

Grundlagenuntersuchung der bauphysikalischen und technischen Bedingungen zur Umsetzung des Passivhauskonzepts im öffentlichen Hallenbad

Darmstadt 23.09.2009

Autoren:

Tanja Schulz

Dr. Rainer Pfluger

Jessica Grove-Smith

Oliver Kah

Dr. Benjamin Krick



Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
2.	Randbedingungen für die Planung von Hallenbädern	2
2.1.	Bauphysikalische Randbedingungen Oberflächentemperaturen... 2	
2.1.1.	Einführung.....	2
2.1.2.	Fassaden	3
2.1.3.	Methode	3
2.1.4.	Beschreibung der Varianten und Darstellung der Ergebnisse.....	7
2.1.5.	Zusammenfassung und Empfehlungen.....	12
2.1.6.	Bauphysikalische Randbedingungen - Materialschutz.....	13
2.2.	Physiologische Randbedingungen.....	13
2.2.1.	Behaglichkeit.....	13
2.2.2.	Luftqualität und Luftschadstoffe	18
2.3.	Ableitung der Randbedingungen für Hallenbäder in Passivhausbauweise	19
3.	Rechenmodelle eines Hallenbades.....	22
3.1.	Stationäre und dynamische Energiebilanz	24
4.	Gebäudehülle	25
4.1.	Anteile an der Energiebilanz und Potentiale.....	25
4.2.	Hochwärmegedämmte Bauteilaufbauten	26
4.2.1.	Massive Wandkonstruktionen	27
4.2.2.	Leichte Wandkonstruktionen.....	29
4.2.3.	Einfluss des Luftwechsels bei kombiniertem Außen- und Umluftbetrieb	40
4.2.4.	Kellertemperaturen.....	41
4.2.5.	Einfluss der Orientierung.....	41
4.3.	Sommerliche Behaglichkeit	42
4.4.	Tageslichtnutzung im Hallenbad	46
4.4.1.	Einführung.....	46
4.4.2.	Aufgabenstellung	47
4.4.3.	Hallenbad Modell	47
4.4.4.	Bewertung der Tageslichtsituation mit dem Tageslichtquotient.....	48



4.4.5.	Einfluss der Fenster auf die Tageslichtnutzung.....	49
4.4.6.	Hallenbad mit 4 m Hallenhöhe	49
4.4.7.	Hallenbad mit 6 m Hallenhöhe	54
4.4.8.	Künstliche Beleuchtung - Energiebedarf	57
5.	Gebäudetechnik	60
5.1.	Anteile an der Energiebilanz / Potentiale	60
5.1.1.	Stromeffizienz Ventilatoren	61
5.1.2.	Einfluss der Verdunstung	62
5.2.	Heizwärmelast	64
5.2.1.	Einfluss einer Nachtabenkung.....	65
5.2.2.	Einfluss einer Beckenabdeckung	66
5.3.	Varianten zur Reduzierung der Enthalpieverluste.....	67
5.3.1.	Entfeuchtung über Außenluftwechsel - Ausgangsvariante	67
5.3.2.	Enthalpierückgewinnung	69
5.3.3.	Umluftentfeuchtung Variante 4.....	74
5.3.4.	Einfluss des Wärmeübertragers	77
5.4.	Wärmeversorgung und primärenergetische Betrachtung.....	79
6.	Zusammenfassung der Ergebnisse	82
7.	Literatur.....	86



1. Einleitung

Die Bereitstellung von Sport- und Freizeitangeboten gehört zu den wesentlichen Aufgaben der Städte und Kommunen zur Förderung der Gesundheitsvorsorge einzelner, aber auch gemeinschaftlicher Sportaktivitäten (Vereinssport) sowie des Bildungsangebotes (Schwimmausbildung, Schulsport). Der Betrieb von Hallenbädern stellt die Kommunen vor besondere finanzielle Herausforderungen. Der Bau, der Betrieb und die Instandhaltung verursachen sehr hohe Kosten und dies führt immer häufiger zu Finanzierungsproblemen bis hin zur Schließung derartiger Einrichtungen.

Angeregt durch die Bädergesellschaft der Stadtwerke Lünen GmbH¹ wurden gemeinsame Überlegungen konkretisiert und zu klärende Fragestellungen mit dem Ziel abgeleitet, den Energiebedarf moderner Hallenbäder auf Basis heute bereits handhabbarer Konzeptionen und Technologien drastisch zu senken.

Mit fördernder Unterstützung der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) konnten die Überlegungen zeitnah mittels der Grundlagenuntersuchung der bauphysikalischen und technischen Bedingungen zur Umsetzung des Passivhauskonzepts im öffentlichen Hallenbad konkretisiert werden.

Mit dem vorliegenden Bericht dieser Grundlagenuntersuchung werden weitreichende, dem speziellen Anforderungsprofil gerecht werdende Lösungsansätze vorgestellt, welche die Kosten für den Betrieb, insbesondere für den Energiebedarf, drastisch wie auch nachhaltig senken können.

Die hier erarbeiteten Zusammenhänge sollen Betreibern (z.B. Städte, Gemeinden) und fachspezifisch tätigen Spezialisten (Planer, Komponentenhersteller) nachhaltige Energieeinsparpotentiale aufzeigen, die mit heute verfügbaren Kenntnissen und Technologien bereits zu erschließen sind. Ebenso werden auch Perspektiven und Bedarfe zu weiteren Untersuchungen und für zukünftige Entwicklungen abgeleitet.

Die zentralen Ergebnisse des vorliegenden Berichts bilden die Grundlagen der Entwicklung des Lüner Hallenbadprojektes durch ein über alle Gewerke integriert arbeitendes Planungsteam. Das gebaute Beispiel ist das kurzfristige Ziel, um die Zusammenhänge transparent zu machen und sie in Theorie und Praxis zu evaluieren.

¹ Die Bädergesellschaft der Stadtwerke Lünen GmbH befand sich zu diesem Zeitpunkt am Start der planerischen Entwicklung eines Hallenbadneubaus. Dabei steht die initiale, systematische Entwicklungsaufgabe in Richtung der Passivhausbauweise und den damit verbundenen Leitgedanken im Vordergrund.



2. Randbedingungen für die Planung von Hallenbädern

Die Vorgaben der [VDI 2089 BLATT 1] für die maximale Wasserdampfkonzentration in Hallenbädern basiert auf der Forderung, dass während der Winterzeit bis zur mittleren Außentemperatur des kältesten Monats eines Jahres des betreffenden Klimagebietes eine Taupunktunterschreitung auf den Außenbauteilen vermieden wird. Die Grenze der zulässigen Luftfeuchte liegt danach bei 14,3 g/kg für Gebäude mit Wärmeschutz, entsprechend den gesetzlichen Vorschriften der Energieeinsparverordnung (EnEV). Die sehr gute Wärmedämmung von Passivhäusern erlaubt es aufgrund höherer innerer Oberflächentemperaturen der Außenbauteile diese Grenze zu höheren Feuchtegehalten zu verschieben. Mit steigender Raumlufffeuchte im Hallenbereich sinkt die Verdunstungsleistung des Beckenwassers. Dies hat wiederum einen großen Einfluss auf den erforderlichen Luftwechsel, der wiederum die Höhe der Lüftungswärmeverluste maßgeblich beeinflusst. Um eine Optimierung in diesem Sinne vorzunehmen, besteht eine wesentliche Aufgabe darin, die Grenze des zulässigen Feuchtegehaltenes in der Hallenluft zu bestimmen. Folgende Parameter wurden in diesem Zusammenhang untersucht:

- ▷ Materialschutz
- ▷ Behaglichkeit
- ▷ Bauschadensfreiheit

2.1. Bauphysikalische Randbedingungen Oberflächentemperaturen

2.1.1. Einführung

Verglichen mit anderen Außenbauteilen weisen transparente Bauteile die größten flächenbezogenen Wärmeverluste auf. Andererseits werden durch sie solare Wärmegewinne möglich. Das Kriterium für Passivhaus geeignete Verglasungen besagt, dass durch die Gläser im mitteleuropäischen Kernwinter bei normalen Innentemperaturen (20°C) solare Nettogewinne bei Südausrichtung möglich sein müssen. Das Fenster wird unter solchen Bedingungen zum Energiesammler. Das Passivhaus Kriterium fordert einen Fassaden-U-Wert von $U_{CW}=0,80 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ im nicht eingebauten und $U_{CW,\text{eingebaut}}=0,85 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ im zweiseitig eingebauten Zustand bei einer Elementgröße von 1,20 m x 2,50 m. Zusätzlich erhöht sich bei passivhausgeeigneten Fensterqualitäten im Vergleich zur Standardverglasung die

innere Oberflächentemperatur der Gläser erheblich. Eine höhere thermische Behaglichkeit durch geringeren Strahlungswärmeentzug ist die willkommene Folge.

Unbeschadet dieser Verbesserungen bleibt auch im Passivhaus das Fenster die Regelfläche mit der geringsten Innenoberflächentemperatur. Auch (bei korrekter Planung und Ausführung aller Bauteile) konnte die Glasrandecke als kälteste Innenoberfläche im Passivhaus identifiziert werden, vgl. **Abbildung 1**. Sie wird daher im Folgenden intensiver betrachtet.

2.1.2. Fassaden

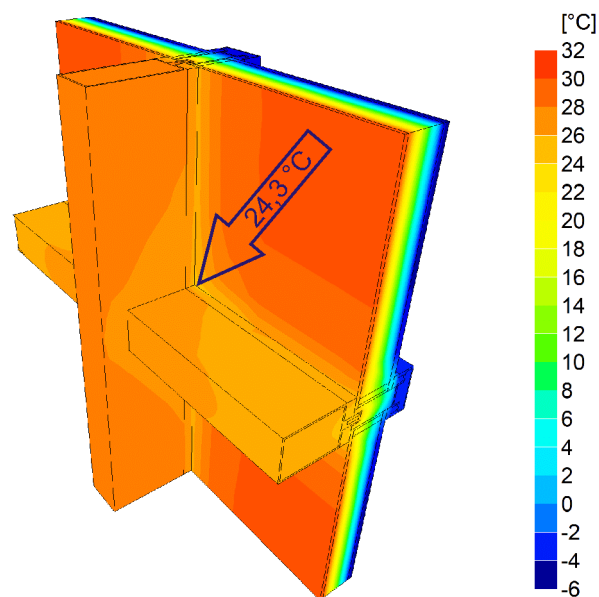


Abbildung 1: Isothermenbild einer thermisch hochwertigen Fassade bei -5 °C Außen- und 32 °C Innentemperatur

Der Energiebedarf von Schwimmbädern kann durch eine Erhöhung der Luftfeuchtigkeit erheblich gesenkt werden. Begrenzender Faktor für die Luftfeuchtigkeit ist unter anderem die minimale Oberflächentemperatur der Gebäudehülle. Diese tritt, wie bereits erwähnt, in der Glasrandecke von Pfosten-Riegelkonstruktionen auf. Kann die Temperatur an dieser Stelle erhöht werden, kann mit ihr die Luftfeuchte im Raum erhöht und der Energiebedarf des Hallenbades reduziert werden.

2.1.3. Methode

Vorgabe ist, die maximale Raumluftheuchtigkeit zu ermitteln, bei der an der kältesten Stelle auf der Innenseite der wärmedämmenden Hülle keine Wasserdampfkondensation zu erwarten ist. Dieser Zustand wird im sogenannten Taupunkt erreicht.



Bei einem fiktiven optimalen Glasrandverbund tritt kein Wärmebrückeneffekt und damit kein Absinken der dortigen Temperatur gegenüber der Regelfläche auf. In diesem Fall entsteht die niedrigste Oberflächentemperatur an dem Bauteil der Gebäudehülle mit dem höchsten Wärmedurchlasskoeffizienten. In der Regel am Glas. **Tabelle 1** listet die in der folgend beschriebenen Parameterstudie verwendeten Glas-U-Werte, die resultierenden Innenoberflächentemperaturen (bei einem Wärmeübergangskoeffizient von innen $h_i = 8,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, außen $h_a = 25 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, -5 °C Außen- und 32 °C Innentemperatur) sowie die zugehörigen maximalen Raumluftfeuchten auf, unterhalb derer es nicht zu Tauwasserausfall kommt. Die angegebenen Luftfeuchten stellen damit einen idealen Höchstwert dar. Durch den mit heutiger Technik unvermeidlichen Wärmebrückeneffekt am Glasrand werden die realisierbaren Luftfeuchten deutlich niedriger liegen.

Tabelle 1: Verwendete Glas-U-Werte, resultierende Innenoberflächentemperaturen und maximale Raumluftfeuchten

$U_g \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$	1,23	0,61	0,54
$T_{(\text{RSI}=0,125 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}), \text{Glas}} \text{ [°C]}$	26,31	29,18	29,51
$f_{(\text{RSI}=0,125 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}), \text{Glas}} \text{ [-]}$	0,85	0,92	0,93
$f_{\text{abs}} \text{ [g]}$	21,77	25,90	26,42
Max rH [-]	0,72	0,85	0,87
$T_{(\text{RSI}=0,125 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}), \text{Glas}}$: Oberflächentemperatur in der Glasmitte bei den genannten Randbedingungen in Grad Celsius, $f_{(\text{RSI}=0,125 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}), \text{Glas}}$: Temperaturfaktor in der Glasmitte bei den genannten Randbedingungen (dimensionslos), f_{abs} : maximaler absoluter Wassergehalt im Gramm Wasser pro kg trockener Luft, Max rH: maximale relative Feuchte			

In einer Parameterstudie wurden drei Grundkonstruktionen von Pfosten-Riegel-fassaden in 21 Varianten untersucht, um die Glasrandtemperaturen der verschiedenen Konstruktionen zu ermitteln und Möglichkeiten für eine Anhebung der Glasrandtemperatur zu identifizieren.

