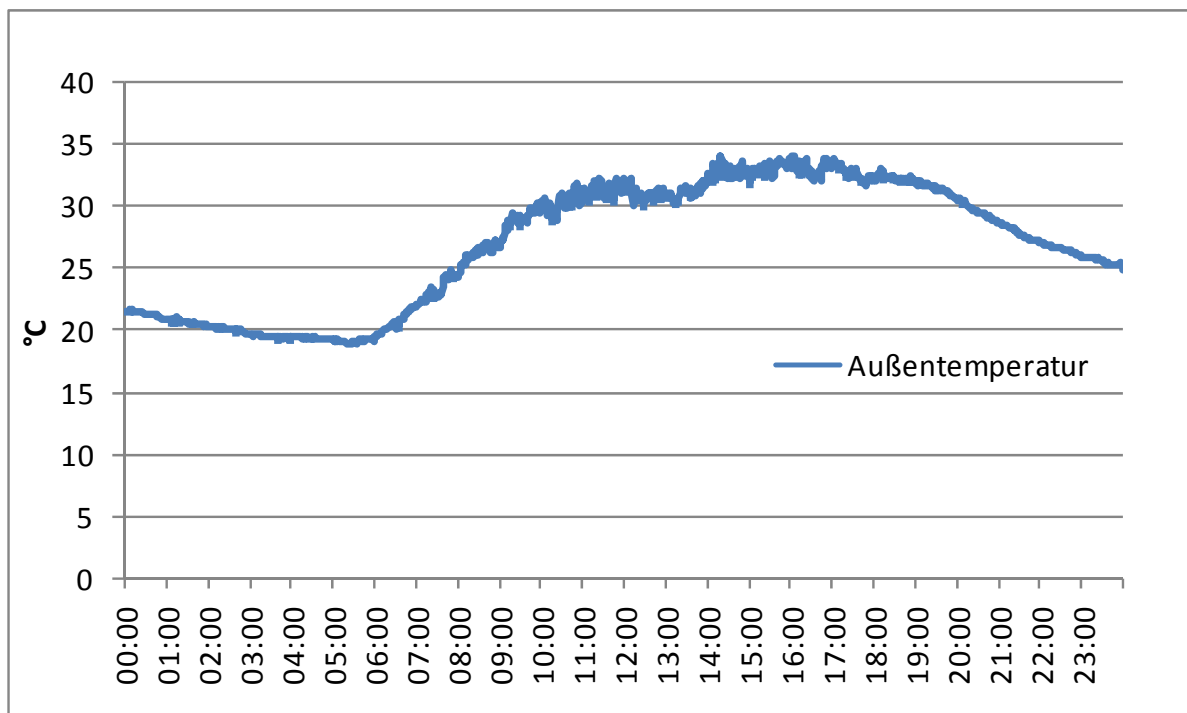


Abbildung 39: Außentemperaturverlauf 14.07.2010

Für die Bestimmung der Kriterien „PPD“ und „PMV“ sind Festlegungen bezüglich der Bekleidung und der Aktivität der Personen zu treffen. Die Aktivität wurde nach Tabelle B1 der EN ISO 7730 für stehende, leichte Tätigkeit abgeschätzt. Die Bekleidungssituation wurde vor Ort anhand der Bekleidung der Angestellten wie

nachfolgend abgeschätzt. Die Rahmenparameter sind in Tabelle 26 und Tabelle 27 zusammengefasst.

Tabelle 26: Bekleidungssituation am Messtag

Schuhe	0,02 clo
Socken	0,02 clo
Unterwäsche	0,04 clo
T-Shirt	0,09 clo
Hemd, kurze Ärmel bzw. Leichte Bluse	0,15 clo
Hose, normal	0,25clo
Leichte Sommerjacke	0,25clo
<b>SUMME</b>	<b>0,82 clo</b>

Tabelle 27: Rahmenparameter Behaglichkeitsmessung 14.07.2010

Aktivität (metabolic rate)	1,60 met
Bekleidung (clothing rate)	0,82 clo
mittlere Außentemperatur Messzeitraum	31,70 °C

### **Predicted Mean Vote**

Die Ergebnisse der einzelnen Messplätze nach Häufigkeitsverteilung der Klimakategorien sind in Abbildung 41 dargestellt. Dargestellt ist jeweils die PMV-Kategorie nach

Tabelle 25 und ihre Häufigkeit. Es ist zu erkennen, dass an keinem Messort das PMV-Kriterium für die Klimakategorie C eingehalten wurde. Insgesamt wurde das Klima als zu warm empfunden. Dabei ist dieses Empfinden im Obergeschoss stärker ausgeprägt. Dies ist durch die aufsteigende Wärme aus dem Erdgeschoss zu erklären. Die vereinzelt auftretenden PMV-Werte von 0,6 bzw. 0,7 sind auf Zuglufterscheinungen zurückzuführen, welche durch direkt am Messplatz vorbeigehende Personen herrühren.

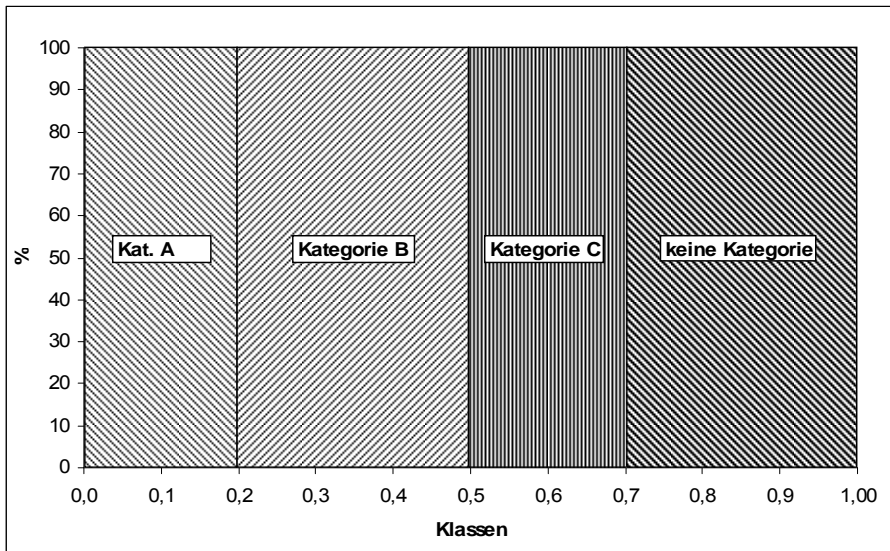


Abbildung 40: Einteilung der Klimakategoriein nach PMV-Index

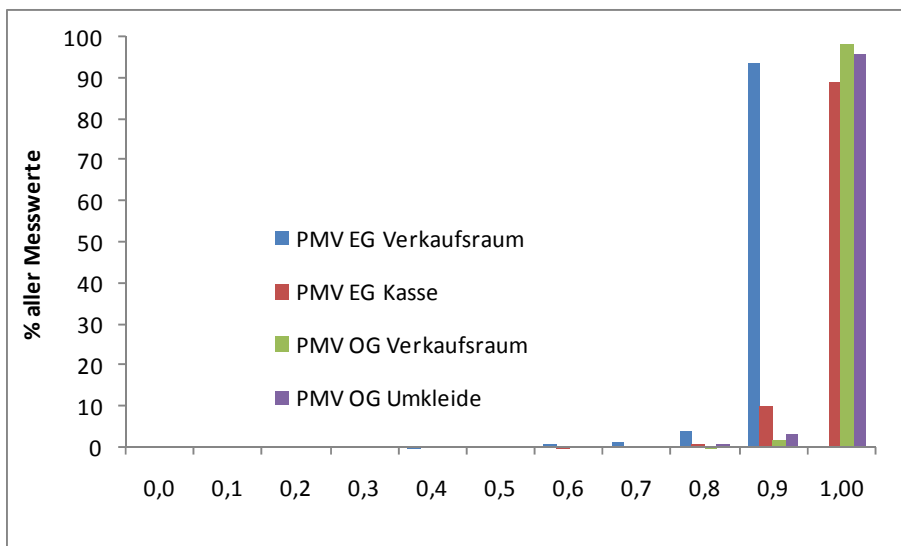


Abbildung 41: Häufigkeitsverteilung PMV, 14.07.2010

### Predicted Percentage of Dissatisfied

Die Auswertung der einzelnen Messplätze nach der Häufigkeitsverteilung der Klimakategorien ist in den Abbildung 43 dargestellt. Die graphische Auswertung zeigt, dass an keinem Messort, die Klimakategorie C erreicht wurde.

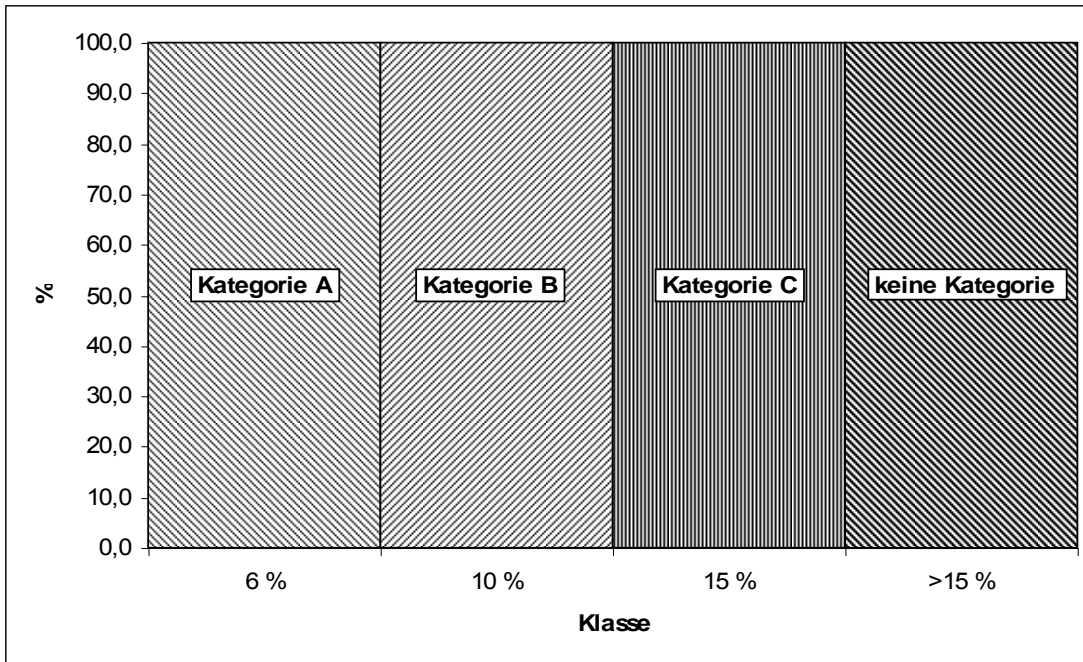


Abbildung 42: Einteilung der Klimakategorien nach PPD-Index

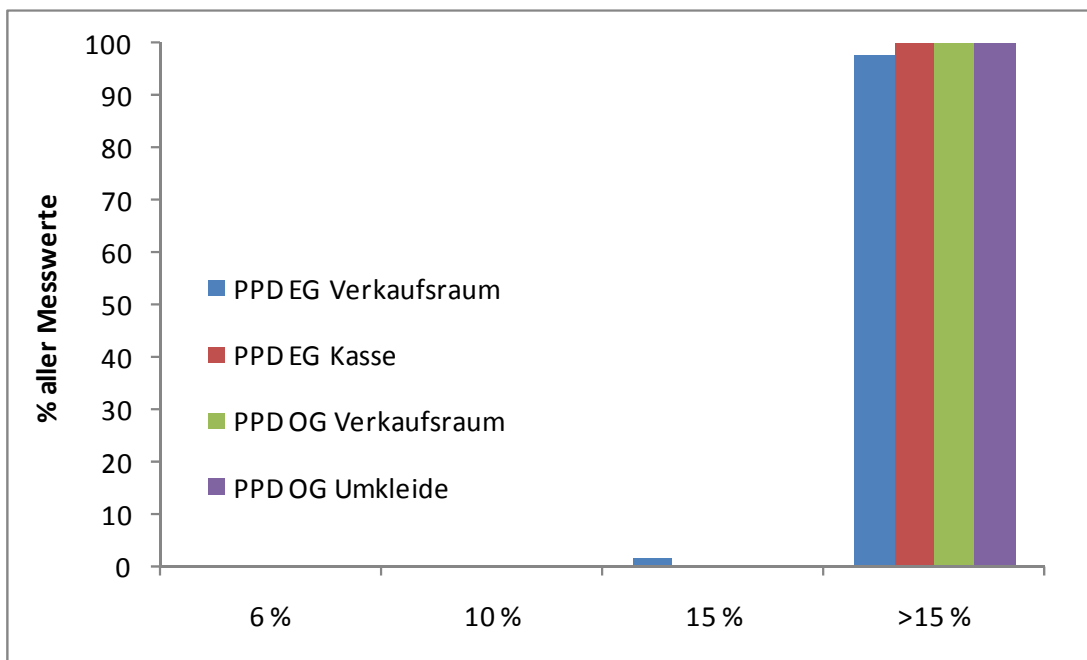


Abbildung 43: Häufigkeitsverteilung PPD, 14.07.2010

Aus der Behaglichkeitsmessung geht deutlich hervor, dass die Klimatisierung der Räume im Sommer unzureichend für ein behagliches Raumklima ist. Die Ursache ist die unzureichende Kälteleistung und die dadurch zu hohen Innentemperaturen.