Die Untersuchungen wurden mit dem 3D-Wärmestromprogramm [SOLIDO] der Firma Physibel (Belgien) an einem vereinfachten Fassadenmodell durchgeführt. Das Berechnungsmodell ist 500 mm hoch, 500 mm breit und 250 mm tief, vgl. **Abbildung 2**. Die Modellgrenzen wurden als adiabatisch angenommen.

Das Berechnungsmodell besteht aus einem Pfostenstück, von dem nach links und rechts ein Riegel abzweigt. Die Materialien von Pfosten und Riegel wurden zwischen Aluminium, Stahl und Holz variiert. Das Glas wird über ein Systemträgerprofil an die Tragkonstruktion angeschlossen. Bei der Aluminium- und Stahlunterkonstruktion ist dieser Systemträger integriert, bei der Holztragkonstruktion besteht er aus Aluminium oder glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK). Das Glas ist beidseitig auf Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) gelagert. Der Glas-U-Wert wurde von $U_g = 1,23 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (Standardverglasung) über $0,61 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (Passivhausverglasung, 6/16/6/16/4) zu $0,54 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (Passivhausverglasung, 6/18/6/18/4) variiert. Zur

Reduzierung des numerischen Aufwandes wurde die innere Scheibe im Modell nicht modelliert. Für den Glasrand wurde ein Ersatzmodell verwendet, welches den thermischen Eigenschaften des Abstandhalters „SwisspacerV“ der Fa. Saint Gobain entspricht.

Die Scheibe selbst steht auf zwei Glasträgern auf, die aus Aluminium oder GFK bestehen. Zwischen den Glasträgern und der Scheibe liegt ein Ausgleichsklotz aus GFK. Die Anpressleiste, mit der das Glas gegen Horizontalkräfte gesichert wird, besteht aus Aluminium oder GFK. Sie ist mittels Schrauben aus Edelstahl oder GFK mit dem Systemträger verbunden. Der Hohlraum zwischen dem Randverbund der Scheiben, dem Systemträger und der Anpressleiste ist komplett mit Polyethylenschaum ausgedämmt. Die Anpressleiste wird durch eine Abdeckleiste aus Aluminium bzw. GFK verkleidet. **Abbildung 2** zeigt das Modell einer Fassade mit Holztragwerk in der Variante 12. Links ist das komplette Modell abgebildet, rechts nur das Traggerüst aus Holz, der Systemträger aus Aluminium, die Glasträger aus glasfaserverstärktem Kunststoff und die Edelstahlschrauben, welche den Systemträger mit der Anpressleiste (nicht dargestellt) verbinden. Die Anordnung und Abmessungen der einzelnen Bauteile sind in allen Varianten gleich, lediglich die Materialien variieren. Eine Ausnahme bilden die Varianten 3a, 13a, 16a und 16b. Bei diesen Varianten beträgt die Verglasungsstärke 52 mm, bei allen anderen Varianten 48 mm. **Tabelle 2** listet die verwendeten Materialien mit ihren Leitwerten und zugewiesenen Farben auf.

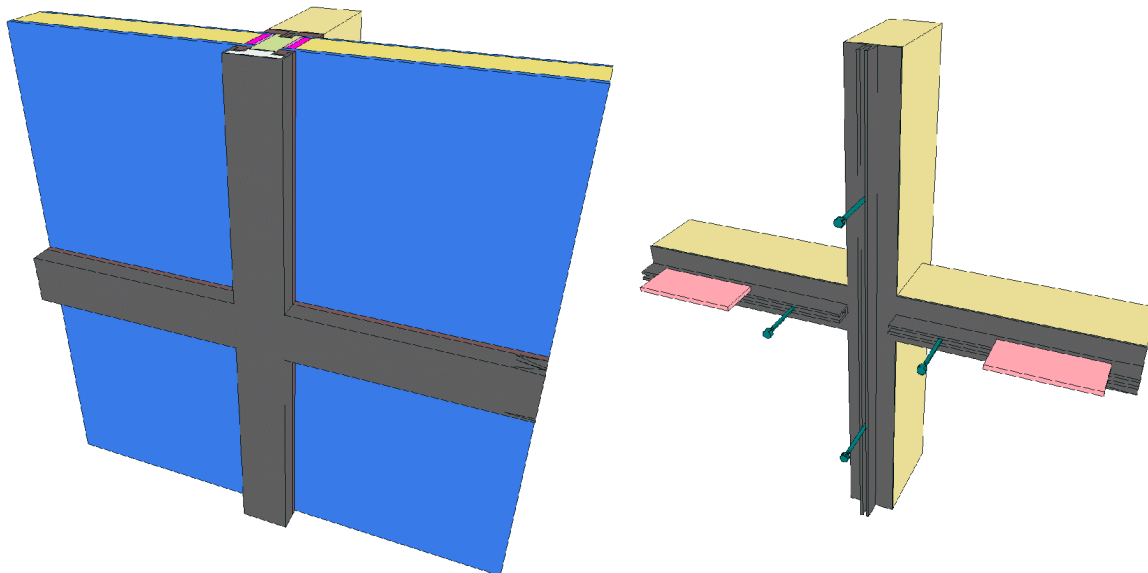








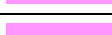
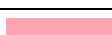
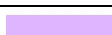
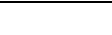





Abbildung 2: Modell der Fassade mit Holztragwerk in der Variante 12. Komplettes Modell (links) und rechts nur Traggerüst (Holz), Systemträger (Alu), Glasträger (GFK) und Schrauben (Edelstahl).



Tabelle 2: Verwendete Materialien mit ihren Wärmeleitfähigkeiten und den zugeordneten Farben

Farbe	Material	Wärmeleitfähigkeit λ [W/mK]
	Aluminium-Legierung	160
	Edelstahl	15
	Stahl	60
	Nadelholz	0,13
	Dämmung 035	0,035
	Glas (DIN EN 12524)	1,0
	EPDM	0,25
	Silikon	0,35
	Polysulfid	0,42
	Dichtstoff (nur bei Variante 16b)	0,25
	GFK	0,30
	SwisspacerV-Ersatz	0,25
	Scheibenzwischenraum $U_g = 1,23$	0,060
	Scheibenzwischenraum $U_g = 0,61$	0,026
	Scheibenzwischenraum $U_g = 0,54$	0,025

Zu jeder Variante wurden folgende Kennwerte ermittelt:

Wärmedurchgangskoeffizient des Rahmens U_f : Beschreibt die thermische Qualität des Rahmens. Je geringer der U-Wert, umso geringer die Energieverluste. U_f korreliert jedoch nicht zwangsläufig mit der Temperatur am Glasrand und damit mit der maximal möglichen Raumlufffeuchte.

Wärmebrückenverlustkoeffizient am Glasrand Ψ_g : Beschreibt die thermische Qualität des Randverbundes und hängt neben der Art des Randverbundes von der Überdämmung durch den Rahmen ab. Die Glasrandwärmebrücke hat einen erheblichen Einfluss auf die maximal mögliche Raumlufffeuchte.

Zusätzlicher Wärmeverlust durch die Schraube $\Delta U_{\text{Schraube}}$: Durch die Verschraubung zwischen Anpressprofil und Systemträger wird ein zusätzlicher Wärmeverlust verursacht. Dieser hat sowohl Einfluss auf die Energiebilanz der Fassade als auch auf die minimale Oberflächentemperatur. $\Delta U_{\text{Schraube}}$ bezieht sich hier auf einen Schraubenabstand von 0,25 m.

Wärmeverlust durch den Glasträger χ_{GT} : Hat ebenfalls einen erheblichen Einfluss auf die Oberflächentemperatur. Ist der Glasträger aus Aluminium, wird die



Konstruktion im Bereich des Glasträgers regelrecht gekühlt, die Oberflächentemperatur sinkt.

Minimaltemperatur T_{\min} : Von der Minimaltemperatur, die bei allen untersuchten Varianten in der Glasecke auftritt, hängt die maximale Raumlufffeuchte ab.

Temperaturfaktor am Glasrand $f(R_{si} = 0,125 \text{ m}^2\text{K/W})$: Wäre der Temperaturfaktor am Glasrand 1, wäre die dortige Temperatur gleich der Raumlufftemperatur. Wäre der Faktor 0, wäre die dortige Temperatur gleich der Außenlufttemperatur. Der Temperaturfaktor am Glasrand ermöglicht die Berechnung der Glasrandtemperatur bei beliebigen Außen- und Innentemperaturen.

Maximale Raumlufffeuchte $\text{Max } rH \text{ Raum}$: Die Raumlufffeuchte hat einen signifikanten Einfluss auf den Energiebedarf des Hallenbades. Je höher die Raumlufffeuchte sein kann, umso niedriger der Energiebedarf. Die maximal zulässige Raumlufffeuchte hängt, bei gegebener Innentemperatur, von der minimalen Oberflächentemperatur ab und ist ein Indikator für den Energiebedarf des Hallenbades.

2.1.4. Beschreibung der Varianten und Darstellung der Ergebnisse

Folgend werden die drei untersuchten Systeme mit ihren Varianten beschrieben und die wichtigsten Ergebnisse dargestellt. Alle ermittelten Werte sind in **Tabelle 3** zusammengefasst. Alle angegebenen Minimaltemperaturen und maximalen relativen Luftfeuchten beziehen sich auf eine Innentemperatur von 32 °C.

Fassade mit Aluminiumtragstruktur

Pfosten und Riegel bestehen aus Aluminiumrohr, der Systemträger ist integriert. In sieben Varianten wird das Material der Glasträger, der Schrauben, des Anpress- und Abdeckprofils sowie die Verglasung variiert.

Variante 0

Diese Variante stellt mit einem Rahmen-U-Wert von 1,35 W/(m²K) eine heute übliche Standardfassade dar. Bis auf die Schrauben (Edelstahl) sind alle tragenden Teile aus Aluminium gefertigt. Es wurde ein Glas mit dem U-Wert von 1,23 W/(m²K) und Aluminiumrandverbund angesetzt. Die Minimaltemperatur wurde zu 12,73 °C berechnet, die maximale Raumlufffeuchte liegt bei **31%**. Im normalen Betrieb des Bades kommt es damit zwangsläufig zu Tauwasserausfall, der entweder toleriert, oder durch aufwendige Anlagentechnik begrenzt werden kann.

Variante 1

Abweichend zur Variante 0 wurde ein Glas-U-Wert von 0,61 W/(m²K) in Kombination mit einem hochwertigen Kunststoffabstandhalter in der Berechnung berücksichtigt.



Der Hohlraum zwischen den Glasrändern, dem Systemträger und der Anpressleiste wurde mit PE-Schaum ausgedämmt. Mit einem Rahmen-U-Wert von $0,735 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und einer Minimaltemperatur von $24,28 \text{ }^\circ\text{C}$ stellt diese Variante eine erhebliche Verbesserung dar. Durch den Aluminiumglasträger ist der Wärmebrückenverlustkoeffizient mit $0,038 \text{ W}/\text{K}$ pro Glasträger sehr hoch. Die maximale Raumlufffeuchte konnte dennoch auf **64%** mehr als verdoppelt werden.

Variante 2

In Abweichung zu Variante 1 wurde der Aluminiumglasträger durch einen GFK-Träger ersetzt. Dessen Wärmebrückenverlustkoeffizient sinkt auf $0,003 \text{ W}/\text{K}$, die maximal mögliche Raumlufffeuchte steigt auf **69%**.

Variante 3

Hier wurde das Anpressprofil aus Aluminium durch ein GFK-Profil ersetzt. Dadurch wird der Wärmetransport in den Abstandhaltern reduziert. Die Folge ist eine Verringerung des Glasrandwärmebrückenverlustkoeffizienten, des zusätzlichen Wärmeverlustes durch die Verschraubung und eine Anhebung der minimalen Oberflächentemperatur auf $25,76 \text{ }^\circ\text{C}$. Die mögliche Raumlufffeuchte erreicht nun **70%**, der Rahmen-U-Wert liegt bei $0,721 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Diese Variante stellt das heute marktverfügbare Optimum bei Aluminiumfassaden mit der beschriebenen Verglasungsqualität dar. Durch die Verbesserung des Glases (2 mal 18 mm Scheibenzwischenraum, Variante 3a) kann die minimale Oberflächentemperatur auf $25,42 \text{ }^\circ\text{C}$, die maximale Raumlufffeuchte auf **72%** erhöht werden. Der Rahmen-U-Wert liegt bei dieser Variante bei $0,670 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Varianten 4 und 5

Diese Varianten schätzen zukünftige Entwicklungspotentiale ab. Bei ihnen wurden auch die Schrauben und die Abdeckleiste aus GFK gefertigt angenommen. Beide Änderungen haben einen recht geringen Einfluss auf die Glasrandtemperatur, die Glasfaserschrauben senken den Wärmeverlust jedoch erheblich. Die maximale Raumlufffeuchte liegt bei Variante 5 bei **71%**.

Fassade mit Stahltragstruktur

Pfosten und Riegel bestehen aus Stahlrohr, der Systemträger ist integriert. In fünf Varianten wird das Material der Glasträger, der Schrauben, des Anpress- und Abdeckprofils sowie die Verglasung variiert. Dabei sind die Änderungen der Varianten 6 bis 10 analog der Varianten 1 bis 5.

Die Wärmedurchgangskoeffizienten und die Wärmebrückenverlustkoeffizienten sind in allen Varianten etwas günstiger als die der entsprechenden Aluminiumkonstruktionen, die minimalen Oberflächentemperaturen und damit die maximalen



Luftfeuchten sind jedoch niedriger. Bei Variante 8, welche der Variante 3 entspricht, beträgt die minimale Oberflächentemperatur $25,51\text{ °C}$, die maximale Raumlufffeuchte **69%**, der Rahmen-U-Wert liegt bei $0,716\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Da Stahl die Wärme schlechter leitet als Aluminium, wird weniger Wärme aus dem Raum zu den kalten Stellen geleitet. Dies reduziert zwar die Wärmeverluste, senkt aber gleichzeitig die Temperatur der kältesten Stellen.

Fassade mit Holztragstruktur

Pfosten und Riegel bestehen aus Vollholz. In neun Varianten wird das Material des Systemträgers, der Glasträger, der Schrauben, des Anpress- und Abdeckprofils sowie die Verglasung variiert. Dabei sind die Änderungen der Varianten 11 bis 15 analog der Varianten 1 bis 5.

Die Wärmedurchgangskoeffizienten und die Wärmebrückenverlustkoeffizienten sind in allen Varianten deutlich günstiger als die der entsprechenden Aluminiumkonstruktionen, da das Holz die Wärme aus dem Innenraum weniger stark in den Systemträger und von dort aus weiter Richtung Außenluft leitet. Dieser Effekt reduziert den Wärmeverlust erheblich, die minimalen Oberflächentemperaturen und damit die maximalen Luftfeuchten sinken jedoch entsprechend. Bei Variante 13, welche der Variante 3 entspricht, beträgt die minimale Oberflächentemperatur nur $22,61\text{ °C}$, die maximale Raumlufffeuchte nur **59%**, der Rahmen-U-Wert liegt bei $0,668\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Es stellte sich die Frage nach der Möglichkeit, hohe Oberflächentemperaturen bei einem geringen U-Wert zu erzielen. Also die Vorteile von Holz- und Aluminiumtragkonstruktionen zu kombinieren. Dazu wurden in Erweiterung des Modells der Variante 13 als Variante 13a Aluminiumleisten auf der Holzkonstruktion zum Glasrand hin angebracht, die vom Systemträger thermisch entkoppelt sind, vgl. **Abbildung 3**. Es kam das Glas mit 18 mm Scheibenzwischenräumen ($U_g=0,54\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) zum Ansatz.

Bei dieser Kombination ergibt sich ein Rahmen-U-Wert, der mit $0,658\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ sogar etwas besser ist als jener der reinen Holzvariante. Die minimale Oberflächentemperatur erreicht $27,26\text{ °C}$, was Luftfeuchtigkeiten bis **76%** ermöglicht.

Damit stellt Variante 13a das bisherige Optimum dar. Die Technologie und die Komponenten zur Herstellung einer solchen Fassade sind bereits heute verfügbar.

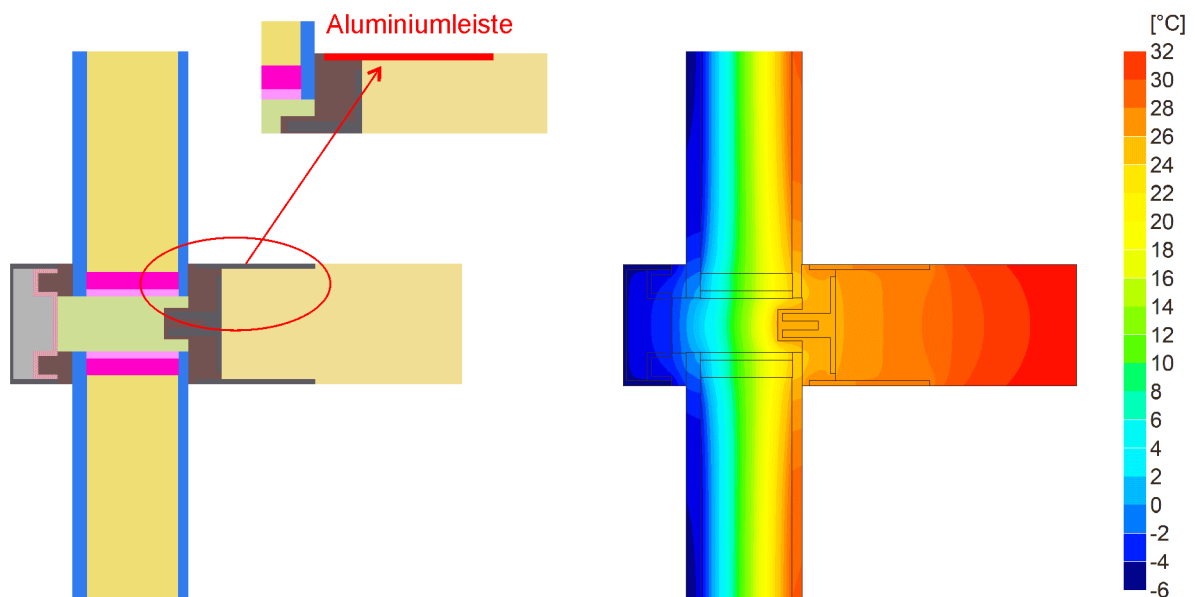


Abbildung 3: Holzkonstruktion mit Aluminiumleisten. Rechenmodell (links) und Isothermenbild (rechts)

In den Variante 14 bis 16b wurden teilweise heute noch nicht verfügbare Komponenten wie GFK-Schrauben, -Abdeckleisten und -Systemträger zum Ansatz gebracht.

Das Optimum aller untersuchten Kombinationen wird mit Variante 16b erreicht. Hier wurde die bessere Verglasung, ein leicht verbesserter Randverbund, eine verbesserte Wärmedämmung zwischen den Gläsern, dem Systemträger und der Anpressleiste, sowie zwischen der Anpress- und Abdeckleiste zum Ansatz gebracht. Alle Komponenten bis auf das Holztragsystem bestehen aus GFK, auch hier wurden die beschriebenen Aluminiumleisten zur Erhöhung der Oberflächentemperaturen im Glasrandbereich eingesetzt. Bei dieser Variante liegt der Rahmen-U-Wert bei $0,526 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, es wird eine minimale Oberflächentemperatur von 28 °C erreicht, **80%** relative Luftfeuchte ist möglich. **Abbildung 4** zeigt die Isothermendarstellung der Standardfassade und der optimierten Passivhausfassade im Vergleich.

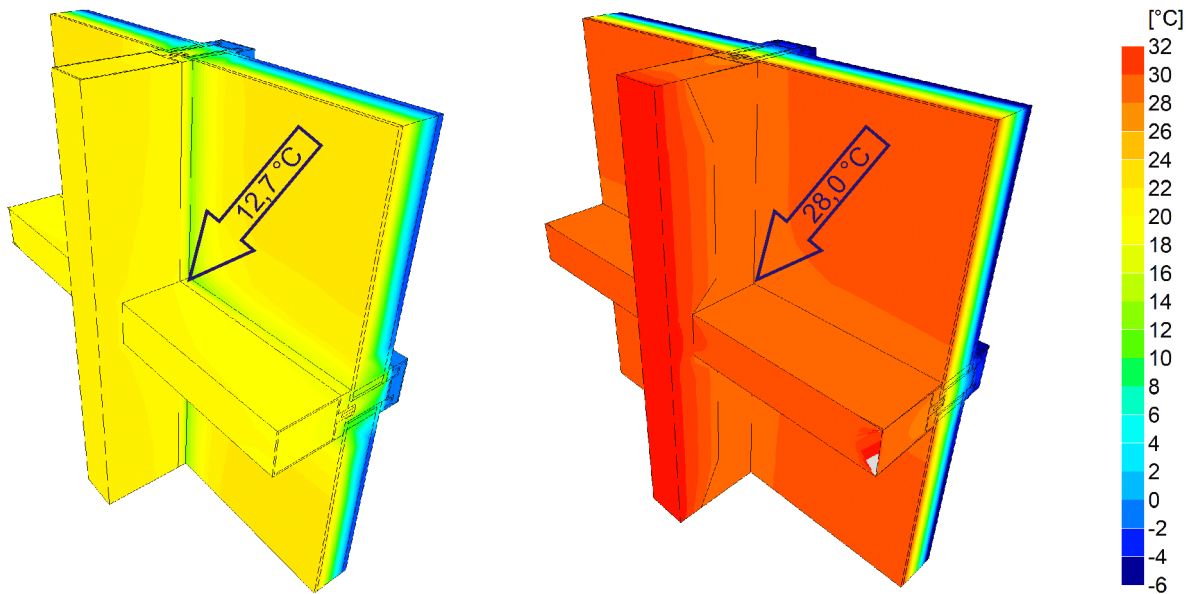
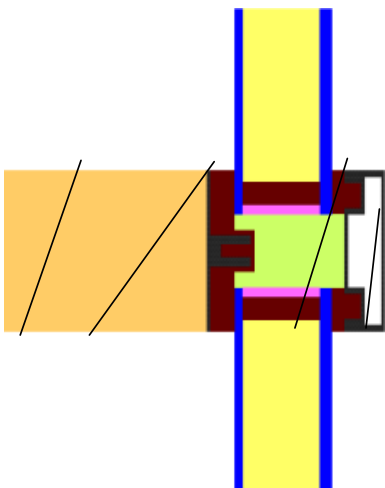


Abbildung 4: Standardfassade und thermisch optimierte Fassade im Vergleich

Tabelle 3: Übersicht der Ergebnisse der Parameterstudie

Variante							U_g [W/(m ² K)]	U_r [W/(m ² K)]	ψ_g [W/(mK)]	$\Delta U_{\text{Schraube}}$ [W/(m ² K)]	$\chi_{\text{Glasträger}}$ [W/K]	T_{min} [°C]	$f_{(rsi=0,125 (m^2K/W))}$ [-]	Max rH Raum [-]
	Alu	Alu	Alu	Est	Alu	Alu								
0	Alu	Alu	Alu	Est	Alu	Alu	1,23	1,352	0,270	0,100	0,009	12,73	0,48	0,31
1	Alu	Alu	Alu	Est	Alu	Alu	0,61	0,735	0,045	0,214	0,038	24,28	0,79	0,64
2	Alu	Alu	GFK	Est	Alu	Alu	0,61	0,735	0,045	0,214	0,003	25,59	0,83	0,69
3	Alu	Alu	GFK	Est	GFK	Alu	0,61	0,721	0,044	0,141	0,003	25,76	0,83	0,70
3a	Alu	Alu	GFK	Est	GFK	Alu	0,54	0,670	0,038	0,139	0,003	26,24	0,84	0,72
4	Alu	Alu	GFK	GFK	GFK	Alu	0,61	0,721	0,044	0,006	0,003	25,89	0,83	0,70
5	Alu	Alu	GFK	GFK	GFK	GFK	0,61	0,712	0,043	0,004	0,003	26,04	0,84	0,71
6	Stahl	Stahl	Alu	Est	Alu	Alu	0,61	0,730	0,045	0,208	0,035	23,90	0,78	0,62
7	Stahl	Stahl	GFK	Est	Alu	Alu	0,61	0,730	0,045	0,208	0,003	25,33	0,82	0,68
8	Stahl	Stahl	GFK	Est	GFK	Alu	0,61	0,716	0,044	0,137	0,003	25,51	0,82	0,69
9	Stahl	Stahl	GFK	GFK	GFK	Alu	0,61	0,730	0,045	0,005	0,003	25,65	0,83	0,69
10	Stahl	Stahl	GFK	GFK	GFK	GFK	0,61	0,708	0,043	0,004	0,003	25,81	0,83	0,70
11	Holz	Alu	Alu	Est	Alu	Alu	0,61	0,681	0,039	0,169	0,027	19,09	0,65	0,46
12	Holz	Alu	GFK	Est	Alu	Alu	0,61	0,681	0,039	0,169	0,002	22,61	0,75	0,58
13	Holz	Alu	GFK	Est	GFK	Alu	0,61	0,668	0,039	0,111	0,002	22,86	0,75	0,59
13a	Holz	Alu	GFK	Est	GFK	Alu	0,54	0,658	0,037	0,097	0,002	27,26	0,87	0,76
14	Holz	Alu	GFK	GFK	GFK	Alu	0,61	0,668	0,039	0,005	0,002	23,11	0,76	0,59
15	Holz	Alu	GFK	GFK	GFK	GFK	0,61	0,660	0,038	0,003	0,002	23,38	0,77	0,60
16	Holz	GFK	GFK	GFK	GFK	GFK	0,61	0,599	0,036	0,002	0,002	22,11	0,73	0,56
16a	Holz	GFK	GFK	GFK	GFK	GFK	0,54	0,600	0,036	0,003	0,002	27,58	0,88	0,78
16b	Holz	GFK	GFK	GFK	GFK	GFK	0,54	0,526	0,030	0,003	0,002	28,02	0,89	0,80

GFK = Glasfaserverstärkter Kunststoff; Est = Edelstahl; Delta U bezieht sich auf einen Schraubenabstand von 0,25 m



2.1.5. Zusammenfassung und Empfehlungen

Am Glasrandverbund heute üblicher Glasfassaden entsteht bei niedrigen Außentemperaturen zwangsläufig Kondensat. Durch den Einsatz passivhaus-tauglicher Komponenten kann die Kondensatbildung vermieden, und die Luftfeuchte darüber hinaus erhöht werden. Diese Maßnahme reduziert den Transmissions-wärmeverlust und führt zu höheren Oberflächentemperaturen. Damit werden höhere Raumlufffeuchten möglich, wodurch die Verdunstung des Beckenwassers und damit einhergehend die Lüftungsverluste reduziert werden können.

Bezüglich der Oberflächentemperaturen sind zunächst Aluminiumtragsysteme im Vorteil. Werden Holzsysteme jedoch mit Aluminiumleisten aufgewertet, stellen diese sowohl hinsichtlich des Wärmedurchgangs als auch hinsichtlich der Oberflächen-temperaturen die beste der untersuchten Lösungen dar.

Bei der Planung von Fassaden sollte hinsichtlich der untersuchten Parameter auf folgende Punkte geachtet werden:

Es ist ein möglichst hochwertiger Glasrandverbund zu wählen

- Wenn möglich sollte der Scheibenabstand 18 mm betragen.
- Mit Aluminiumleisten aufgewertete Holzkonstruktionen sind Aluminiumkonstruktionen vorzuziehen.
- Metallische Glasträger sollten unbedingt vermieden werden
- Der Raum zwischen den Gläsern, dem Systemträger und der Anpressleiste sollte möglichst vollständig und hochwertig gedämmt sein.
- Wenn möglich sollten Anpressleisten aus GFK eingesetzt werden.
- Schrauben, Systemträger und Abdeckleisten aus GFK sollten eingesetzt werden, sobald diese marktverfügbar sind.