Die Bestimmung von PPD und PMV ist maßgeblich von den gesetzten Rahmenbedingungen bezüglich der Bekleidung und der Aktivität abhängig. Diese



beiden Faktoren werden bei der verwendeten Messtechnik durch den Nutzer abgeschätzt. Der Wert für die Aktivität ist in der EN ISO 7730 für Kaufhäuser mit 1,6 met eindeutig festgelegt. Dagegen muss die Bekleidungsisolation den Gegebenheiten vor Ort angepasst werden. Daher sind nachfolgend die Ergebnisse des PMV und PPD mit den am Messtag aufgenommenen Daten in Abhängigkeit von der Bekleidungsisolation in Abbildung 44 dargestellt. Für die Berechnung wurden Mittelwerte aus allen Messdaten gebildet, was die leichten Abweichungen in Bezug auf die Auswertung der Häufigkeitsverteilungen bei den Ergebnissen des PMV- und PPD-Index erklärt.

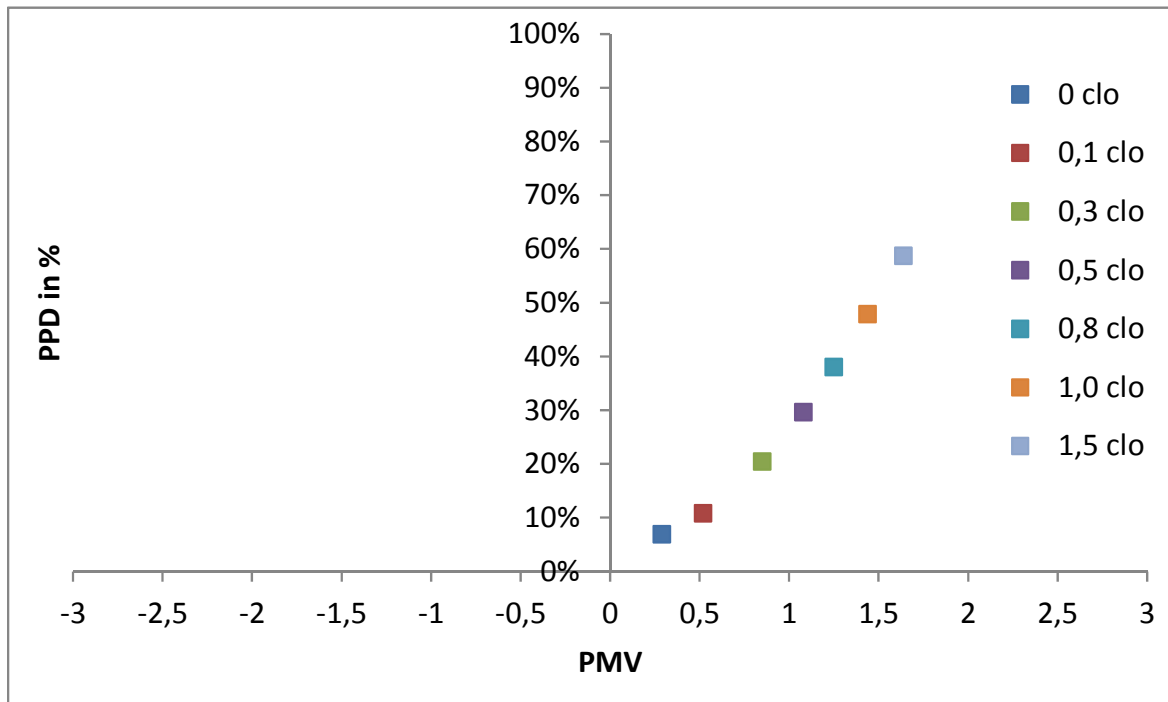


Abbildung 44: PMV und PPD in Abhängigkeit der Bekleidungsisolation

Tabelle 28: PMV und PPD in Abhängigkeit der Bekleidungsisolation

Clothing Rate	0clo	0,1clo	0,3clo	0,5clo	0,8clo	1clo	1,5clo
<b>PMV</b>	0,29	0,52	0,85	1,08	1,25	1,44	1,64
<b>PPD</b>	6,90%	10,80%	20,40%	29,60%	38%	47,80%	58,70%

Mit einer angenommenen Bekleidungsisolation von unter 0,3 clo wäre Klimakategorie C erreicht. Dies entspricht der Bekleidungsisolation von sehr leichter Sommerkleidung und wäre bei den äußeren Bedingungen am Messtag ein nachvollziehbarer Wert für die Kunden gewesen. Die Klimakategorie A wird nicht erreicht. Für die Behaglichkeitsmessung wurde ein Wert von 0,82 clo anhand der Bekleidung des Personals abgeschätzt. Hier wird eine Besonderheit bei der Klimatisierung von Geschäftshäusern deutlich: Es muss entschieden werden, auf

wen das Raumklima zugeschnitten werden soll. Im Sommer betreten die Kunden den Laden in der Regel leichter bekleidet als das Personal. Schon allein deswegen ist es bei Geschäftshäusern schwieriger die Klimakategorie A einzuhalten, als bei Gebäuden mit Wohn- oder Büronutzung. Gleiches gilt auch für den Winter. Hier sind sogar größere Unterschiede zwischen dem Empfinden von Personal und Kunden zu erwarten, da die Kunden deutlich dicker angezogen sind.

Da das Raumklima in den Verkaufsräumen als zu warm empfunden wurde, galt es, die optimale Raumlufftemperatur, unter den festgelegten Rahmenbedingungen (0,82 clo, 1,6 met) zu ermitteln. Dazu wurde eine Sensitivitätsanalyse für die Raumtemperatur durchgeführt. Dabei wird angenommen, dass die Lufttemperatur und die Strahlungstemperatur identisch sind. Dies wurde bei den aufgenommenen Messreihen festgestellt und für die Sensitivitätsanalyse übernommen. Das Ergebnis ist in Tabelle 29 und Abbildung 45 dargestellt.

Tabelle 29: PMV und PPD in Abhängigkeit der Raumtemperatur

Lufttemperatur in °C	26	25	24	23	22	21	20
PMV	1,14	0,93	0,73	0,53	0,33	0,13	-0,06
PPD	32,40%	23,60%	16,50%	11,00%	7,30%	5,40%	5,10%

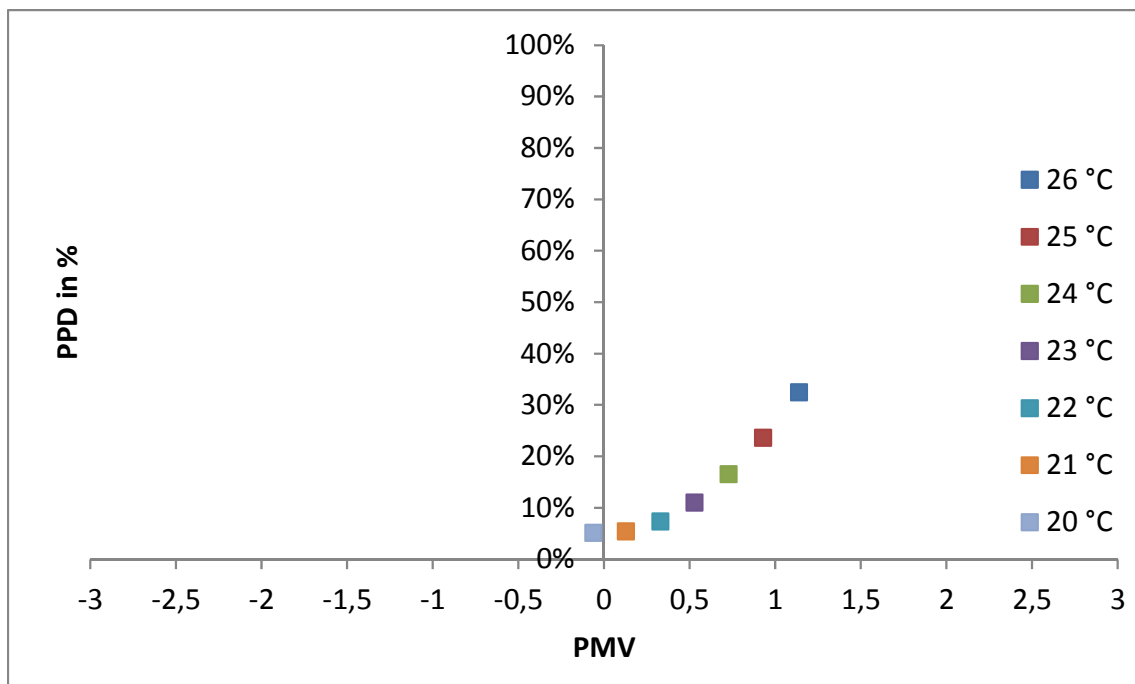


Abbildung 45: PMV und PPD in Abhängigkeit der Raumtemperatur

Das PMV-Optimum entspricht dem Wert 0. Das PPD-Optimum ist bei 5 % erreicht. Beides würde eine Raumtemperatur von ca. 21 °C voraussetzen. Die Klimakategorie C nach EN ISO 7730 wird ab einer Raumtemperatur von ca. 24 °C erreicht. Die geplante Raumtemperatur von Seiten des Betreibers beträgt für den Kühlfall 23 °C, was am Messtag ebenfalls der Klimakategorie C entsprechen würde. Am Messtag lag die Raumtemperatur über 26 °C.

Die dargestellten Ergebnisse für die Behaglichkeitsmessung im Sommer 2010 werden durch die in Kapitel 6.4 beschriebene Ventilfehlstellung an der Parkplatztemperierung verfälscht. Das Kühlsystem befand sich nicht im geplanten Zustand. Im Sommer 2011 war dieser Fehler behoben.

Alternativ zu der Bestimmung der thermischen Behaglichkeit mit dem mobilen Messstand wurde für das Jahr 2011 eine Behaglichkeitsanalyse mit einer entsprechenden Software durchgeführt. Beide Verfahren arbeiteten dabei nach EN ISO 7730. Als Eingabewerte wurden die Mittelwerte für die Raumtemperatur und -feuchte für den 24.08.2011 verwendet. Dies ist ein Tag, der einen vergleichbaren Außentemperaturverlauf aufweist wie der 14.07.2010. Die Ergebnisse für den PMV- und PPD-Wert sind in Abbildung 46 und Abbildung 47 dargestellt.