Das Weiterentwicklungspotential thermisch optimierter Pfosten-Riegel-Fassaden-systeme wird als hoch eingeschätzt. Ein diesbezügliches Forschungsprojekt mit Fassadenherstellern wäre zu begrüßen.

Alle dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf ein vereinfachtes Berechnungs-modell. Die Werte sind vor ihrer Verwendung an realen Fassadensystemen zu validieren.



2.1.6. Bauphysikalische Randbedingungen - Materialschutz

Laut [VDI 2089] wird zum vorbeugenden Schutz für Metall- und Holzbauteile im Schwimmhalleninnenraum die relative Raumlufffeuchte auf 64% begrenzt. Diese Forderung wird durch eine Studie der Bundesanstalt für Materialprüfung zur Korrosion von Metallen in Schwimmbädern [STICHEL 1986] gestützt. Danach bilden sich auf metallischen Oberflächen korrosive Elektrolytfilme ab relativen Feuchten von 60 bis 70 %. Die Art und Geschwindigkeit der Schädigung hängt stark von den Luftinhaltsstoffen (z.B. Salz) aber auch von Art und Güte des verwendeten Metalls ab. Unlegierte Stähle und Aluminium korrodieren dieser Studie zufolge gleichmäßig und kalkulierbar, sodass den Tragfähigkeitsverlusten durch Anrechnen von Korrosionszuschlägen oder durch geeignete Schutzmaßnahmen (z.B. Feuerverzinken oder Beschichten) begegnet werden kann. Nichtrostende Stähle dagegen reagieren auf korrosive Belastung unkalkulierbarer und bieten daher keinen Standsicherheitsvorteil. Weiterhin konnte festgestellt werden, dass die Korrosionsgeschwindigkeit mit dem Auftreten von Kondensat auf dem betreffenden Bauteil deutlich zunimmt. Dies unterstreicht die Bedeutung der hohen Oberflächentemperaturen der Außenhülle bei hochwärmegedämmten Konstruktionen. Sie dienen nicht nur der Energieeinsparung sondern verringern zudem die Korrosionsschäden an metallischen Bauteilen.

Die Tragfähigkeit von metallischen Bauteilen in einem Passivhaus-Hallenbad darf durch die Anhebung der Luftfeuchte auf keinen Fall herabgesetzt werden. Dies ist vor allem bei Tauwasserausfall auf verzinkten Stählen und Aluminium der Fall. [1] Zusätzliche Maßnahmen, welche die Dauerhaftigkeit der Metalle erhöhen, sind empfehlenswert. Dazu gehört neben der Verwendung bestimmter Legierungen bei Edelstählen (bekannt durch die Herstellerangaben Hastelloy C4 und Inonel 625), das Anrechnen von Sicherheitszuschlägen bei der Bemessung der Materialquerschnitte von unlegierten Stählen und Aluminium oder auch eine Verbesserung des Korrosionswiderstandes durch Feuerverzinken bzw. organische Überzüge [STICHEL 1986].

2.2. Physiologische Randbedingungen

2.2.1. Behaglichkeit

Nach [VDI 2089] soll die Raumlufftemperatur in einer Schwimmhalle zwischen 30 und 34 °C liegen. Badegästen, die das Schwimmbecken verlassen wird über die benetzte Hautoberfläche durch Verdunstung Wärme entzogen, so dass höhere Temperaturen entsprechend angenehmer empfunden werden und die Toleranz gegenüber hohen Raumlufffeuchten größer ist. Ein wasserbenetzter Badegast würde bei einer operativen Temperatur von 34 °C eine relative Luftfeuchte von 90% als behaglich empfinden, bei knapp unter 33 °C läge die zulässige Hallenfeuchte theoretisch bei



100% (**Abbildung 5**). Die Behaglichkeitsanforderungen von nassen Personen sind damit offensichtlich nicht die limitierende Größe der zulässigen Hallenfeuchte. Halten sich die Personen länger im Hallenbereich auf, bzw. trocknen sie sich ab, so bewirkt eine hohe Raumlufffeuchte, dass eine Wärmeabgabe durch Schwitzen erschwert wird und die Badegäste die Raumkonditionen als zu warm empfinden. In welcher Bandbreite sich die tolerierbaren Temperaturen und Feuchten bewegen, soll mit Hilfe des Predicted-Mean-Vote –Verfahrens [DIN EN ISO 7730] festgestellt werden. Danach hängt das thermische Wohlbefinden des Menschen hauptsächlich von den Faktoren operative Temperatur, Feuchtegehalt der Raumluff, Bekleidung, Aktivitätsgrad und Luftgeschwindigkeit ab. Sie wird anhand einer Skala von –3 bis +3 bewertet. Der Faktor Bekleidung wird analog [DIN EN ISO 7730] mit 0,03 clo angenommen. Dies entspricht einer für Badegäste typischen Bekleidung mit Badehose oder Badeanzug. Als Aktivitätsgrad werden zwei Varianten untersucht, die das Verhalten der Gäste möglichst widerspiegeln. Es wird einmal eine ruhende (0,8 met) und eine im Hallenbereich umherlaufende (1,5 met) Person angenommen.

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

Es wird untersucht wie sich Hallentemperatur und Feuchte auf die thermische Behaglichkeit der Badegäste auswirken. Dies ist vor dem Hintergrund der Anhebung der zulässigen Raumlufffeuchten zur Senkung der Verdunstung und des damit verbundenen hohen Energieverlustes eine wichtige Randbedingung für die Effizienzsteigerung von Hallenbädern. Um vor allem hallenbad-typische Nutzerprofile zu untersuchen, wird ein Berechnungsmodell verwendet, welches es erlaubt, das Behaglichkeitsempfinden unbekleideter, mit Wasser benetzter Menschen abzubilden [ASHRAE2005], [GAGGE1986], [SCHNIEDERS 2009]. Die Ergebnisse werden mit der nach [VDI 2089] festgelegten „Schwülegrenze“ (Feuchtegehalt der Raumluff $\leq 14,3$ g/kg) verglichen.

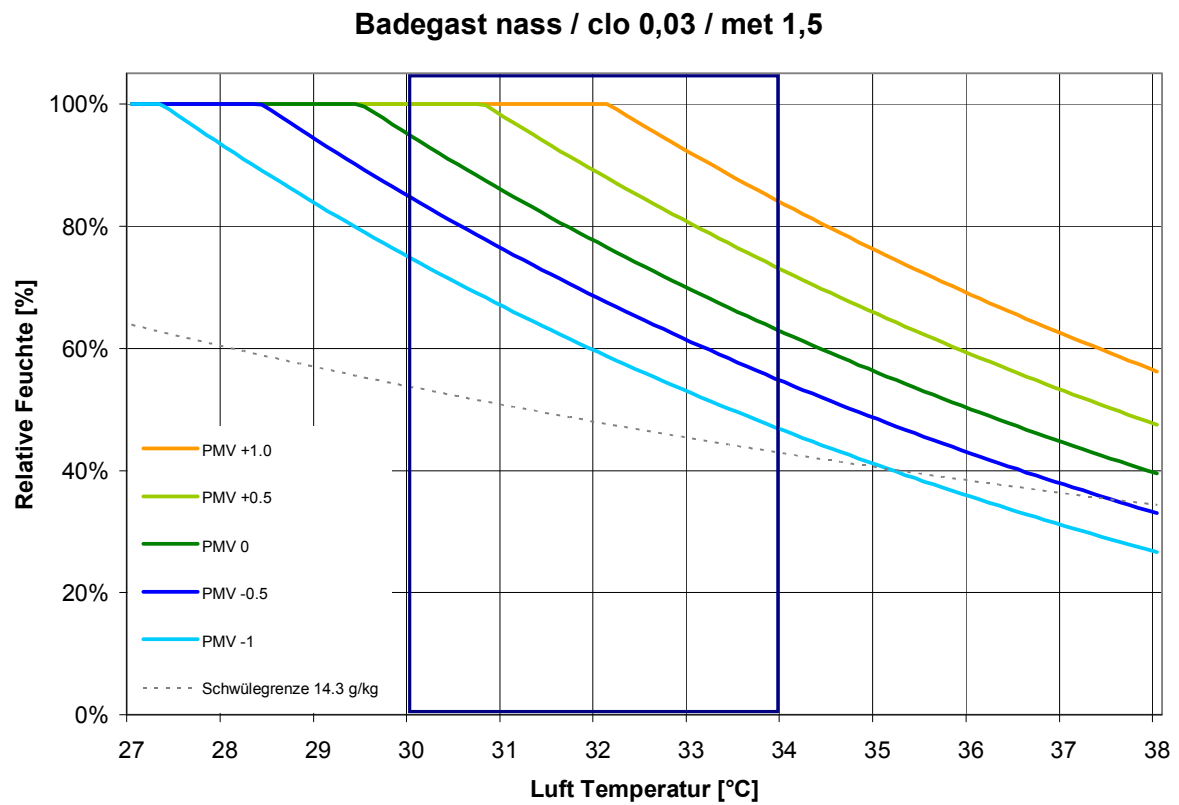
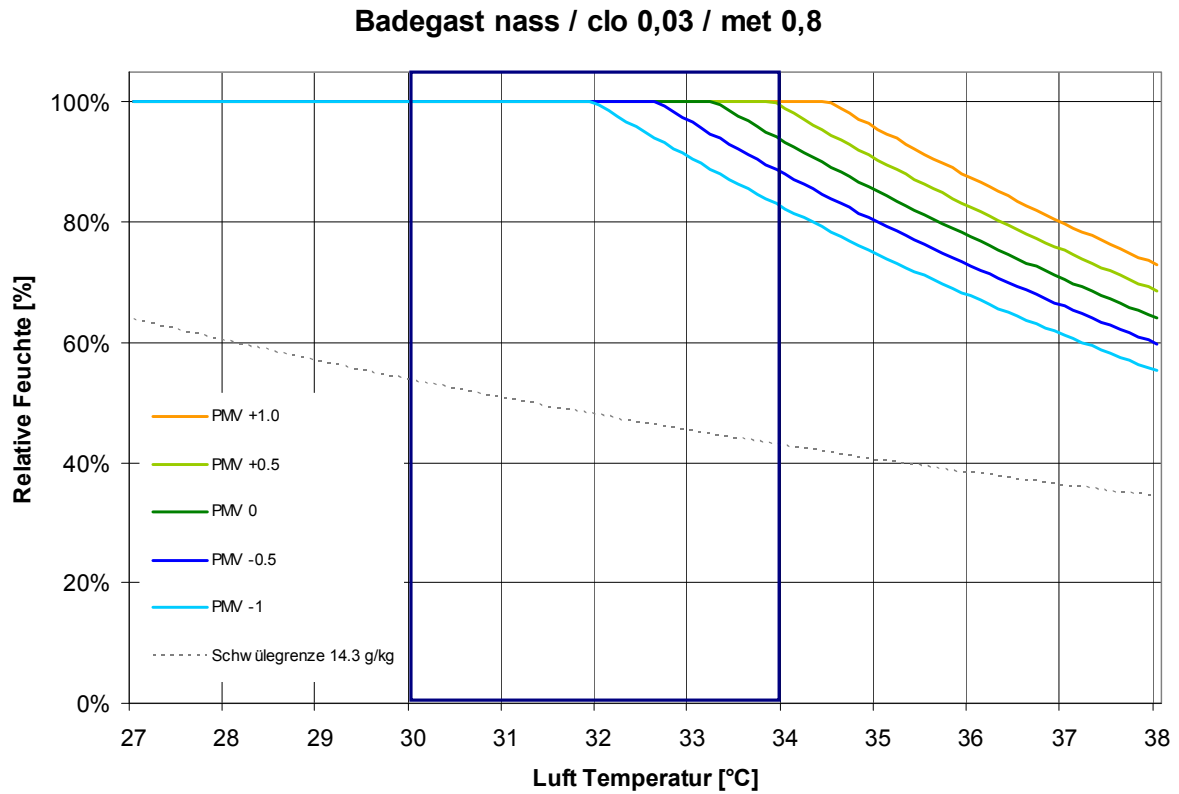


Abbildung 5: PMV für einen nassen aber ruhenden Badegast (oben) und für einen Badegast mit leichtem Aktivitätsgrad (unten)



In **Abbildung 5** wird deutlich, dass wasserbenetzte Personen eine sehr hohe Toleranz für hohe Luftfeuchten besitzen, jedoch bei sinkenden Feuchten das Hallenklima eher als kühl empfinden. Bei den im Hallenbad typischen Temperaturen von 30 bis 34 °C und geringer Aktivität sind relative Feuchten von über 90 % noch sehr gut bewertet. Auch bei leichter Aktivität werden bei einer Temperatur von 34 °C Luftfeuchten bis zu 75 % noch zwischen neutral und etwas warm bewertet. Ein leichtes Wärmeempfinden (PMV +1,0) erlaubt hier immer noch knapp über 80 %.