Tabelle 30: Rahmenbedingungen für Behaglichkeitsermittlung, 24.08.2011

t <sub>Raum,m</sub>	24,3	°C
t <sub>Außen,m</sub>	29,9	°C
t <sub>Außen,max</sub>	33,5	°C
rel. Luftfeuchte $\varphi_m$	62,3	%rH
Clothing Rate	0,7	clo
Metabolic Rate	1,6	met

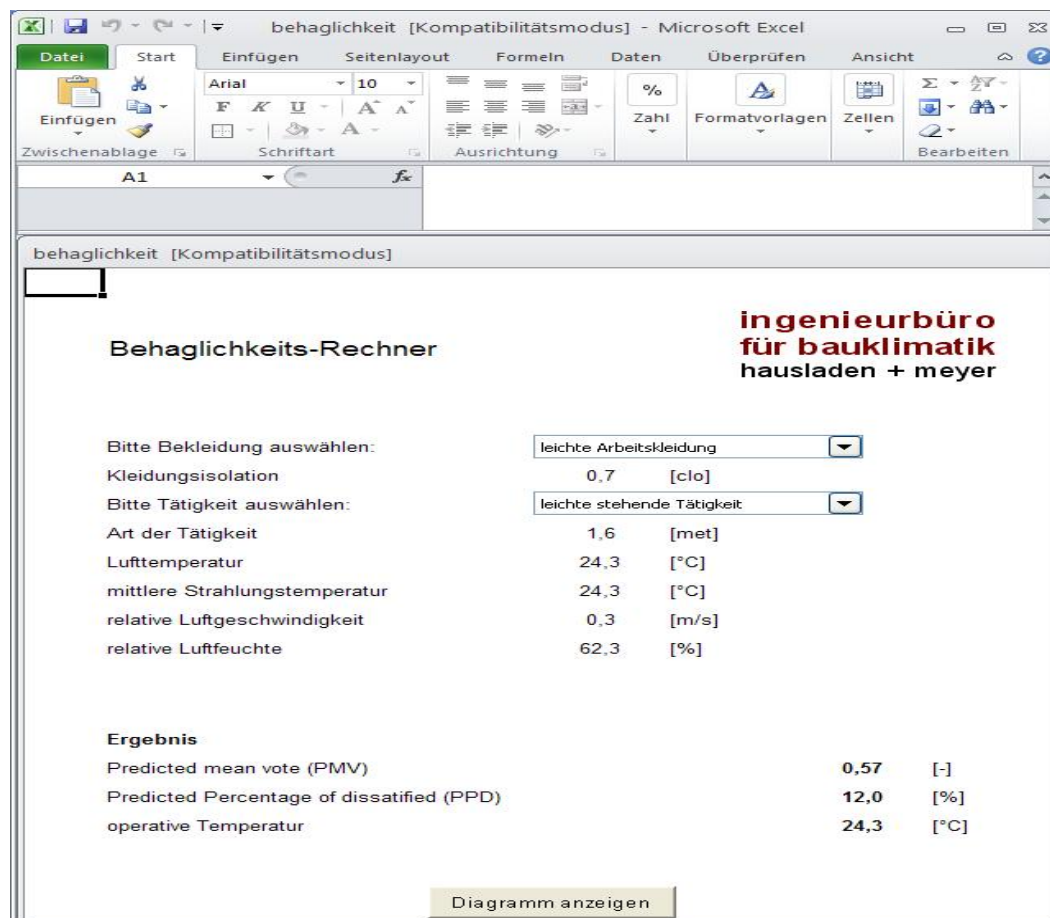


Abbildung 46: Screenshot Behaglichkeitsrechner, IB für Bauklimatik Hausladen + Meyer

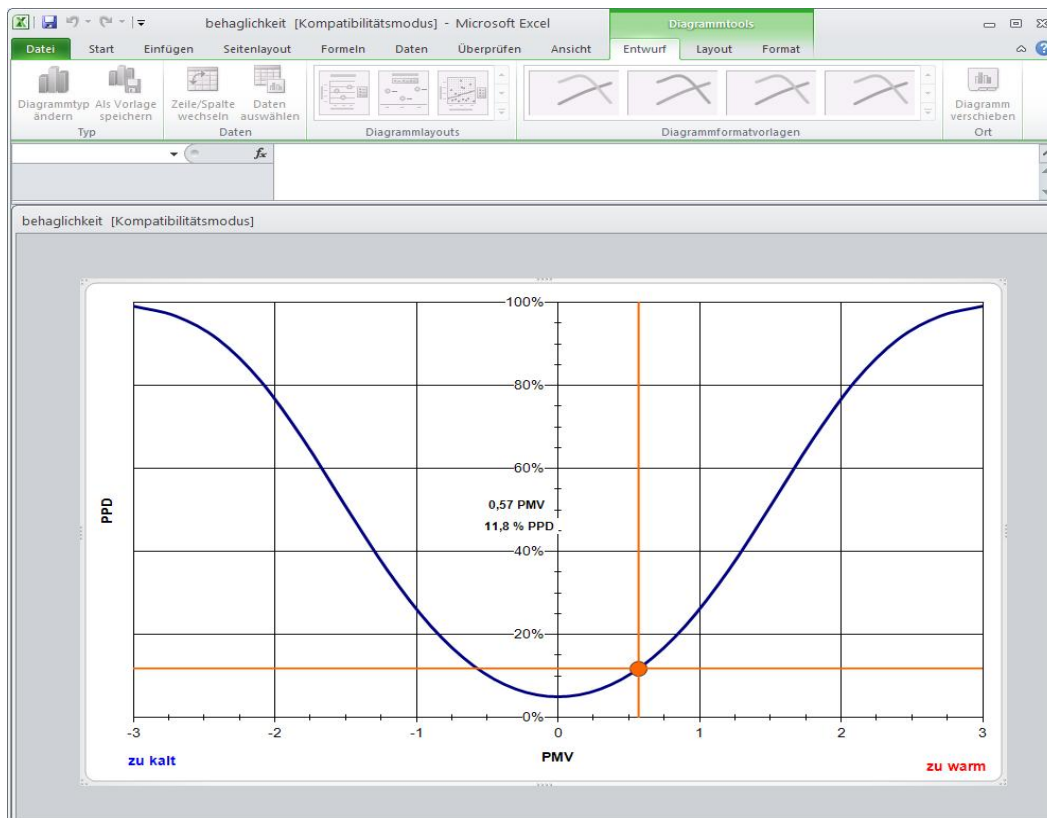


Abbildung 47: Ergebnissdarstellung im PMV-PPD-Diagramm

Berechnet wurde jeweils ein mittlerer PMV und PPD-Wert. Es wurde die Klimakategorie C erreicht, was im Vergleich zum Vorjahr eine Verbesserung darstellt. Das Beheben der Ventilfehlstellung und die daraus folgende Erhöhung der Kühlleistung im Vergleich zum Jahr 2010 haben sich auch im Raumklima bemerkbar gemacht. Die Raumtemperatur lag im Mittel bei  $t_{\text{Raum}} = 24 \text{ °C}$  und damit über 2 K niedriger als im Vorjahr. Bereits die Sensitivitätskontrolle (Abbildung 45) für den 14.07.2010 zeigte, dass eine Temperatur von  $24 \text{ °C}$  die Klimakategorie C bedeuten würde.

## 8.2 Thermische Behaglichkeit außerhalb des Kühlbetriebes

Der nachfolgende Carpet Plot für die Kontrolle der Nachtabsenkung (Abbildung 28) zeigt, dass im Objekt während den Öffnungszeiten kein Heizbetrieb stattfindet. Daher kann eine Aussage zur Behaglichkeit lediglich für den thermisch unkonditionierten Gebäudebetrieb getroffen werden.

Dazu wurde am 11.03.2011 eine Messreihe mit dem Behaglichkeitsmessstand zwischen 12:20 und 16:30 Uhr durchgeführt. Dies war ein mäßig kalter Wintertag mit Außentemperaturen um  $7 \text{ °C}$  während der Öffnungszeit. Die Aktivität wurde nach Tabelle B1 der EN ISO 7730 für stehende, leichte Tätigkeit abgeschätzt. Die Bekleidungssituation wurde vor Ort anhand der Bekleidung der Angestellten abgeschätzt. Die Rahmenparameter sind in Tabelle 31 zusammengefasst.

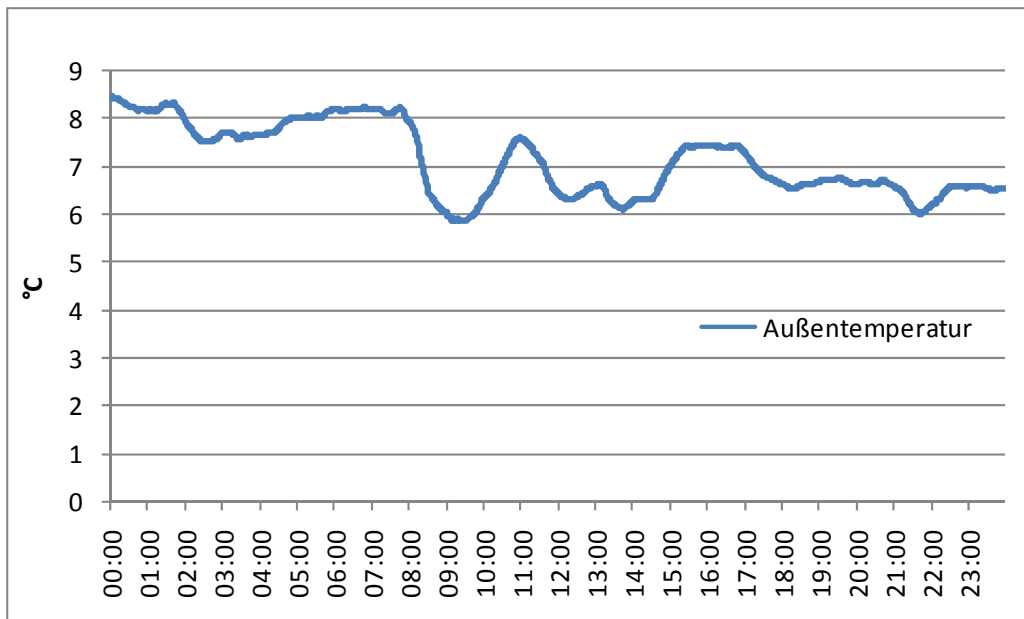


Abbildung 48: Außentemperaturverlauf 11.03.2011

Tabelle 31: Rahmenparameter Behaglichkeitsmessung 11.03.2011

Aktivität (metabolic rate)	1,60 met
Bekleidung (clothing rate)	1,00 clo
mittlere Außentemperatur Messzeitraum	6,75 °C

### Predicted Mean Vote

Die Ergebnisse der einzelnen Messplätze nach Häufigkeitsverteilung der Klimakategorien sind in Abbildung 49 dargestellt. Am Messtag ergaben die ausgewerteten Daten eine PMV-Kategorie zwischen A und B. Damit ist das Ergebnis deutlich besser als im Kühlbetrieb. Die Behaglichkeit des Gebäudes außerhalb des Kühlbetriebes ist somit als gut zu bewerten. Die Messwerte zeigen eine Tendenz zu einem kühlen Raumklima (negative PMV-Werte). Eine unbehagliche Überhitzung der Räume durch die hohen inneren Wärmelasten erfolgt nicht. Von besonderem Interesse ist dabei, dass die erreichte hohe thermische Behaglichkeit ohne energetischen Aufwand für die Klimatisierung der Räume realisiert wurde.

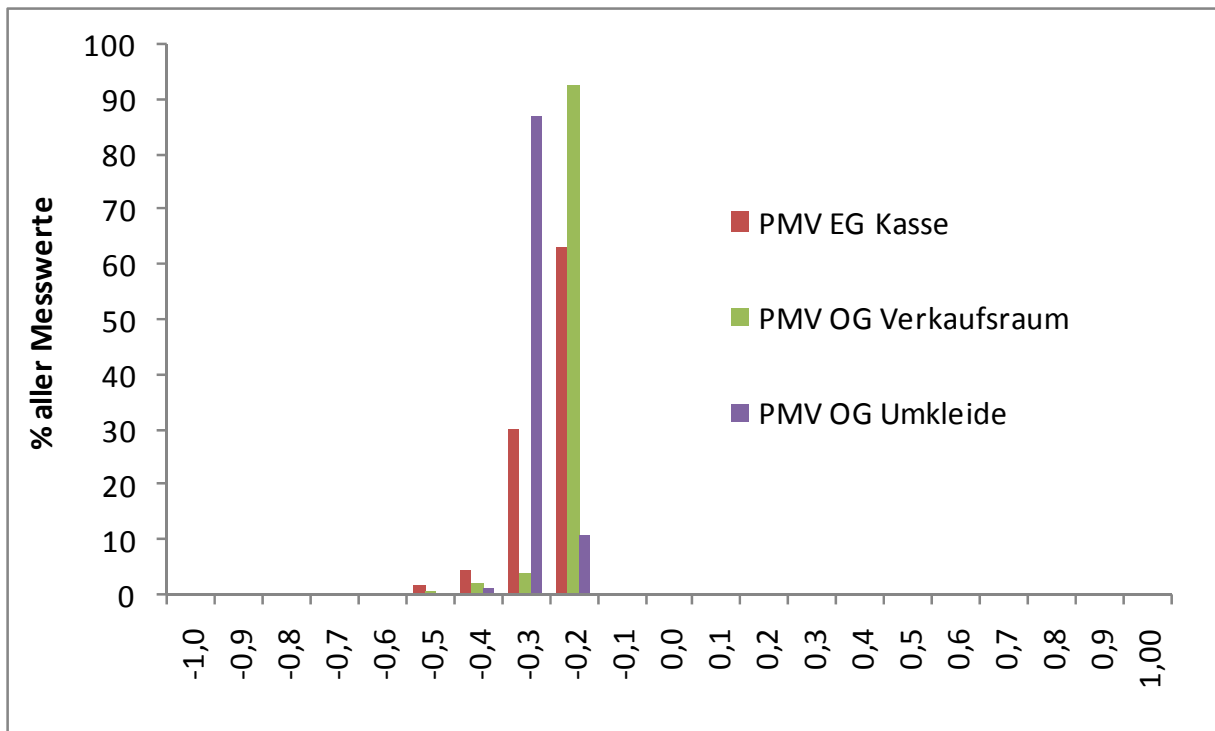


Abbildung 49: Häufigkeitsverteilung PMV, 11.03.2011

### Predicted Percentage of Dissatisfied

Die Auswertung der einzelnen Messplätze nach der Häufigkeitsverteilung der Klimakategorien ist in den Abbildung 50 dargestellt. Die graphische Auswertung zeigt, dass alle Messdaten einer Klimakategorie zugeordnet werden können. Dabei überwiegt Klimakategorie B. An der Umkleidekabine im Obergeschoss wurde überwiegend die Kategorie A erreicht. Das Erreichen der besten Klimakategorie für diesen sensiblen Messort in Bezug auf die thermische Behaglichkeit unterstreicht das gute Ergebnis.