Deutlich anders fällt die Beurteilung des Raumklimas aus, wenn es sich um trockene Personen handelt. Selbst bei sehr leichter Badebekleidung und ruhender Position sinken die als angenehm empfundenen zulässigen Hallenfeuchten ab einer Hallentemperatur von 30 °C deutlich stärker ab. Bei 34 °C müsste die Luft fast völlig trocken sein um zumindest noch eine Beurteilung von PMV = +1 zu erhalten. Das bedeutet, dass die in Hallenbädern üblichen Temperaturen von 30 bis 34 °C von trockenen Personen fast immer als etwas warm bis warm empfunden werden. Noch deutlicher wird dieser Effekt für eine leichte Tätigkeit. Hier läge die Behaglichkeitsgrenze (PMV +1) bei einer Hallentemperatur von 30 °C bereits bei einer Raumlufffeuchte von 50 %. Ein Raumklima mit einer besseren Bewertung, also unter PMV =1 ist hier praktisch nicht möglich. Es sollte daher bei der Wahl der zulässigen Hallenfeuchte die Art der Hallenbadnutzung mit einbezogen werden. Handelt es sich um ein reines Sportbad werden sich die Personen nur kurz im Beckenumgang aufhalten bevor sie die Halle wieder verlassen. Ein Freizeitbad dagegen ist für längeren Aufenthalt evtl. mit Gastronomie im Hallenbereich vorgesehen. Hier wird es unter Umständen erforderlich, niedrigere relative Feuchten einzuregeln. Vor dem Hintergrund einer möglichst hohen Hallenfeuchte zur Minimierung der Energieverluste scheint es sinnvoll, Bereiche die dem längeren Aufenthalt der Badegäste dienen (Gastronomie, Ruheräume) klimatisch von der Halle abzutrennen.

Der Vergleich der „Schwülegrenze“, also der Verlauf der relativen Feuchte bei konstant 14,3 g/kg absoluter Feuchte mit den nach [ASHRAE2005], [GAGGE1986] berechneten Behaglichkeitskurven zeigt, dass es keine Korrelation zwischen den beiden Beurteilungskriterien gibt. Wasserbenetzte Badegäste würden nach PMV-Bewertung deutlich höhere Feuchten als behaglich empfinden als 14,3 g/kg, während für trockene Badegäste die behaglichen Feuchten noch weit darunter liegen.

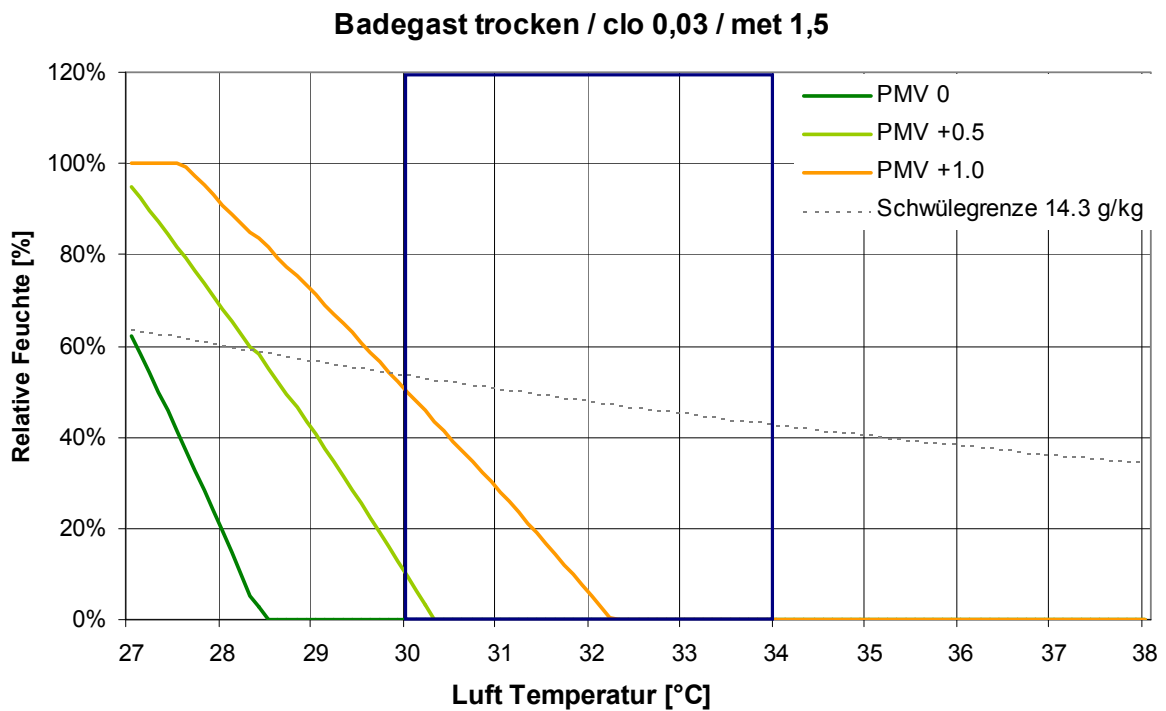
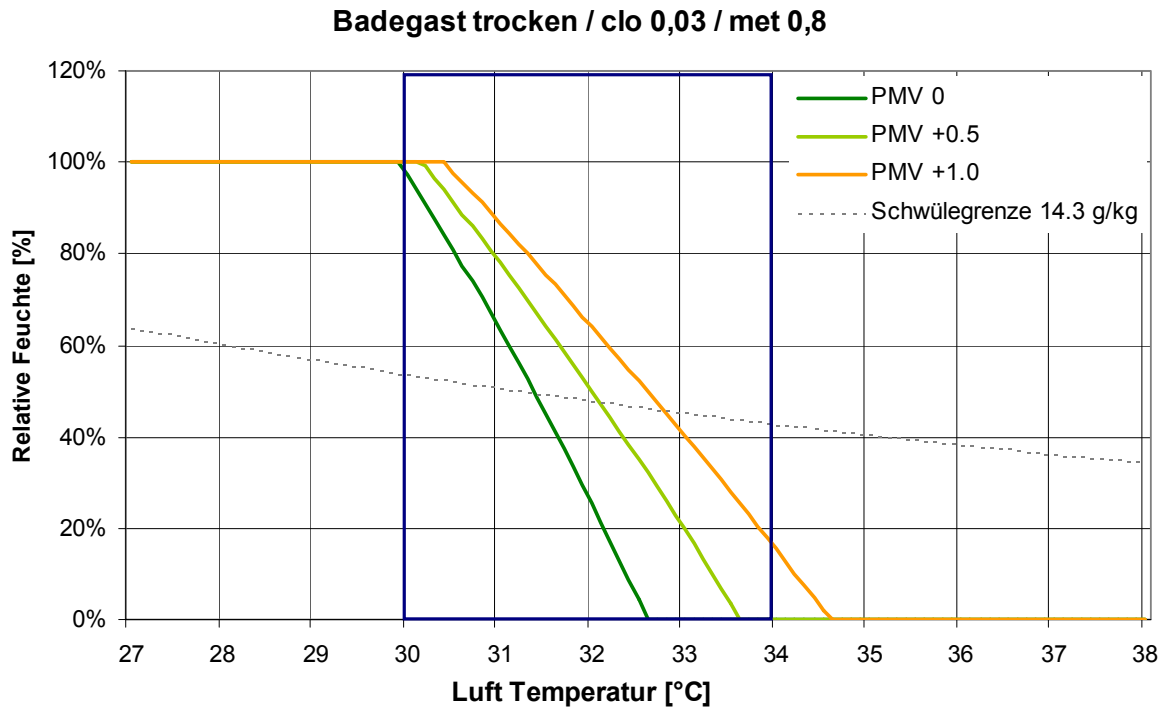


Abbildung 6: PMV für einen trockenen ruhenden Badegast (oben) und für einen Badegast mit leichtem Aktivitätsgrad (unten)



2.2.2. Luftqualität und Luftschadstoffe

Um die Übertragung von Krankheitserregern zu vermeiden, ist eine Desinfizierung des Beckenwassers erforderlich. Dies geschieht überwiegend durch die Zugabe von Chlor, welches in der Lage ist, binnen kurzer Zeit eine in das Wasser eingebrachte Keimzahl soweit zu verringern, dass keine Gefahr für die menschliche Gesundheit besteht. Auch Ozonung oder Membranverfahren sind in der Lage, pathogene Keime weitestgehend zu eliminieren, doch können beide keine Depotwirkung im Beckenwasser herstellen. Hierfür wird letztendlich, wenn auch in geringerer Dosis, Chlor zugesetzt, welches im Beckenwasser mit organischen und anorganischen Verschmutzungsstoffen reagiert. Neben diesem Effekt werden im Zuge der Reaktion unerwünschte Desinfektionsnebenprodukte (DNP) frei. Die Bekanntesten sind Trihalogenmethan (THM) und gebundenes Chlor (Chloramin). Letzteres ist u. A. für den typischen Hallenbadgeruch und die Reizung der Schleimhäute verantwortlich. Beide stehen im Verdacht gesundheitsschädigend zu wirken. Die Konzentrationen der DNP im Beckenwasser und der Hallenluft steht zunehmend im Fokus der öffentlichen Diskussionen und eine Vermeidung oder zumindest Verminderung dieser Stoffe ist daher zwingend geboten. Im Rahmen eines Verbundforschungsprojektes [BMBF-PROJEKT 2003] konnte gezeigt werden, dass durch die Wahl des Filtersystems Einfluss auf die DNP Konzentration im Beckenwasser genommen werden kann. So vermeiden Membranverfahren aufgrund ihrer kurzen Rückspülzyklen eine Anhäufung der Precursoren (die als Ursache für die Bildung von DNP gelten), was zu einer Reduzierung des Chloreinsatzes bei gleicher Desinfektionsleistung führt. Auch erweiterte Oxidationsverfahren z.B. Ozonung, UV-Bestrahlung oder Zugabe von Wasserstoffperoxid, sind nach [BMBF-PROJEKT 2003] geeignet. Eine geringere Chlormenge als Beckenwasserdepot verringert auch die Entstehung von DNP. Dies ist vor allem bei der Frage der erforderlichen Luftwechsel zur Sicherung der Luftqualität von Bedeutung.

Der schadstoffbezogene Außenluftmassenstrom ist nach [VDI 2089] so zu bemessen, dass die Konzentrationen der über die Wasseroberfläche an die Luft abgegebenen Schadstoffe (z.B. Trihalogenmethan THM) die geltenden Empfehlungswerte nicht überschreiten (z.B. Chloroform $\leq 200 \mu\text{g}/\text{m}^3$ Luft nach Empfehlung des Umweltbundesamtes). Für diese Bemessung ist allerdings die Kenntnis des an der Wasseroberfläche austretenden Gasmassenstromes unerlässlich, die [VDI 2089] gibt hierüber allerdings keine Auskunft.

Die Regelung des Außenluftanteils im anteiligen Umluftbetrieb nach [VDI 2089] fordert zur Sicherung einer angemessenen Luftqualität bei maximaler Hallennutzung einen Außenluftmassenstrom von $0,3 \cdot \text{Auslegungsmassenstrom}$.^[12] Nach [STOTTMEISTER 2006] ist dieser Wert sogar als Mindestwert anzusehen, um die Grenzwerte für Trichloramin in der Hallenluft einzuhalten. Untersuchungen zu Belastungen mit



Trihalogenmethan und Trichloramin in Hallenbädern haben keine Korrelation zwischen Wasser- und Luftkonzentrationen herstellen können [GUNDERMANN 1997], [STOTTMEISTER 2006], [WITTING 1997]. Keine der zitierten Untersuchungen stellte die Luftkonzentration in Verbindung mit dem Luftwechsel der Halle dar. Um sicherzustellen, dass durch eine Reduzierung der erforderlichen Luftmengen keine Überschreitung der zulässigen Schadstoffkonzentration hervorgerufen wird, werden zusätzliche Untersuchungen notwendig. Es ist davon auszugehen, dass Membranfilteranlagen und erweiterte Oxidationsverfahren gut geeignet sind, die Quellstärke der aus dem Wasser austretenden DNP zu verringern. Nach derzeitigem Stand der Untersuchungen wird davon ausgegangen, dass auch der reduzierte Luftwechsel eine unkritische Luftqualität sicherstellen kann.

2.3. Ableitung der Randbedingungen für Hallenbäder in Passivhausbauweise

In Kapitel 2.1 und 2.2 wurden die Faktoren (Oberflächentemperaturen und Behaglichkeitsparameter) für Hallenbäder diskutiert, die als limitierende Größe für die Auslegung des Luftwechsels und der Hallenluftfeuchte gelten. Es konnte gezeigt werden, dass sich durch konsequente Umsetzung des Passivhausstandards hier neue Spielräume ergeben. Während eine Ausführung der Gebäudehüllen nach EnEV ein deutlich höheres Risiko für tauwasserbedingte Schäden aufweisen, liegt die zulässige Hallenfeuchte bei sehr gut wärmegeämmten Außenbauteilen entsprechend höher. Vor allem die Pfosten-Riegel-Konstruktion wird hier als kritisches Bauteil gesehen. Anhand der in 2.1 und 2.2 durchgeführten Analyse wird eine zulässige Feuchte von 23 g/kg für heute bereits marktverfügbare Systeme ermittelt.

Aufgrund der erstzunehmenden Schäden an metallischen Bauteilen, die u. U. auch statische Funktionen haben, sollte die relative Feuchte nach [STICHEL 1986] so begrenzt werden, dass die Konstruktionen nicht tauwasserbelastet sind. Es ist zu empfehlen, diese Randbedingungen einzuhalten bzw. alternative nichtmetallische Tragkonstruktionen (z.B. Holz) zu wählen.

Ziel ist es, eine möglichst geringe Verdunstung bei gleichzeitig guten Komfortbedingungen zu erreichen. In **Abbildung 7** ist die Verdunstung bei gegebener Hallentemperatur- und -feuchte unter Berücksichtigung der Behaglichkeitsanforderungen und der maximal zulässigen Feuchte zur Vermeidung von Kondensatschäden dargestellt.