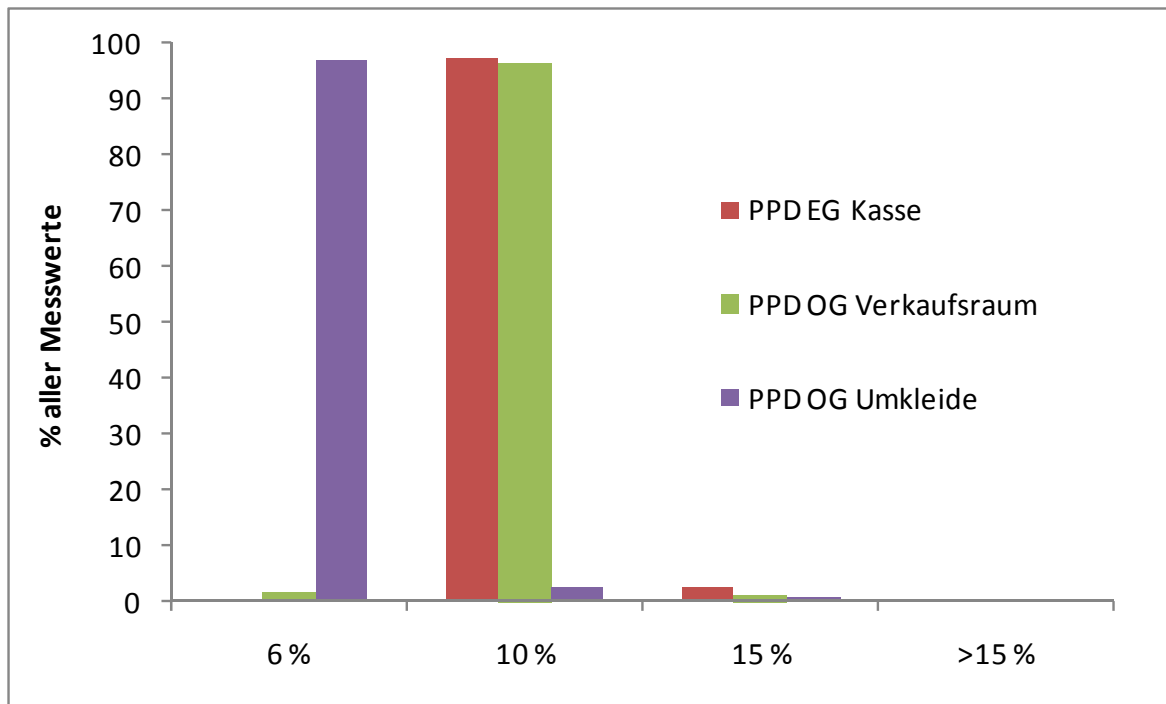


Abbildung 50: Häufigkeitsverteilung PPD, 11.03.2011

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass mit der installierten Gebäudetechnik die höchste Klimakategorie erreicht werden kann. Dies gilt jedoch nicht für den Kühlfall. Da sich die Anlage in Bezug auf den Kühlbetrieb noch nicht im geplanten Zustand befindet, war dieses Ergebnis zu erwarten. Es kann daher angenommen werden, dass sich eine thermische Behaglichkeit innerhalb der drei Klimakategorien auch für den Kühlbetrieb erreichen lässt, sofern die geplante Kühlleistung zur Verfügung steht. Durch eine Sensitivitätsanalyse wurde belegt, dass die Art der Bekleidung einen erheblichen Einfluss auf die thermische Behaglichkeit hat. Aufgrund der gegebenen Unterschiede in der Bekleidungsisolierung zwischen Kunden und Personal, wird das Erreichen der Klimakategorie A nutzungsbedingt erschwert. Hier grenzt sich das Sportgeschäft von Wohngebäuden, aber auch von anderen Nichtwohngebäuden (wie z.B. Büros oder Fabrikhallen) ab, in denen alle anwesenden Personen annähernd die gleiche Kleidung tragen.

### 8.3 Luftfeuchte

Während der Messperiode wurden zeitlich begrenzte Probleme mit zu hoher Luftfeuchtigkeit festgestellt. Bisher wird die Außenluft mit Hilfe des Kühlregisters entfeuchtet. Die Nutzkälte wird aus dem Erdreich über die Erdsonden bezogen. Die Kühlleistung dieses „Entfeuchters“ ist jedoch zu gering. In den besagten Zeiträumen wurde von Seiten des Betreibers versucht, das Problem mit Hilfe eines mobilen Entfeuchters zu beheben. Dieser kann jedoch nur in einem Raum entfeuchten. Sinnvoller wäre es, die Entfeuchtung zentral am Lüftungsgerät zu realisieren. Ebenso wurden, speziell im Winter, Zustände sehr trockener Luft dokumentiert. „Der Behaglichkeitsbereich für die Raumluftfeuchte ist nach unten durch

Austrocknungserscheinungen der Schleimhäute und nach oben durch das Wärmegleichgewicht des Menschen begrenzt (Schwülegrenze). Die Feuchtwerte sollten deshalb  $x = 6 \text{ g/kg}$  trockene Luft, das entspricht einer relativen Luftfeuchtigkeit von circa 35 % bei 22 °C, nicht unterschreiten und 11,5 g/kg trockener Luft, das sind circa 65 % bei 23 °C, nicht überschreiten, (DIN 1946, Teil 2).“ [19] Die Be- und Entfeuchtung aus Behaglichkeitsgründen ist optional: Austrocknungserscheinungen der Schleimhäute sind bei den Kunden, welche sich nur kurz im Objekt aufhalten, unwahrscheinlich. Eine zu hohe Raumlufffeuchte wird von den Kunden eher bemerkt. Der Einfluss der Raumlufffeuchte auf die thermische Behaglichkeit nach EN ISO 7730 ist gering. Eine Entfeuchtung der Luft kann das Befinden der Kunden eventuell verbessern – das Raumklima wirkt nicht schwül. Dies zieht aber nicht zwangsläufig eine Verbesserung der Klimakategorie nach EN ISO 7730 nach sich. Technisch notwendig ist eine Entfeuchtung nur, wenn eine Taupunkttemperatur von 19 °C erreicht wird. Dieser Wert wird von der Regelungstechnik vorgegeben und entspricht der Vorlauftemperatur der Betonkernaktivierung. Bei Erreichen dieser Grenztemperatur wird die Kühlleistung verringert, um Kondensation an den Kühldecken zu vermeiden. Aus den aufgezeichneten Messdaten wurden Carpet Plots für die absolute Raumfeuchte erstellt, um die Zeiträume mit zu hohen/niedrigen Luftfeuchten zu dokumentieren. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind nachfolgend nur die Carpet Plots vom Januar bis März und Juli bis September für die Jahre 2010 und 2011 dargestellt. Weitere Plots sind dem Anhang zu entnehmen. Es gilt folgende Legende:






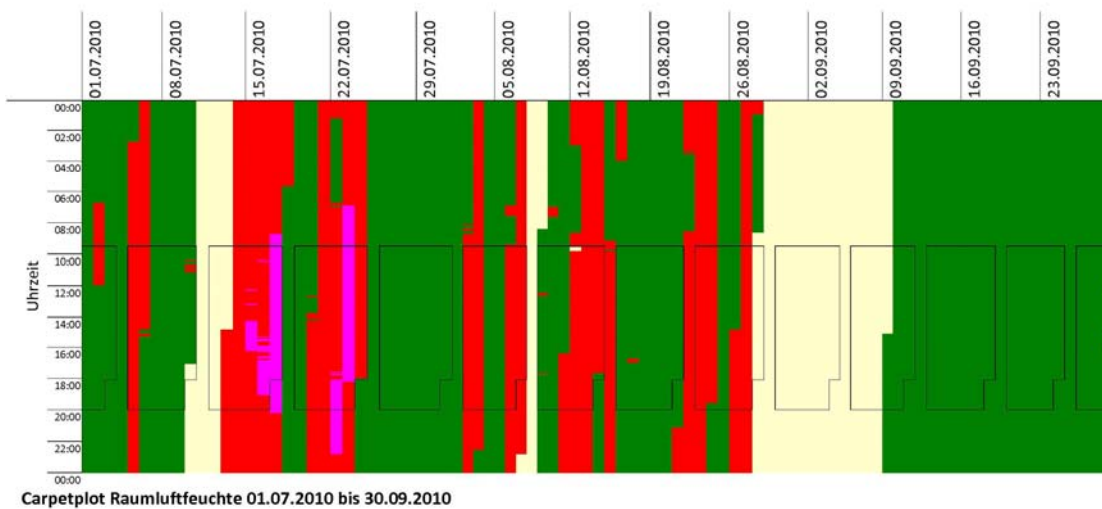
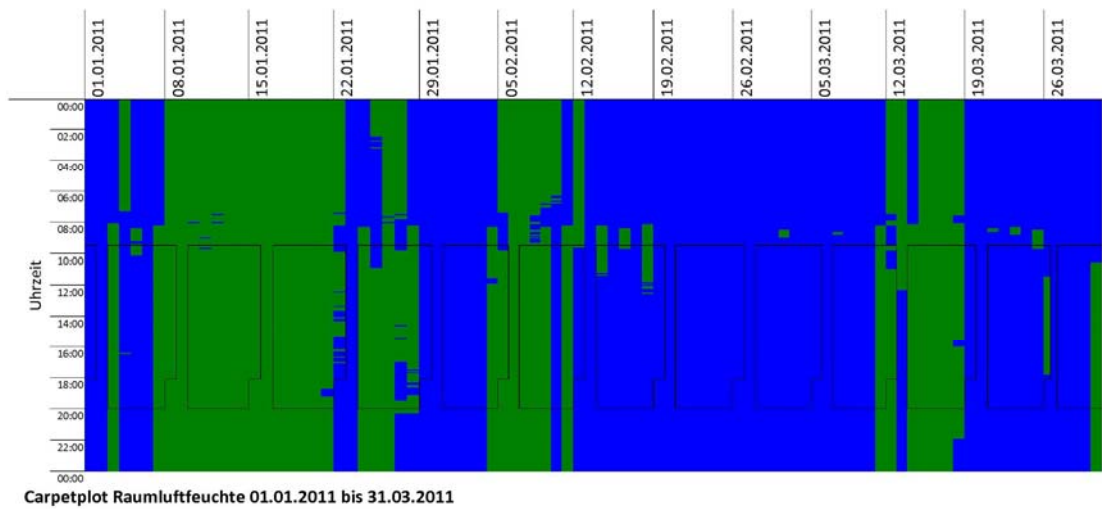
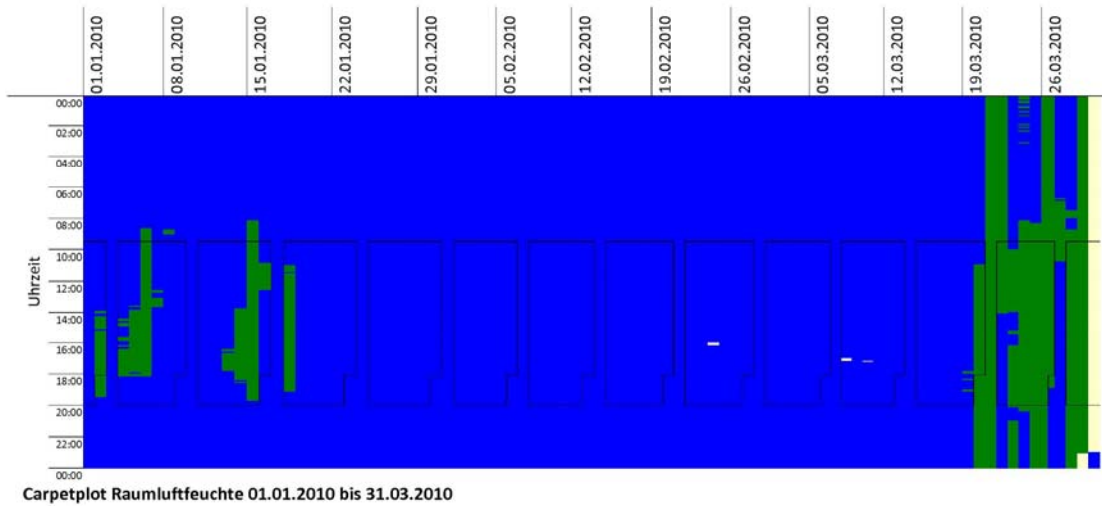
Legende	
	Keine Daten vorhanden
	Absolute Feuchte im Gebäude größer 6 g/kg und kleiner 11,5 g/kg
	Minimalwert der absoluten feuchte im Gebäude unter 6 g/kg
	Maximalwert der absoluten Feuchte im Gebäude über 11,5 g/kg
	Taupunkttemperatur von 19 °C überschritten

Abbildung 51: Legende für die Carpet Plots Raumlufffeuchte





Abbildungen 52, 53, 54: Carpet Plots Raumluftfeuchte für den angegebenen Messzeitraum

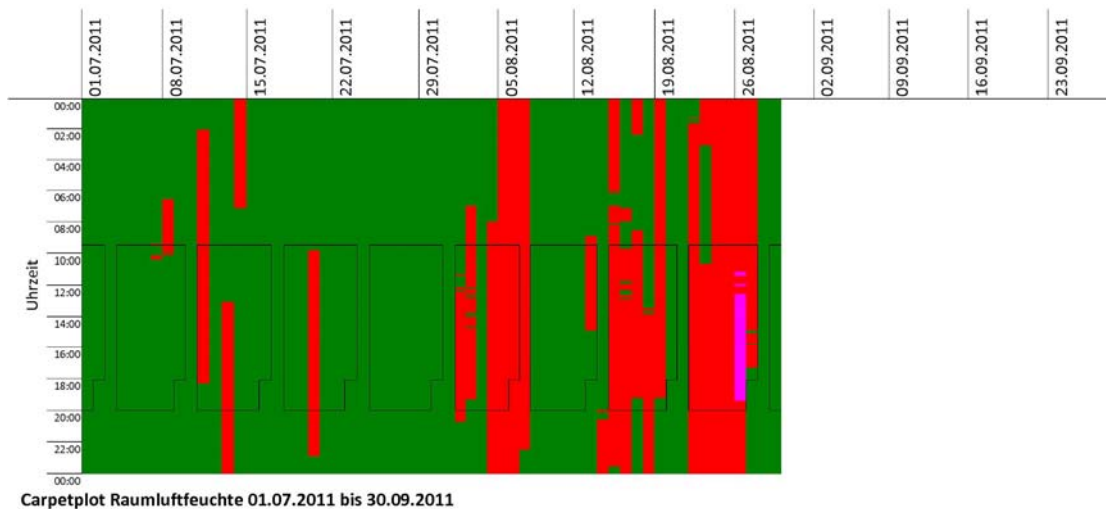


Abbildung 55: Carpet Plot Raumlufffeuchte Juli – September 2011

Während des dargestellten Messzeitraumes von etwa 18 Monaten trat an nur 7 Tagen zeitweise eine Taupunkttemperatur von  $> 19^{\circ}\text{C}$  auf. Dabei verteilen sich diese Tage hauptsächlich auf das Jahr 2010. Durch die Behebung der Ventilfehlstellung an der Parkplatztemperierung stand im Sommer 2011 mehr Kühlleistung zur Verfügung, was die Taupunktproblematik reduzierte. Aus technischer Sicht kann auf eine Entfeuchtung verzichtet werden.

Für die Verbesserung des Raumklimas durch eine Be- und Entfeuchtung gibt es dagegen ein großes Potenzial. Zu trockene und zu feuchte Raumlufzustände konnten häufig nachgewiesen werden. Eine Entfeuchtung, die über das bereits installierte Kühlregister hinausgeht, setzt eine größere Kälteleistung voraus. Diese ist mit den Erdsonden nicht realisierbar. Es wird ein zusätzlicher Kälteerzeuger notwendig, was zu einem energetischen Mehraufwand führt.

### 9 Auswahl der Anlagenkonfiguration

Bei Neubau von Passivhäusern, bei denen vorhersehbar hohe innere Wärmelasten zu erwarten sind, muss bereits in der Planungsphase beachtet werden, dass vorrangig ein Kühlbetrieb stattfinden wird. Ein Heizenergiebedarf wird sich auf wenige Tage im Jahr beschränken. Grundsätzlich sind daher folgende Auslegungskriterien zu beachten:

- Technische Komponenten, welche hohe thermische Lasten verursachen (z.B. Beleuchtung, PC) sollten eine möglichst hohe Energieeffizienzklasse besitzen. Dadurch können die abzuführenden Lasten minimiert werden.
- Die hohen inneren Wärmelasten decken einen Großteil des Heizwärmebedarfs. Sie sind teilweise so hoch, dass auch bei niedrigen Außentemperaturen noch Wärmeüberschüsse entstehen und abgeführt werden müssen. In Räumen mit nutzungsbedingt niedrigen inneren Wärmelasten wäre eine Nutzung dieser überschüssigen Wärme sinnvoll. Ziel sollte sein, einen zeitgleichen Betrieb von Heizung und Kühlung mit externen Energiequellen zu vermeiden. Die technische Umsetzung ist jedoch technisch schwierig. Die Ursache dafür liegt in der geringen nutzbaren Temperaturdifferenz zwischen dem warmen und dem kalten Raum. Die Abwärme der Beleuchtung müsste bereits abgeführt werden, bevor sie den Raum erwärmt. Das kann mit speziellen Abluftleuchten erreicht werden. Damit kann die Abwärme auf einem höheren Temperaturniveau genutzt werden.
- Für die Bereitstellung der für die thermische Konditionierung notwendigen Kälteleistung ist auf eine möglichst hohe Arbeitszahl zu achten, da dieses System die längste Betriebszeit aufweisen wird.

Eine energetisch effektive Möglichkeit der Kältebereitstellung ist die Nutzung von Erdsonden. Gegenüber Arbeitszahlen herkömmlicher Kompressionskältemaschinen im Bereich von  $\beta_{a,K} = 2,5 \dots 4,5$  [20] können mit Erdsonden Werte um  $\beta_{a,K} = 30$  erzielt werden.

## 10 Dimensionierung

Im Gegensatz zur bisher üblichen Auslegungsstrategie nach dem Heizfall ist es bei Passivgeschäftshäusern notwendig, die Gebäudetechnik auf den dominierenden Kühlfall auszulegen. Bisher übliche Zuschläge zur Auslegung von Heizsystemen führen in diesem Fall durch überdimensionierte Anlagen zu erhöhten Investitionskosten. Wegen der geringen Nutzungszeit sinkt die Wirtschaftlichkeit dieser Anlagen drastisch ab.

Da sich die thermisch wirksame Speichermasse innerhalb einer sehr gut gedämmten thermischen Hülle befindet, erfolgt in Abkühlphasen ein wesentlich langsamerer Temperaturabfall im Gebäude als bei Nicht-Passivhäusern. Auf vorzuhaltende Aufheizleistungen kann i.d.R. verzichtet werden.

Eine effektive Möglichkeit der Konditionierung von Passivgeschäftshäusern ist der Einsatz von Erdsonden als kombinierte Wärmequelle/-senke. Im Gegensatz zu reinen Heizanlagen muss hier die Auslegung nach dem dominierenden Kühlfall erfolgen.

Die Auslegung von Erdsonden erfolgt vielfach nach dem Heizenergiebedarf. Genutzt werden empirische Kennwerte, wie etwa die spezifische Entzugsleistung der Sonden. Durch tiefere Bohrungen kann die Leistung aufgrund steigender Erdreichtemperaturen erhöht werden. Für den Kühlbetrieb ist dieser einfache Zusammenhang zwischen Sondenleistung und Bohrtiefe nicht mehr gültig.

Erkenntnisse aus einem anderen, bereits abgeschlossenem Forschungsprojekt der Hochschule Zittau/Görlitz [21] zeigen, dass für eine optimale Gebäudekühlung mit Hilfe von Erdsonden kürzere Bohrtiefen besser geeignet sind, da die Wärmesenktemperatur im oberen Bereich der Sonde niedriger ist. Die optimale Bohrtiefe für den Kühlbetrieb ist dabei abhängig vom Kaltwasservorlauf und den Gegebenheiten im Erdreich. Dies ist ein Grund dafür, dass sich im Vergleich zur Auslegung nach dem Heizenergiebedarf bisher keine empirischen Kennwerte durchgesetzt haben.

Wird das Erdreich als kombinierte Wärmequelle/-senke genutzt ergibt sich für Planer zwangsläufig die Aufgabe, die optimale Bohrtiefe für die Heiz- und Kühlanforderungen zu finden. Dieses komplexe Optimierungsproblem beinhaltet weiterführenden praktischen Forschungsbedarf zum Einsatz von Wärmepumpen zur Heizung und Kühlung von Gebäuden, u.a. zu Wärmetransportvorgängen im Erdreich und zur Gestaltung des Sondenfeldes. Für eine gezielte und detaillierte Auslegung sind zusätzlich die Be- und Entladevorgänge im Erdreich zu beachten. Hierzu existieren Simulationsprogramme, welche aber zumeist nur auf eine bestimmte Sondenkonfiguration ausgelegt sind.

Es ist zu beachten, dass bei Gebäuden mit hohen inneren Wärmelasten wesentlich mehr Energie in das Sondenumfeld eingebracht wird (Kühlfall, Sommer) als im Winter über eine angeschlossene Wärmepumpe entzogen werden kann. Zur Vermeidung von stetig steigenden Erdreichtemperaturen muss daher, eine thermische Regeneration des Sondenumfeldes gesichert werden. Eine Möglichkeit besteht in der Versorgung angrenzender Gebäude mit Wärme (Nahwärmesystem). Falls das nicht möglich ist, muss durch ein entsprechendes Volumen des thermisch beeinflussten Erdzylinders die Regeneration im Erdreich abgesichert werden. Am Untersuchungsobjekt besteht zusätzlich die Möglichkeit die abgeführte Wärme über die Parkflächen rückzukühlen und so die Sonden zu schonen. Aus energetischer Sicht ist es jedoch sinnvoller, Lösungen zur Nutzung dieser Wärme im Gebäude zu finden. Hier besteht ebenfalls Forschungsbedarf. Beispielsweise gilt es zu klären, wie überschüssige Wärme im Gebäude effektiv „verschoben“ werden kann. So kann z.B. der Parallelbetrieb von Heizung und Kühlung bei Räumen mit nutzungsbedingt unterschiedlichen inneren Wärmelasten vermieden werden.

## **11 Mindestanforderung an die Betriebsmesstechnik**

Bei komplexen gebäudetechnischen Anlagen ist die konventionelle Ausstattung mit Messtechnik (z.B. Sicherheitstemperaturbegrenzer, Messfühler für Regelungstechnik, Alarmgeber) für einen energetisch optimalen Betrieb nicht ausreichend. Diese gestatten keine Aussage über das komplexe Zusammenwirken der Einzelanlagen. Fehlerhafte Regelstrategien und kontraproduktive Betriebsweisen lassen sich damit nicht nachweisen.

Ausgangspunkt ist, dass zur Inbetriebnahme alle vorgegebenen Soll- und Grenzwerte geprüft, eingestellt und im Rahmen regelmäßiger Wartungen kontrolliert werden.

Folgende Kenngrößen sollten fortlaufend erfasst und mindestens ein Jahr archiviert werden:

- Energieverbräuche der einzelnen Medien (Strom, Wasser, Gas, Fernwärme etc.) als Gesamtwert und bezogen auf die Hauptkomponenten
- Raumklimadaten an nutzungsrelevanten Stellen
- Außentemperatur und -feuchte
- Soletemperatur (falls vorhanden)
- Schalthäufigkeiten für die Erzeugeranlagen
- Energiezähler für Hauptnutzungsbereiche (bei Teilvermietung ohnehin notwendig)

Die Daten sollten zur Störungskontrolle und -beseitigung fortlaufend in einer Zentrale einsehbar sein.