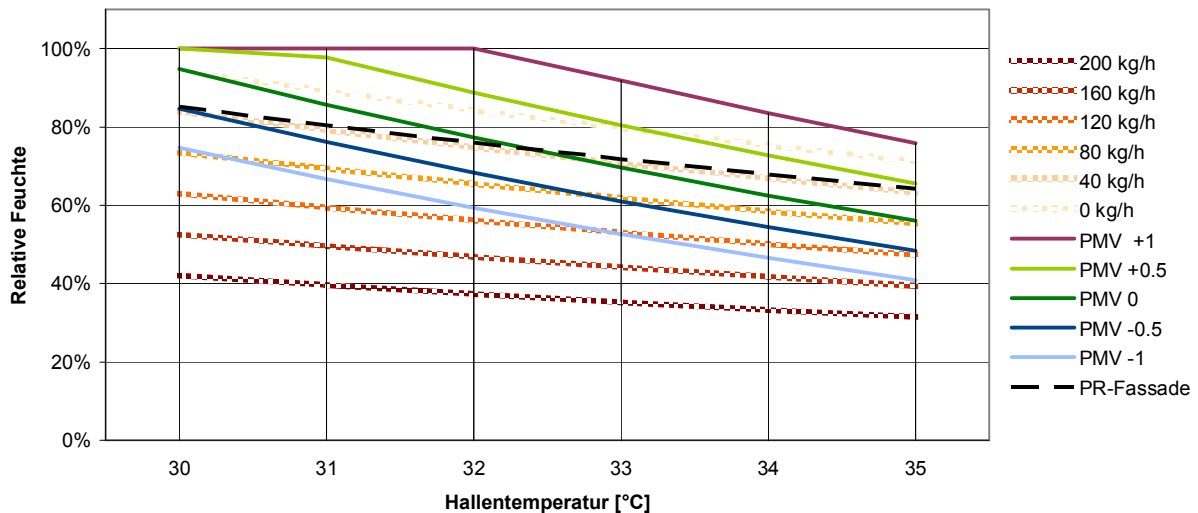


Abbildung 7: Verdunstung für ein Hallenbad mit 900 m² Wasserfläche (29°C Wassertemperatur) in Abhängigkeit der Hallentemperatur und -feuchte. Dargestellt sind jeweils Linien gleicher Verdunstung in kg/h, die Behaglichkeitsanforderungen für einen nassen Badegast (clo 0,03, met 1,5) für die Klimabeurteilung von -1 = etwas kühl über 0= neutral bis +1 = etwas warm), sowie die maximal zulässige Feuchte zur Vermeidung von Kondensatschäden an der Pfosten-Riegelfassade. Eine sehr gute Klimabeurteilung (PMV =0) bei gleichzeitig geringer Verdunstung wird im Bereich zwischen 32 bis 33 °C Hallentemperatur und bei einer absoluten Feuchte von 23 g/kg erzielt. Geringere Hallentemperaturen führen bei der zulässigen Feuchte von 23 g/kg zu einer etwas kühlen Klimabewertung.

Für Hallenbereiche in denen sich auch trockene Personen aufhalten, kann eine sehr gute Klimabeurteilung (PMV = 0) bei eher niedrigeren Hallentemperaturen aber dennoch hohen Hallenfeuchten erzielt werden. Dies ist vor allem bei Sportbecken von Interesse da dort von Schwimmern und Trainern eher Temperaturen zwischen 30 und 32 °C gewünscht werden.

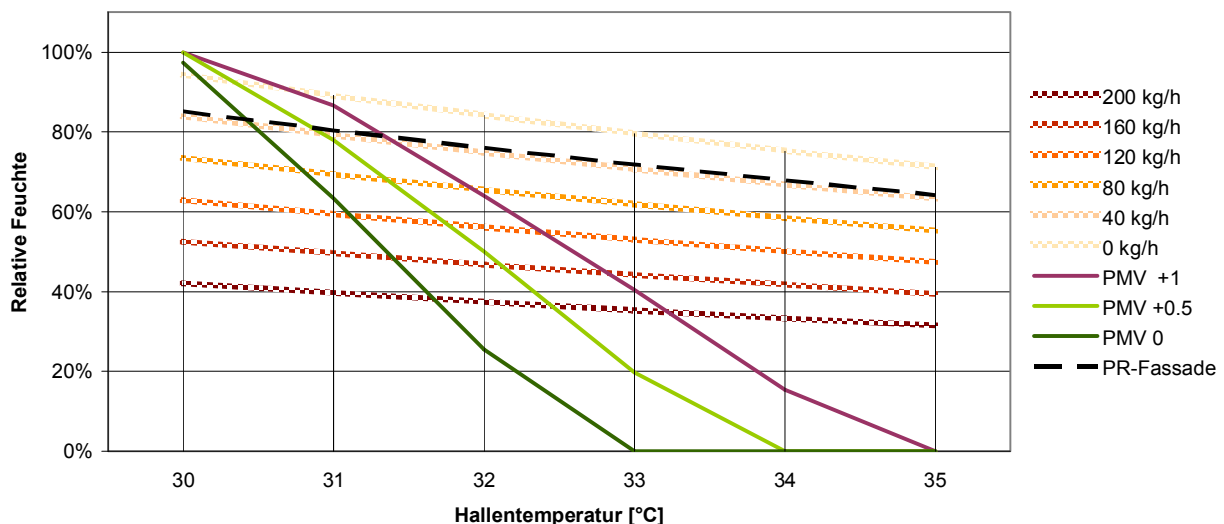


Abbildung 8: Verdunstung für ein Hallenbad mit 900 m² Wasserfläche (29°C Wassertemperatur) in Abhängigkeit der Hallentemperatur und -feuchte. Dargestellt sind jeweils Linien gleicher Verdunstung in kg/h, sowie die Behaglichkeitsanforderungen für einen trockenen Badegast (clo 0,03, met 0,8) für die Klimabeurteilung von 0= neutral bis +1 = etwas warm). Das Optimum von Verdunstung, Kondensatkriterium und Behaglichkeit liegt hier bei geringeren Hallentemperaturen mit zugehörigen Hallenfeuchten von 23 g/kg bei 30 °C und 18 g/kg bei 31°C



Den Anforderungen an die Behaglichkeit und Gesundheit der Nutzer muss höchste Priorität eingeräumt werden. Sinnvoll ist es sicherlich, Bereiche unterschiedlicher Nutzung (Sportbereich, Freizeitbereich, Ruhebereich) hinsichtlich der Temperatur und Feuchte thermisch zu trennen. Für die weitere Betrachtung wird eine Hallentemperatur von 32 °C und eine relative Feuchte von 64% (19,3 g/kg) gewählt, da hier moderate Verdunstungsmengen (ca. 80 kg/h) bei gleichzeitig akzeptablen Klimabeurteilungen sowohl von nassen als auch von trockenen Badegästen zu erwarten sind.

Während die Randbedingungen zur Sicherstellung des Nutzerkomforts definiert werden konnten, stellt sich bei der Frage der Schadstoffbelastung der Luft weiterhin die Frage, ob eine Reduzierung der Luftwechsel gleichzeitig eine Erhöhung der Belastung über die zulässigen Grenzen hinweg ausschließt. Diese Erkenntnisse sollen anhand der begleitenden Messungen gewonnen werden. Zurzeit wird davon ausgegangen, dass ein Mindestaußenluftwechsel von 30 % des Auslegungsvolumenstroms während der Nutzungszeit ausreichend für unbedenkliche Raumkonditionen ist.

Zulässige Hallenluftfeuchte bei 32 °C Hallentemperatur:

Oberflächenkriterium: 76% (23 g/kg)

Korrosionskriterium: dauerhafte Sicherstellung der Tauwasserfreiheit

Behaglichkeitskriterium 65% (19,3 g/kg)

Schadstoffkriterium mind. Außenluftwechsel 30 % Auslegungsvolumenstrom

Außerhalb der Öffnungszeiten spielen Behaglichkeitskriterien keine Rolle mehr, sodass hier Hallenfeuchten bis 76 % (23 g/kg) möglich sind. [13] Dies ermöglicht weitere Einsparungen, die im Rahmen der vorliegenden Untersuchung nicht betrachtet werden.

3. Rechenmodelle eines Hallenbades

Zur Untersuchung der Energieeinsparmaßnahmen wird ein Hallenbadmodell verwendet, welches einerseits möglichst einfach strukturiert ist, sich aber andererseits an den realen Bedürfnissen der Planer und Betreiber orientiert. Daher wird ein einfaches Hallenbad gewählt, welches für den reinen Schwimmbetrieb ausgelegt ist. Für Freizeit- und Spaßbäder lassen sich hier nur bedingt Handlungsanweisungen ableiten.

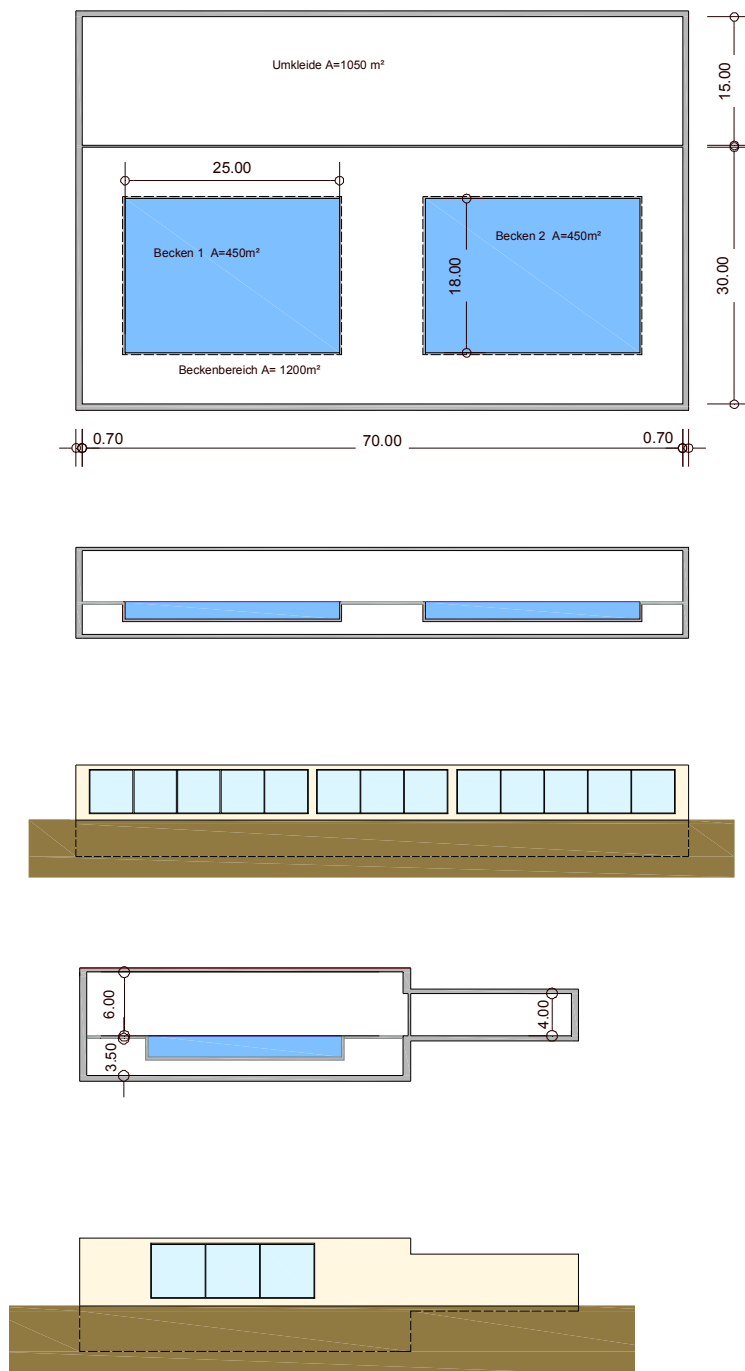


Abbildung 9: Grundriss, Schnitt und Ansicht des Simulationsmodells



Das gewählte Hallenbadmodell ist mit den großflächigen Verglasungen nach Süden ausgerichtet. Die Beckenfläche beträgt insgesamt 900 m².

Die Verdunstung wird analog den Verfahren der [VDI 2089] berechnet. Anhand von Messungen in einem Hallenbad wurde die tatsächliche Verdunstung bei ansteigender Nutzung des Beckens mit dem Auslegungswert verglichen. Selbst bei maximaler Nutzung wird hier deutlich weniger verdunstet. Für eine durchschnittliche Beckennutzung kann der Auslegungswert halbiert werden [ZYWICKI 2006].

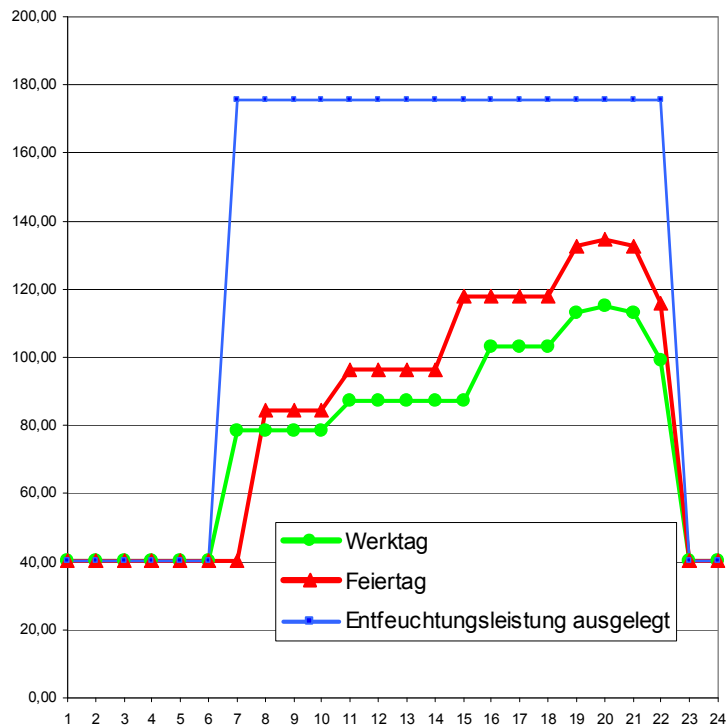


Abbildung 10: Gemessener und berechneter Verdunstungswassermassenstrom (kg/h) eines Hallenbades [Zywicki 2006]

Die Entfeuchtung des Hallenbades wird durch Anpassung des Außenluftwechsels entsprechend der Verdunstung erreicht. Lediglich in den warmfeuchten Sommerstunden ist die Entfeuchtungsleistung der Außenluft zu gering, so dass analog zur [VDI 2089] eine höhere Hallenfeuchte zugelassen wird.