## **12 Inbetriebnahme**

Grundsätzlich gelten für die Inbetriebnahme komplexer gebäudetechnischer Anlagen dieselben Kriterien wie für jede andere Anlage, d.h. die ordnungsgemäße Funktion entsprechend den Planungsparametern ist herzustellen.

Die Inbetriebnahmephase ist bei derartigen Anlagen länger zu bemessen, da nur so alle möglichen Betriebsfälle überprüft werden können. Die Kontrolle der Funktionalität der Einzelkomponenten allein ist nicht ausreichend.

Auf folgende Schwerpunkte ist besonders zu achten:

- Durchführung des hydraulischen Abgleichs sowohl auf der Erzeugerseite als auch auf der Seite der Übergabe an den Raum.
- Nachweis der Funktion von Flächentemperierung (Schwerpunkt Entlüftung, Nutzen von Infrarotaufnahmen)
- Einstellung von Zu- und Abluftvolumenströmen
- Kontrolle der schaltungstechnischen Grundzustände gemäß Projektierung
- Dokumentation der Anlage und der eingestellten Parameter

## **13 Betriebsführung und Monitoring**

Grundlegend für eine ordnungsgemäße Betriebsführung ist die Einhaltung von Wartungs- und Inspektionsfristen.

Auf Basis der in Kapitel 11 aufgeführten Messtechnik sollten in geeigneten Zeitabständen folgende Dinge überprüft werden:

- (1) Einhaltung der raumklimatischen Sollwerte
- (2) Bestimmung von Richtwerten für wesentliche Energieströme im ersten Jahr nach der Inbetriebnahme (geplanter Zustand der Anlagen zu Betriebsbeginn vorausgesetzt)
- (3) Plausibilitätskontrolle aller erfassten Parameter in Abhängigkeit von Wochentag und Tageszeit (Unterschied Öffnungszeit/Schließzeit, Wochenendzustand) auf Basis der ermittelten Richtwerte

(4) Ermittlung von Langzeittrends zur Kontrolle der ordnungsgemäßen Anlagenfunktion

(5) Ermittlung von Einsparpotenzialen/Aufstellen von Optimierungsstrategien

Ziel des Monitorings ist es, Abweichungen von Soll- und Richtwerten rechtzeitig zu bestimmen und (falls notwendig) Reparaturen zu veranlassen oder eine entsprechende Anpassung der Anlagen durchzuführen. Dies können rein technische Umbauten und/oder Veränderungen der Regelungsstrategie (Software) sein.

Ohne zusätzlich installierte Messtechnik ist insbesondere der Punkt (5) der Aufzählung nicht realisierbar.

## TEIL IV ANHANG

### 14 Literatur- und Quellenverzeichnis

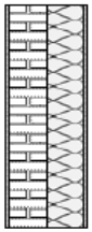
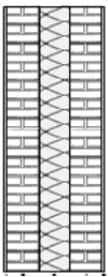

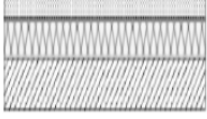
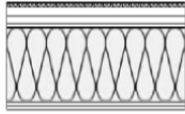
- [1] [www.passiv.de](http://www.passiv.de), Stand 02.09.2011
- [2] [www.passivhausprojekte.de](http://www.passivhausprojekte.de), Stand 02.09.2011
- [3] WARMUTH, J.: *Studienarbeit – Photovoltaikanlage Intersport Timm*. unveröffentlicht, 2010
- [4] GEBAUER, M.: *Energetische und wirtschaftliche Bewertung von Passivhäusern*. Masterarbeit Hochschule Zittau/ Görlitz, unveröffentlicht, 2010
- [5] DIN V 4701- Teil 10: *Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen*. Bild 4.2-10, August 2003.
- [6] DIN V 18599 - *Energetische Bewertung von Gebäuden, Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger*. Beuth Verlag, Berlin, 2007
- [7] KRIMMLING, J. und GRÖTZSCHEL, J.: *Passivhausbauweise bei Nichtwohngebäuden*. HLH, Bd. 62 Nr. 1, 2011
- [8] KRIMMLING, GRÖTZSCHEL, SCHIFFNER, GEBAUER: *Energetische und wirtschaftliche Evaluation der Passivhausbauweise am Beispiel eines Geschäftshauses*. Untersuchungsteilbericht für SAB, 2010
- [9] KRIMMLING, J. u.a.: *Atlas Gebäudetechnik*. Rud. Müller Verlag 2009; S. 331
- [10] [www.baupreislexikon.de](http://www.baupreislexikon.de)
- [11] BAUKOSTENINFORMATIONSZENTRUM DEUTSCHER ARCHITEKTENKAMMERN, *BKI Baukosten 2008 Teil 2: Statistische Kostenkennwerte für Baukonstruktionen*
- [12] RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*. 69. Auflage, Seite 1354, Oldenbourg Verlag, 2000
- [13] RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*. 69. Auflage, Seite 1766, Oldenbourg Verlag, 2000
- [14] BAUMGARTH, HÖRNER, REEKER: *Handbuch der Klimatechnik Band 2.4*. Auflage, Seite 159; C.F. Müller Verlag, Heidelberg
- [15] VDI 6022 Blatt 1: *Hygieneanforderungen an Raumluftechnische Anlagen und Geräte (VDI Lüftungsregeln)*. Juli 2011



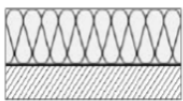

- [16] RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK, *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*. 75. Auflage, Seite 1559, Oldenbourg Verlag, 2011
- [17] KRIMMLING, J.: *Energieeffiziente Gebäude*, 2. Aktualisierte Auflage, Fraunhofer IRB Verlag, 2007
- [18] Luftdichtigkeitstest Intersport Timm, Fa. Scheibe Infrarot Messtechnik, 19.05.2008
- [19] MARX, P.: *Prima Klima – Bewertung und Messung des thermischen Raumklimas in Räumen mit künstlicher Beleuchtung mittels eines elektronischen Raumklima-Analysators*. Licht 7-8/2007
- [20] BINE INFORMATIONSDIENST: *Klimatisieren mit Sonne und Wärme*. Themeninfo I/2004
- [21] KRIMMLING, J., KAHNT L. und SCHIFFNER, P.: *Untersuchung von Wärmetransportvorgängen bei vertikalen Erdsonden von Wärmepumpen*. HLH, 11-2010 und 12-2010

## Anlagen

A1: Bauliche Ausführung der Gebäudehülle<sup>4</sup>, Fortsetzung auf nachfolgender Seite

Bauteil	Aufbau von innen nach außen	Dicke in cm	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in W/mK	U- Wert in W/m <sup>2</sup> K
Außenwand 	Putzmörtel aus Kalk, Kalkzement, hydraulischer Kalk	1,5	0,87	0,14
	Kalksandstein, Plansteine 1600kg/m <sup>3</sup>	24	0,79	
	Polystyrol- Hartschaumplatten WLG 032	22	0,032	
	Putzmörtel aus Kalk, Kalkzement, hydraulischer Kalk	2	0,87	
Gebäude-trennwand 	Putzmörtel aus Kalk, Kalkzement, hydraulischer Kalk	1,5	0,87	0,16
	Kalksandstein, Plansteine 1600kg/m <sup>3</sup>	24	0,79	
	mineralisch und pflanzlicher Faserdämmstoff WLG 040	22	0,04	
	Kalksandstein, Plansteine 1600kg/m <sup>3</sup>	24	0,79	
	Putzmörtel aus Kalk, Kalkzement; hydraulischer Kalk	1,5	0,87	
Boden gegen Erdreich 	Kunststoffbodenbelag PVC	0,5	0,23	0,14
	Zementestrich	9	1,4	
	Polyethylenfolie	0,02	1	
	Polystyrol- Hartschaumplatte WLG 035	12	0,035	
	Stahlbeton- Bodenplatte, Rohdichte 2200 kg/m <sup>3</sup>	15	1,6	
	Polystyrol- Hartschaumplatte WLG 037	12	0,035	
Boden gegen Keller 	Kunststoffbodenbelag PVC	0,5	0,23	0,25
	Zementestrich	9	1,4	
	Polyethylenfolie	0,02	1	
	Polystyrol- Hartschaumplatte WLG 035	12	0,035	
	Stahlbeton- Bodenplatte, Rohdichte 2200 kg/m <sup>3</sup>	15	1,6	
Schrägdach 	Gipskarton- Platten	1,3	0,25	0,1
	OSB- Platten	1,8	1	
	Zellosedämmstoff WLG 040	35,6	0,04	
	DWD- Platten	1,8	0,05	
	horizontale Luftschicht	4	0,04	

<sup>4</sup> vgl. AIB Architekten- und Ingenieurgesellschaft mbH Bautzen

		Konstruktionsholz (Sparren)	4	0,13	
		Dachziegelsteine aus Ton	2	1	
Flachdach 		Decke aus Normalbeton, Rohdichte 2200 kg/m <sup>3</sup>	20	1,6	0,11
		Polyethylenfolie	0,02	1	
		Polystyrol- Flachdachdämmplatten WLG 035	30,5	0,035	
		Kunststoffdachbahn aus PVC	0,03	1	
Außenfenster		3- Scheiben- Wärmeschutzverglasung mit einem Passivhausrahmen und einem Randverbund aus Kunststoff; $g^L=0,5$ ; $t_{65}=0,69$			< 0,8
Dachfenster		3- Scheiben- Wärmeschutzverglasung mit einem Passivhausrahmen und einem Randverbund aus Aluminium; $g^L=0,5$ ; $t_{65}=0,69$			1
Glasfassade		3- Scheiben- Wärmeschutzverglasung in einer Pfosten-Riegel Konstruktion; $g^L=0,5$ ; $t_{65}=0,69$			< 0,85