Die Belegung des Hallenbades wird mit 600 Personen pro Tag angenommen. Bei einer nach [VDI 2089] erforderlichen Frischwassermenge von 30 l/Person ergibt sich ein täglicher Frischwasserbedarf von 18 m³ die den Becken zugeführt werden muss. Für die erwartete Besucherzahl werden insgesamt 900 m² Wasserfläche zur Verfügung gestellt. Das Hallenbad wird ganzjährig von 6:00 bis 22:00 geöffnet. Als für Hallenbäder typisches Standardklima werden 32 °C Hallentemperatur und 29 °C Wassertemperatur gewählt. Weiterhin wird für die gebäudetechnischen Varianten eine bivalente Energieversorgung des Hallenbades angenommen. Neben einer Wärmepumpe (JAZ 6) die zur Enthalpierückgewinnung oder zur Umluftentfeuchtung eingesetzt wird, verfügt das Hallenbad über einen Anschluss an ein Nahwärmenetz



(Primärenergiefaktor 0,8). Dies ist vor allem bei der primärenergetischen Betrachtung der Effizienz der Wärmepumpensysteme von Bedeutung. Mit sinkendem Primärenergiefaktor der Nahwärmeversorgung (z.B. Effizientere und/oder mit Energie aus nachwachsenden Rohstoffen betriebene Energieversorgung wie z.B. Biogas Blockheizkraftwerke) sinkt auch das primärenergetische Einsparpotential durch Einsatz einer Wärmepumpe.

3.1. Stationäre und dynamische Energiebilanz

Mit Hilfe einer stationären Energiebilanz nach [DIN EN ISO 13790] kann der Energiebedarf und das vorhandene Einsparpotential abgeschätzt werden. Als Berechnungstool dient eine angepasste Version des Passivhaus Projektierungs Pakets [PHPP2007], die eine monatsweise Anpassung der Luftwechsel und eine genauere Betrachtung der Prozesswärme ermöglicht. Anhand der monatsmittleren Außentemperaturen und –feuchten werden verschiedene gebäudetechnische Konzepte zur Feuchteregulierung und Enthalprierückgewinnung untersucht (Kapitel 5). Die zulässige Feuchte wird nach den in Kapitel 2 genannten Kriterien Behaglichkeit, Kondensatbildung und Korrosionsschutz auf 64 % (19,3 g/kg) festgelegt. Es wird sichergestellt, dass der Außenluftwechsel mindestens 30 % des Auslegungsvolumenstroms beträgt. Weiterhin wird die erforderliche Frischwassermenge monatsweise erfasst, da diese an variierende Besucherzahlen gekoppelt ist.

Bei dem hier betrachteten Hallenbad fällt bei Annahme eines EnEV-Standards nur knapp die Hälfte des gesamten Endenergiebedarfes auf die Raumheizung, bei einer Passivhaushalle ist es sogar nur $\frac{1}{4}$. Der Rest wird zur Beckenwassererwärmung benötigt. Aus diesem Grund umfasst die Heizenergiebilanz sowohl die Raum- als auch die Prozesswärme. Dies bietet sich vor allem vor dem Hintergrund an, dass die dem Beckenwasser durch die Verdunstung entzogene Wärme durch Enthalprierückgewinnung aus dem Fortluftmassenstrom zum Teil wieder in den Beckenkreislauf zurückgeführt werden kann. Es handelt sich also um eine enge Verbindung beider Heizsysteme, so dass eine getrennte Betrachtung ungeeignet wäre.

Während bei der stationären Simulation die monatsmittleren Außentemperaturen und –feuchten eine Aussage über den zu erwartenden Energiebedarf erlauben, werden durch eine dynamische Simulation stundengenaue Angaben zur Heizlast, zu den solaren und internen Gewinnen, den Transmissions- und Lüftungswärmeverlusten aber auch zu Oberflächentemperaturen an kritischen Stellen möglich. Weiterhin erlaubt die dynamische Gebäudesimulation eine Beurteilung der sich einstellenden Raumtemperaturen infolge der Querwärmeströme zwischen den unterschiedlich temperierten Bereichen und erlaubt somit Empfehlungen zu thermischen Entkopplungen zwischen den verschiedenen Temperaturzonen.

4. Gebäudehülle

4.1. Anteile an der Energiebilanz und Potentiale

Zur Verbesserung der Effizienz von Hallenbädern ist die Kenntnis des Energiebedarfes sowie dessen Aufteilung auf verschiedene Sektoren (Gebäudehülle, Beckenwasser, Duschen etc.) sinnvoll. Als Grundlage dient in einem ersten Schritt das Modell eines Hallenbades in EnEV-Standard (**Abbildung 11**).

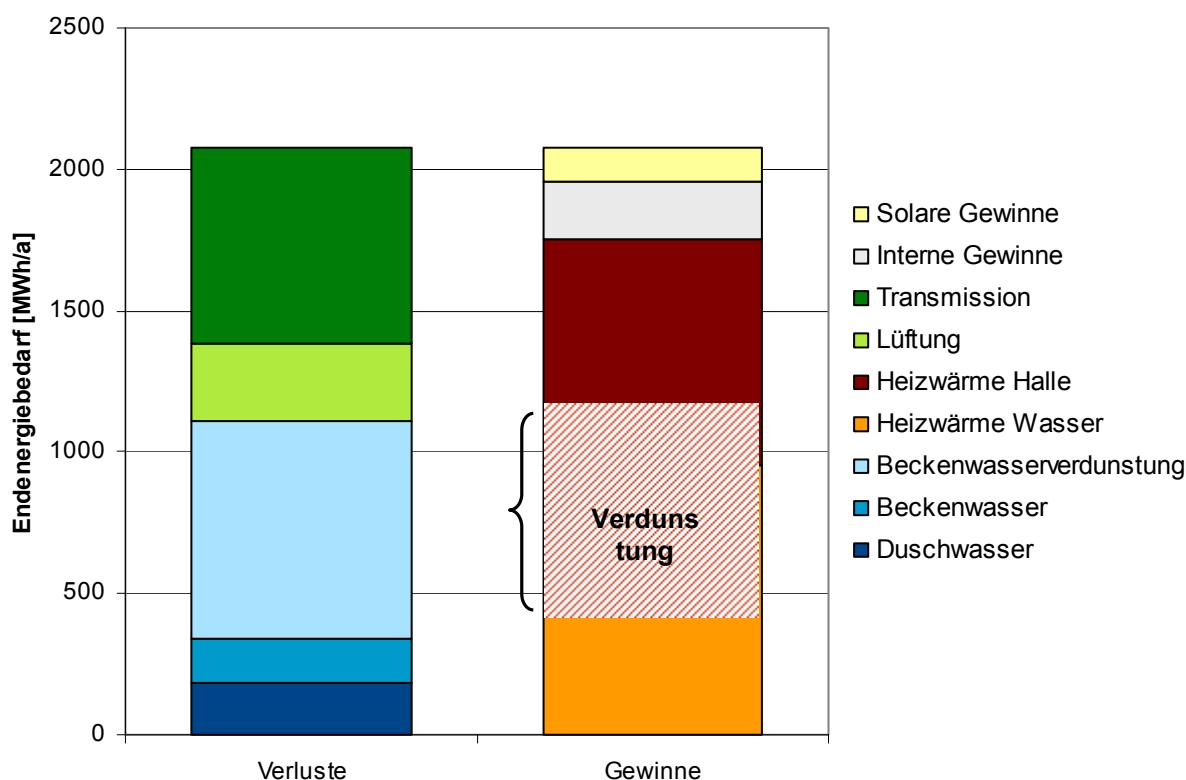


Abbildung 11: Heizenergiebilanz eines Hallenbades nach EnEV-Standard. Dargestellt sind auf der Verlustseite die Transmissions- und Lüftungswärmeverluste, Warmwasserverluste für Becken und Duschen, sowie die Wasserverdunstung. Als Wärmegewinn wird hier die Beheizung der Halle, des Warmwassers sowie interne und solare Gewinne einbezogen. Randbedingungen: Hallentemperatur 32 °C, Hallenluftfeuchte 48 % (14,3 g/kg), Wassertemperatur 29 °C, Luftdichtheit der Gebäudehülle 1,5 h⁻¹.

Die höchsten Energieverluste entstehen danach durch die Transmission und die Abkühlung des Beckenwassers und der Hallenluft infolge der Verdunstung. Die Reduzierung der Transmissionswärmeverluste kann durch die konsequente Umsetzung des Passivhausstandards nahezu halbiert werden. Neben dieser Reduzierung kommt der hochwärmegedämmten Hülle auch aus einem zweiten Grund besondere Bedeutung zu. Erst durch die hohen Innenoberflächen-temperaturen besteht die Möglichkeit höhere Raumluftfeuchten einzustellen ohne dass es zu feuchtebedingten Bauschäden an der Gebäudehülle kommt.



Der Vergleich des Energiebedarfes für Passivhaus- und EnEV-Standard zeigen vor allem Einsparungen im Bereich Transmission und Lüftung. Die hierzu erforderlichen Maßnahmen wie hochwärmegedämmte Bauteilaufbauten, wärmebrückenfreie Details, hohe Luftdichtheit und hocheffiziente Wärmerückgewinnung sind hinlänglich bekannt. In den folgenden Kapiteln werden zuerst die Maßnahmen zur Reduzierung der Transmissionswärmeverluste diskutiert. Eine Verbesserung der Effizienz der Haustechnik und die damit verbundene Reduzierung des Energiebedarfes auf der Wasserseite wird in Kapitel 5 erörtert.

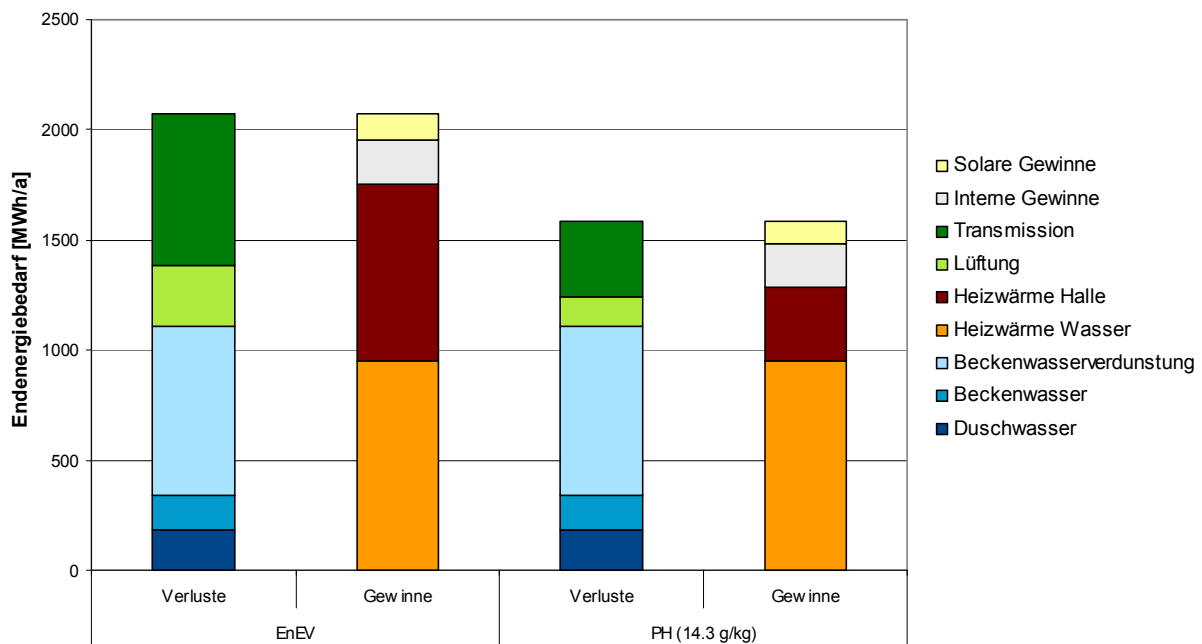


Abbildung 12: Vergleich der Energiebilanzen EnEV- und PH-Standard bei gleicher Hallenfeuchte (14,3 g/kg). Durch die Verbesserung der Gebäudehülle und der Haustechnik wird eine Reduzierung der Heizwärme um 27 % erreicht (Heizwärme umfasst hier die Beheizung der Halle und des Wasserkreislaufs inkl. Verdunstung – Bezogen nur auf die Hallenbeheizung führt die Verwendung von Passivhauskomponenten zu einer Endenergieeinsparung von 58%). Randbedingungen s. Abbildung 11, Luftdichtheit Passivhausstandard 0,4 h⁻¹.

4.2. Hochwärmegedämmte Bauteilaufbauten

Um die erforderlichen hohen Oberflächentemperaturen der Außenbauteile zu gewährleisten, sind hochwärmegedämmte und luftdichte Konstruktionen erforderlich. Diese sind aus vielen Wohn- und Nichtwohngebäuden in Passivhausqualität bekannt und in der Praxis bewährt. Sie müssen allerdings in Anbetracht der besonderen Randbedingungen (ganzjährig hohe Raumluftfeuchten) auf ihre Bauschadensfreiheit hin überprüft und ggf. noch weiter verbessert oder angepasst werden. Zur Beurteilung eines Bauteilaufbaus sind dessen Dampfdiffusionseigenschaften zu untersuchen. Anhand einer dynamischen Simulation auf Basis von Stundenwerten der Innen- und Außentemperatur und -feuchte, sowie der Schlagregenbean-

spruchung können die hygrischen Vorgänge im Bauteil über einen Zeitraum von 10 Jahren untersucht werden [Delphin 4]. Dies ist sinnvoll, da Auffeuchtungen innerhalb der Konstruktion zum Teil erst nach einigen Tauperioden sicher festgestellt werden können.