A2: Kostenzusammenstellung für das Bezugsgebäude nach EnEV 2009

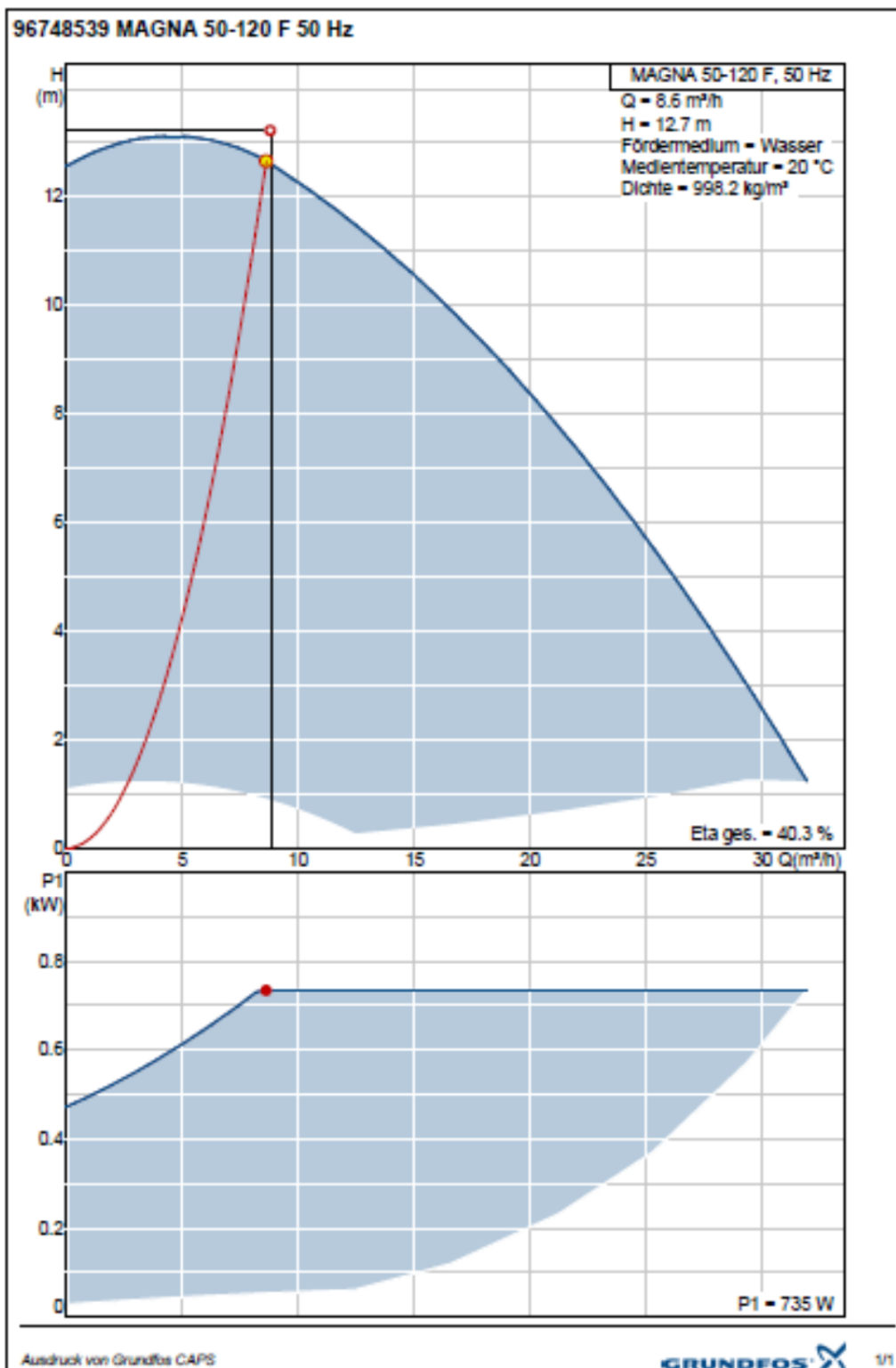
<b>Kostengruppe 300</b>	Gesamtkosten in €	Fläche in m <sup>2</sup>	spezifische Kosten in €/m <sup>2</sup>
<b>Bauwerk- Baukonstruktion</b>	<b>948.236,89</b>	<b>2250,1</b>	<b>421,42</b>
<b>Baugrube</b>	<b>31.645,39</b>	<b>654,2</b>	<b>48,37</b>
<b>Gründung</b>	<b>62.064,69</b>	<b>654,2</b>	<b>94,87</b>
Bodenplatten	24.719,66	654,2	37,79
Abdichtungsarbeiten	25.328,98	654,2	38,72
Entwässerung	12.016,05	654,2	18,37
<b>Außenwände</b>	<b>255.163,47</b>	<b>862,8</b>	<b>295,74</b>
Außenwände	64.316,90	862,8	74,54
Außenfenster und -türen	109.715,77	272,5	402,63
Außenwanddämmung	63.318,61	862,8	73,39
Außenwandbekleidung	17.812,19	862,8	20,64
<b>Innenwände</b>	<b>44.766,65</b>	<b>401,5</b>	<b>111,50</b>
<b>Decken</b>	<b>280.069,13</b>	<b>2139,6</b>	<b>130,90</b>
<b>Dächer</b>	<b>60.634,76</b>	<b>700,8</b>	<b>86,52</b>
<b>Baukonstruktive Einbauten</b>	<b>23.730,90</b>	<b>2250,1</b>	<b>10,55</b>
<b>sonstige Maßnahmen für Baukonstruktion</b>	<b>190.161,90</b>	<b>2250,1</b>	<b>84,51</b>
<b>Kostengruppe 400</b>	Gesamtkosten in €	Fläche in m <sup>2</sup>	spezifische Kosten in €/m <sup>2</sup>
<b>Bauwerk- Technische Anlagen</b>	<b>221.815,14</b>	<b>2331</b>	<b>95,16</b>
<b>Abwasser-, Wasser-, Gasanlagen</b>	<b>32.417,42</b>	<b>2331</b>	<b>13,91</b>
Abwasseranlagen	11.077,49	2331	4,75
Wasseranlagen	6.632,27	2331	2,85
Feuerlöschanlagen	9.868,40	2331	4,23
Sonstiges	4.839,26	2331	2,08
<b>Wärmeversorgungsanlagen</b>	<b>80.919,63</b>	<b>2331</b>	<b>34,71</b>
Wärmeerzeugungsanlagen	39.200,00	2331	16,82
Wärmeverteilstrom	9.064,59	2331	3,89
Wärmeübergabe	32.655,04	2331	14,01
<b>Lufttechnische Anlagen</b>	<b>62.872,87</b>	<b>2331</b>	<b>26,97</b>
Teilklimaanlage	40.500,00	2331	17,37
Kälteanlage	15.200,00	2331	6,52
Sonstiges	7.172,87	2331	3,08
<b>Stromanlagen</b>	<b>14.070,22</b>	<b>2331</b>	<b>6,04</b>
Elektrotechnik	11.806,59	2331	5,07
Blitzschutz	2.263,63	2331	0,97
<b>Förderanlagen</b>	<b>24.035,00</b>	<b>2331</b>	<b>10,31</b>
<b>Gebäudeautomation</b>	<b>7.500,00</b>	<b>2331</b>	<b>3,22</b>
<b>Summe 300 und 400</b>	<b>1.170.052,03</b>	<b>2331</b>	<b>501,95</b>

### A3: Messstellenliste

lfd. Nr.	Messstell	Bezeichnung	Sensor	Signal	Ort
<b>Messwerverfassung ME 01 Adresse: 01</b>					<b>Keller, E-Anschl.-Raum</b>
<u>Erfassung E-Verbrauch</u>					
1	1.0	Außenbeleuchtung, Mast	E-Zähler, WS	Impuls	UV1, KG
2	1.1	Bel. Treppenhaus, Mieterkeller, Müllraum, Bel./Steckd. Heizungsraum	E-Zähler, DS	Impuls	UV1, KG
3	1.2	Bel. /steckd. Lagerkeller und Keller hinten	E-Zähler, WS	Impuls	UV1, KG
4	1.3	Leuchtbänder Verkaufsraum EG	E-Zähler, DS	Impuls	UV3, EG
5	1.4	Bel. Umkleide/Regalrückseite, Brillenregal, Windfang, Stromschine Schau	E-Zähler, DS	Impuls	UV3, EG
6	1.5	Leuchtbänder Verkaufsraum OG	E-Zähler, DS	Impuls	UV4, OG
7	1.6	Außenwerbung	E-Zähler, DS	Impuls	UV4, OG
8	1.7	Bel. Treppenaue, Umkleide, Lichtschlauch Erker	E-Zähler, WS	Impuls	UV4, OG
9	1.8	Bel. Flur, Bel./Steckd. Archiv, Büro Chefin, Küche/Büro II, WC	E-Zähler, WS	Impuls	UV5, Büro
10	1.10	Heizung, Umwälzpumpen	E-Zähler, WS	Impuls	Heizraum, KG
11	1.11	Solepumpe primär	E-Zähler, DS	Impuls	Heizraum, KG
12	1.12	Heizung, Verdichter	E-Zähler, DS	Impuls	Heizraum, KG
13	1.13	Solepumpe sekundär	E-Zähler, WS	Impuls	Heizraum, KG
<b>Messwerverfassung ME 02 Adresse: 02</b>					<b>Keller, Heizraum</b>
1	2.0	Zone 4, VL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
2	2.1	Zone 4, RL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
3	2.2	Zone 5, VL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
4	2.3	Zone 5, RL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
5	2.4	Zone 2, VL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
6	2.5	Zone 1, RL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
7	2.6	Zone 1, VL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
8	2.7	Zone 2, RL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
9	2.8	Zone 3, VL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
10	2.10	Zone 3, RL-Temperatur	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
11	2.11	VL-Temperatur, zwischen WP (Wärmepumpe) und Pufferspeicher	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
12	2.12	RL-Temperatur, zwischen WP und Pufferspeicher	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
13	2.13	VL-Temperatur, nach Pufferspeicher	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
14	2.14	RL-Temperatur, nach Pufferspeicher	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
15	2.15	VL-Temperatur, zwischen Wärmeübertrager (WÜ) und Hydraul. Weiche (H)	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
16	2.16	RL-Temperatur, zwischen WÜ und HW	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
17	2.17	VL-Temperatur, vor Verteiler 1	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
18	2.18	RL-Temperatur, vor Verteiler 1	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
19	2.19	RL-Temperatur, Keller	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
20	2.20	VL-Temperatur, Sole vor WÜ	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
21	2.21	VL-Temperatur, vor WP	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
22	2.22	RL-Temperatur, nach WP	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
23	2.23	VL-Temperatur, vor Verteiler 2	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
24	2.24	RL-Temperatur, vor Verteiler 2	Pt 100 Anlegef	R	Heizraum, KG
25	2.25	VL-Temperatur, Keller	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
26	2.30	Volumenstrom, nach Speicher	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
27	2.31	Volumenstrom, WP - Speicher	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
28	2.32	Volumenstrom, Speicher - Keller	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
29	2.33	Volumenstrom, Sole vor WÜ	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
30	2.34	Volumenstrom, WÜ - HW	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
31	2.35	Volumenstrom, Zone 1	Durchfl.-messe	Impuls	Heizraum, KG
<b>Messwerverfassung ME 03 Adresse: 03</b>					<b>EG, Kassenbereich Haupteingang</b>
1	3.0	Kassenbereich EG, Temperatur	Digitalfühler 1		
2	3.1	Haupteingang Türkontakt a	Türkontakt	Impuls	
3	3.2	Haupteingang Türkontakt b	Türkontakt	Impuls	
4	3.3	Türbereich Haupteingang EG, Temperatur	Digitalfühler 2		
5	3.4	Kassenbereich EG, Temperatur	Pt 100	R	
6	3.10	Kassenbereich EG, Luftfeuchte	Digitalfühler 1		
7	3.13	Türbereich Haupteingang EG, Luftfeuchte	Digitalfühler 2		
8	3.20	Kassenbereich EG, Taupunkt	Digitalfühler 1		
9	3.23	Türbereich Haupteingang EG, Taupunkt	Digitalfühler 2		
10	3.30	Kassenbereich EG, Mischung	Digitalfühler 1		
11	3.31	Türbereich Haupteingang EG, Mischung	Digitalfühler 2		

lfd. Nr.	Messstell	Bezeichnung	Sensor	Signal	Ort
<b>Messwerterfassung ME 04 Adresse: 04</b>					
					<b>Verkaufsraum EG, Westseite</b>
1	4.0	Verkaufsraum EG, Westseite Mitte, Raumtemperatur	Pt 100	R	
2	4.1	Verkaufsraum EG, Bereich Haupteingang, Raumtemperatur	Pt 100	R	
3	4.2	Verkaufsraum EG, Westseite hinten, Raumtemperatur	Pt 100	R	
<b>Messwerterfassung ME 05 Adresse: 05</b>					
					<b>Verkaufsraum EG, Ostseite</b>
1	5.0	Haupteingang Türkontakt a	<b>Türkontakt</b>		Impuls
2	5.1	Haupteingang Türkontakt b	<b>Türkontakt</b>		Impuls
3	5.2	Verkaufsraum EG, Ostseite hinten, Raumtemperatur	<b>Digitalfühler 1</b>		
4	5.3	Verkaufsraum EG, Ostseite Mitte, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
5	5.4	Verkaufsraum EG, Ostseite hinten, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
6	5.12	Verkaufsraum EG, Ostseite hinten, Luftfeuchte	Digitalfühler 1		
7	5.22	Verkaufsraum EG, Ostseite hinten, Taupunkttemperatur	Digitalfühler 1		
8	5.32	Verkaufsraum EG, Ostseite hinten, Mischung	Digitalfühler 1		
<b>Messwerterfassung ME 06 Adresse: 06</b>					
					<b>Verkaufsraum OG</b>
1	6.0	Verkaufsraum OG, Westseite vorn, Raumtemperatur	<b>Digitalfühler 1</b>		
2	6.1	Verkaufsraum OG, Westseite hinten, Raumtemperatur	<b>Digitalfühler 2</b>		
3	6.2	Verkaufsraum OG, Mitte vorn, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
4	6.3	Verkaufsraum OG, Mitte hinten, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
5	6.4	Verkaufsraum OG, Westseite vorn, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
6	6.5	Verkaufsraum OG, Westseite hinten, Raumtemperatur	<b>Pt 100</b>	R	
7	6.10	Verkaufsraum OG, Westseite vorn, Luftfeuchte	Digitalfühler 1		
8	6.11	Verkaufsraum OG, Westseite hinten, Luftfeuchte	Digitalfühler 2		
9	6.20	Verkaufsraum OG, Westseite vorn, Taupunkt	Digitalfühler 1		
10	6.21	Verkaufsraum OG, Westseite hinten, Taupunkt	Digitalfühler 2		
11	6.30	Verkaufsraum OG, Westseite vorn, Mischung	Digitalfühler 1		
12	6.31	Verkaufsraum OG, Westseite hinten, Mischung	Digitalfühler 2		
<b>Messwerterfassung ME 07 Adresse: 07</b>					
					<b>Lüfterraum, Werkstatt</b>
1	7.0	Zuluft, vor Register, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
2	7.1	Zuluft OG Verkauf, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
3	7.2	Zuluft OG Büro, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
4	7.3	Zuluft EG Verkauf, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
5	7.4	Abluft OG Verkauf und Büro, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
6	7.5	Abluft EG Verkauf, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
7	7.6	Außenluft, Temperatur	<b>Fühler 1</b>		Strömungsfühler
8	7.8	Temperatur außen, Wetterstation	<b>Fühler 2</b>		Wetterstation außen
9	7.9	Temperaturdifferenz Außenluft	Fühler 1		
10	7.16	Strömung Außenluft	Fühler 1		
11	7.18	Luftfeuchte außen, Wetterstation	Fühler 2		
12	7.28	Taupunkt außen, Wetterstation	Fühler 2		
13	7.38	Mischung außen, Wetterstation	Fühler 2		
14	7.40	E-Zähler, Lüftungsgerät	<b>E-Zähler</b>		Werkst., OG, Steuerung Lüfter
15	7.41	Fortluft, Temperatur	<b>Pt 100</b>	R	Tauchfühler, Lüftungsrohr
16	7.42	E-Zähler, Raumbeleuchtung Werkstatt und Lager	<b>E-Zähler</b>		UV, Werkstatt, OG

A4: Kennlinie der Umwälzpumpe Zone 1, Quelle: Grundfos

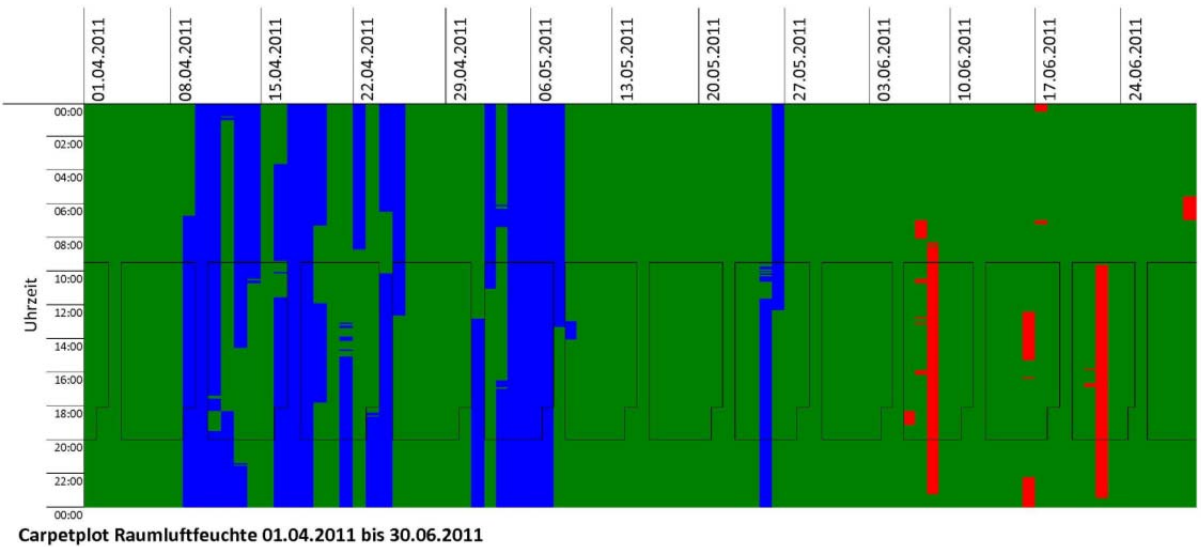
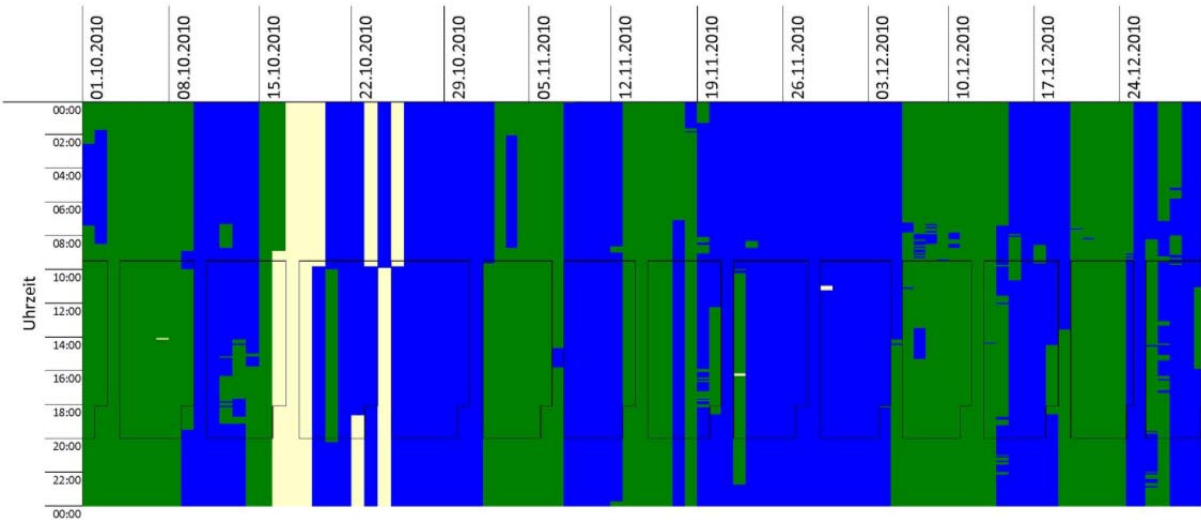
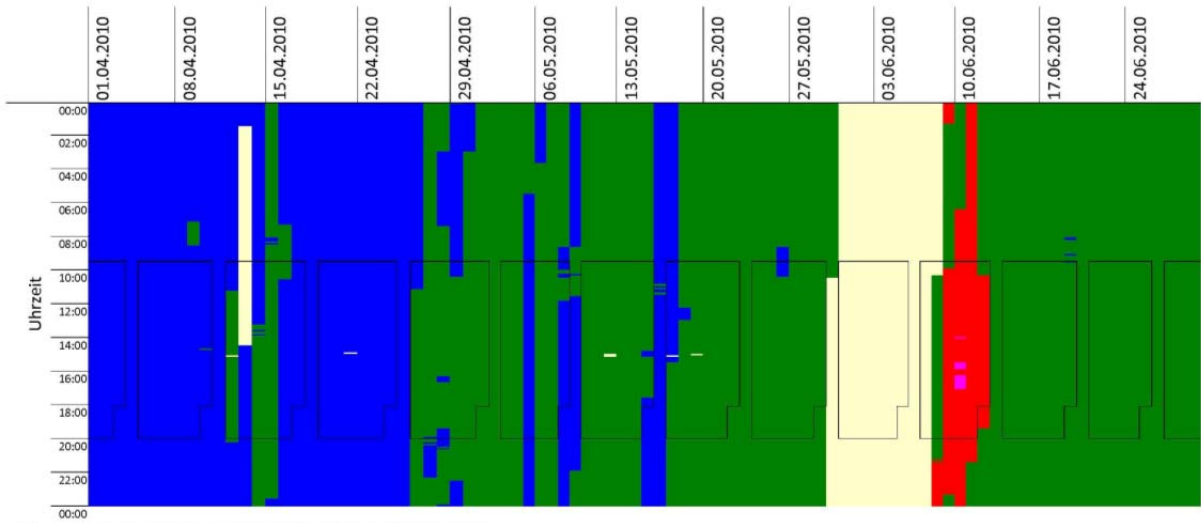


A5: Entscheidungsmatrix für energetische Auswirkungen des Infiltrationsvolumenstroms

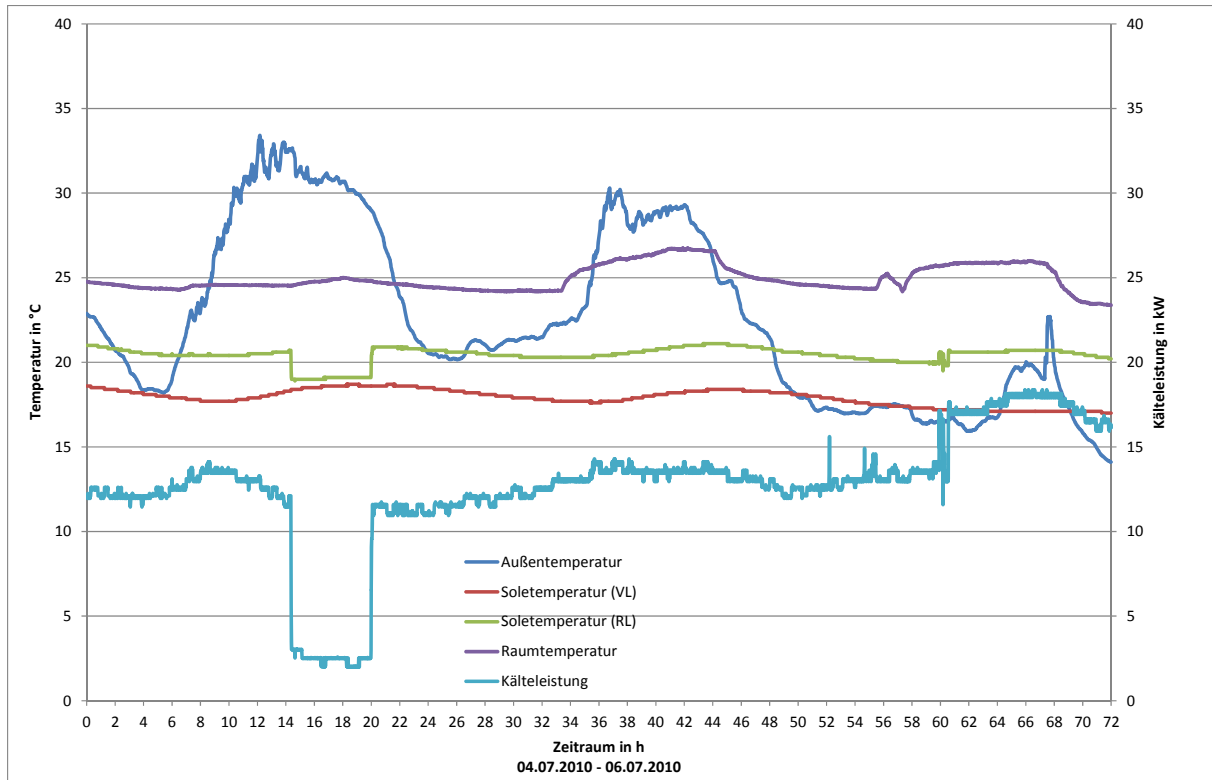
Außen-temperatur	Heizanlage	Kühlanlage	Innen-temperatur	Energiebedarf		Energiebedarf	
				Verkauf		Büro	
				Kühlung	Heizung	Kühlung	Heizung
$t_a < t_i$	Aus	Aus	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Senkung		Senkung	
$t_a < t_i$	Aus	Aus	$t_i < t_{i,Soll}$	Senkung			Erhöhung
$t_a < t_i$	Ein	Aus	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Senkung			Erhöhung
$t_a < t_i$	Ein	Aus	$t_i < t_{i,Soll}$		Erhöhung		Erhöhung
$t_a < t_i$	Aus	Ein	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Senkung		Senkung	
$t_a < t_i$	Aus	Ein	$t_i < t_{i,Soll}$	Senkung			Erhöhung
$t_a < t_i$	Ein	Ein	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Senkung			Erhöhung
$t_a < t_i$	Ein	Ein	$t_i < t_{i,Soll}$	Senkung			Erhöhung
$t_a > t_i$	Ein	Ein	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Erhöhung			Senkung
$t_a > t_i$	Ein	Ein	$t_i < t_{i,Soll}$	Erhöhung			Senkung
$t_a > t_i$	Ein	Aus	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Erhöhung			Senkung
$t_a > t_i$	Ein	Aus	$t_i < t_{i,Soll}$		Senkung		Senkung
$t_a > t_i$	Aus	Ein	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Erhöhung		Erhöhung	
$t_a > t_i$	Aus	Ein	$t_i < t_{i,Soll}$	Erhöhung			Senkung
$t_a > t_i$	Aus	Aus	$t_i \geq t_{i,Soll}$	Erhöhung		Erhöhung	
$t_a > t_i$	Aus	Aus	$t_i < t_{i,Soll}$	Erhöhung			Senkung



## A6: Weitere Carpet Plots



## A7: Ausgewählte Tagesverläufe der Kälteleistung



# A8: Lageplan des Erdsondenfeldes