4.2.1. Massive Wandkonstruktionen

Massive Wandkonstruktionen gelten allgemein als unkritisch in Bezug auf Bauschäden durch Tauwasser, weil hier zumindest im Neubau die Möglichkeit einer außenliegenden Dämmung gegeben ist. Dichte Oberputze aus Kunstharz behindern den Dampfdiffusionstransport, sodass deren Verwendung für den Hallenbadbau hier untersucht wurde.

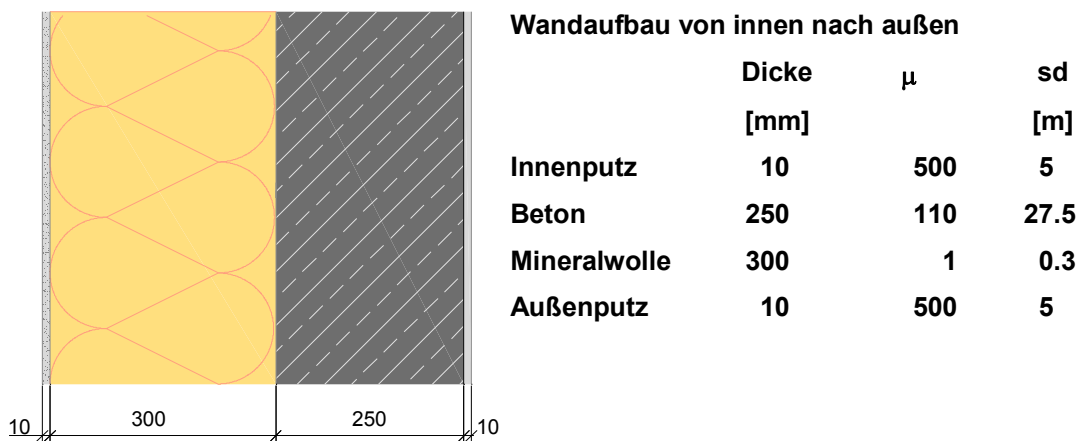


Abbildung 13: MW 01 Massive Wandkonstruktion – außen und innen dampfdicht

In **Abbildung 14** ist der relative Feuchteverlauf des Bauteils im 10. Betrachtungsjahr aufgezeigt. Dabei wird jedes Material in mehrere Schichten diskretisiert, die als einzelne Linien in der Grafik erkennbar sind. Beginnend mit 64 % relativer Feuchte auf der Innenseite sind die Innenputzschichten dargestellt. Als nächste Schicht ist die Stahlbetonkonstruktion dargestellt (braune Linien). Vor allem der Bereich der Mineralwolle ist von Interesse, da hier auf der Außenseite eine hohe relative Feuchte bis hin zu Kondensat auftreten kann. Den äußeren Abschluss stellt die Außenputzschicht dar. Sie weist je nach Regenbelastung und Außenluftfeuchte hohe Schwankungen zwischen 60 und 100 % (im Mittel 88%) auf.

Analog ist die **Abbildung 15** zu verstehen. Hier ist der Wassergehalt der Bauteilschichten aufgetragen. Der Betonwassergehalt schwankt hier im Bereich von 3 bis 8,5 Vol-%. Die Dämmschichten liegen bis auf wenige Ausnahmen deutlich unter 1 Vol-%.

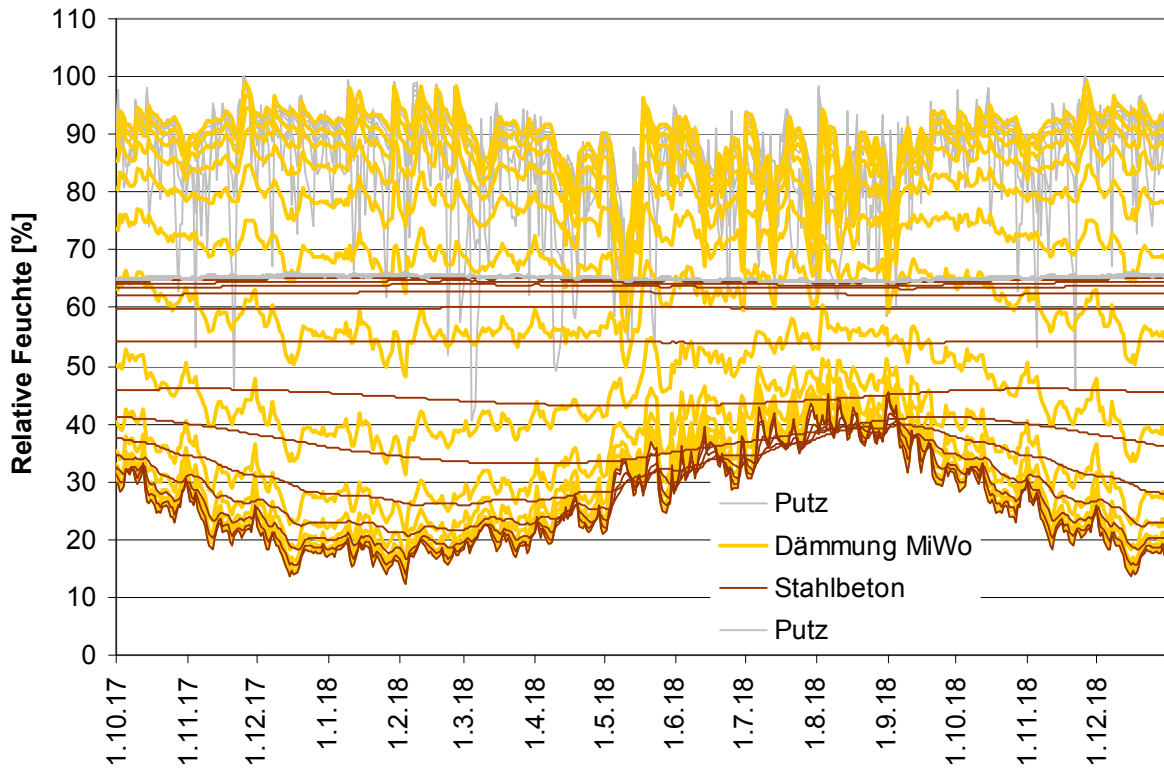


Abbildung 14: Verlauf der relativen Feuchte MW01 im 10. Jahr für mitteledeutsches Außenklima für eine Mineralwolldämmung

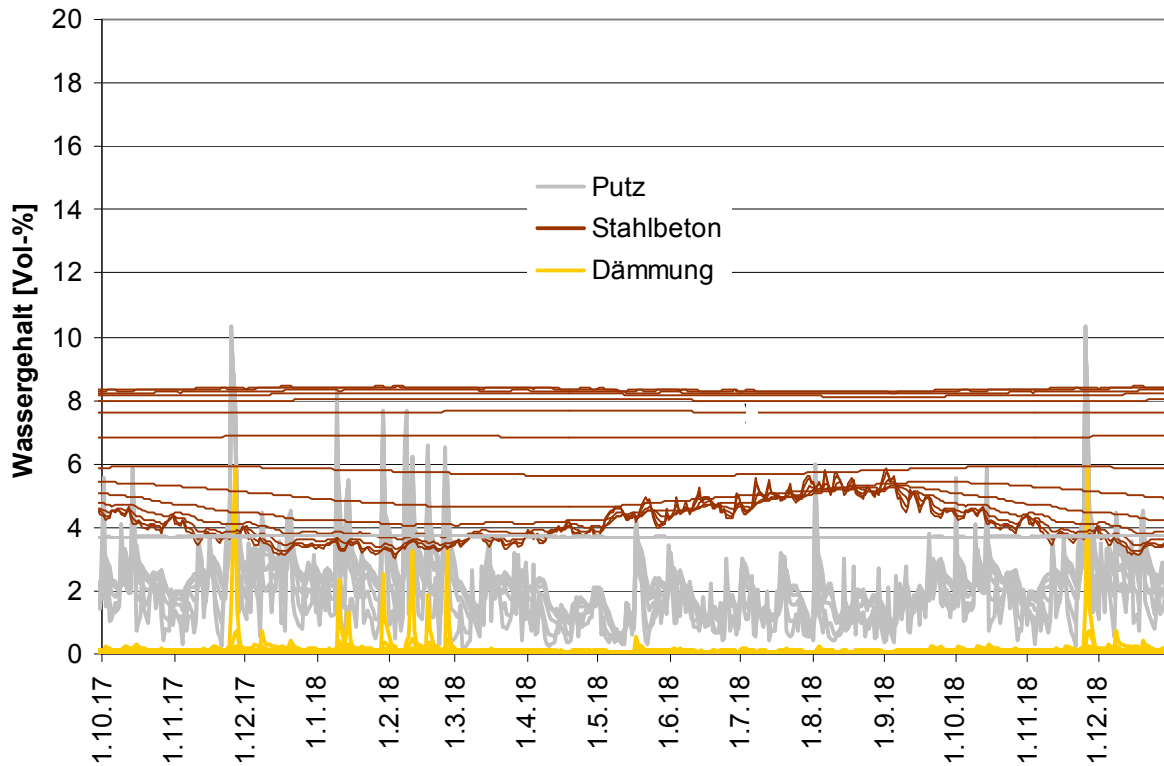


Abbildung 15: LW01 Wassergehalt der Baustoffschichten

4.2.2. Leichte Wandkonstruktionen

Während bei massiven Konstruktionen die Luftdichtheit durch den tragenden Beton selbst oder Putz sichergestellt wird, müssen leichte Wand- und Dachkonstruktionen innenseitig mit dampfbremsenden Schichten, z.B. Folien versehen werden. Vor allem Fehlstellen führen bei den in Hallenbädern gegebenen hohen Feuchten schnell zu massiven Feuchteschäden. Es empfiehlt sich daher Aufbauten zu wählen, die möglichst hohe Sicherheitsreserven in der Konstruktion aufweisen. Das bedeutet, dass der gewählte Wandaufbau im ungestörten Bereich möglichst keine kritischen Feuchten erreicht.

Zur Beurteilung der Gefahr von feuchtebedingten Bauschäden werden die zulässigen Höchstwerte der Feuchte nach [DIN 68800] mit den Berechnungsergebnissen verglichen. Der zulässige Feuchtegehalt für Plattenholzwerkstoffe der Holzwerkstoffklasse 20 beträgt 15 m%. Der zulässige Feuchtegehalt von tragenden Holzbauteilen ist nach [DIN 18334] auf 20 m% begrenzt.

Um die Ergebnisse der Berechnungen vergleichen zu können, werden die zulässigen Holzfeuchten der Holzwerkstoffe in Vol-% umgerechnet:

OSB 630 kg/m ³	9,45 Vol-%
Vollholz Fichte 500 kg/m ³	10 Vol-%

In den nachfolgenden Diagrammen ist der relative Feuchteverlauf im Bauteil sowie der Wassergehalt in Vol-% für einige exemplarische Wandaufbauten dargestellt:

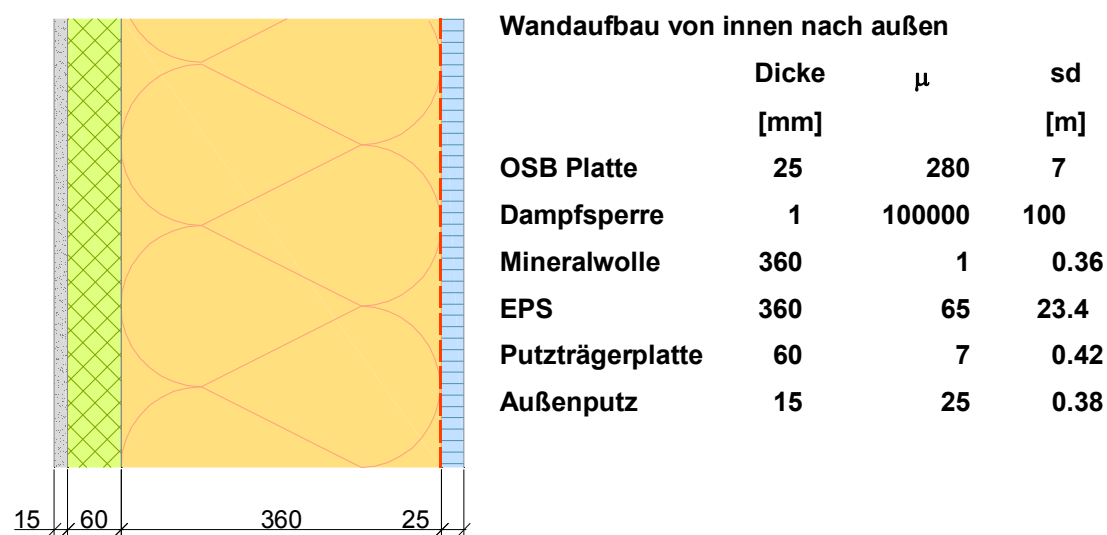


Abbildung 16: LW 01 Leichte Wandkonstruktion – außen dampfdiffusionsoffen, innen dampfdicht

Abbildung 17 zeigt den Verlauf der relativen Feuchte im Bauteilquerschnitt. In den äußeren Dämmschichten treten hohe relative Feuchten bis fast an die Kondensatgrenze auf (95 %). Der Wassergehalt der Dämmschichten (**Abbildung 18**)



weist allerdings mit weniger als 1 Vol-% (Mineralwolle) und zwischen 1 und 2 Vol-% (EPS) geringe Werte auf. Lediglich die Putzträgerplatte und der Außenputz zeigen hier größere Schwankungen im Bereich von über 20 Vol-%. Eine Auffeuchtung der Bauteilschichten konnte in keinem der beiden Fälle festgestellt werden.

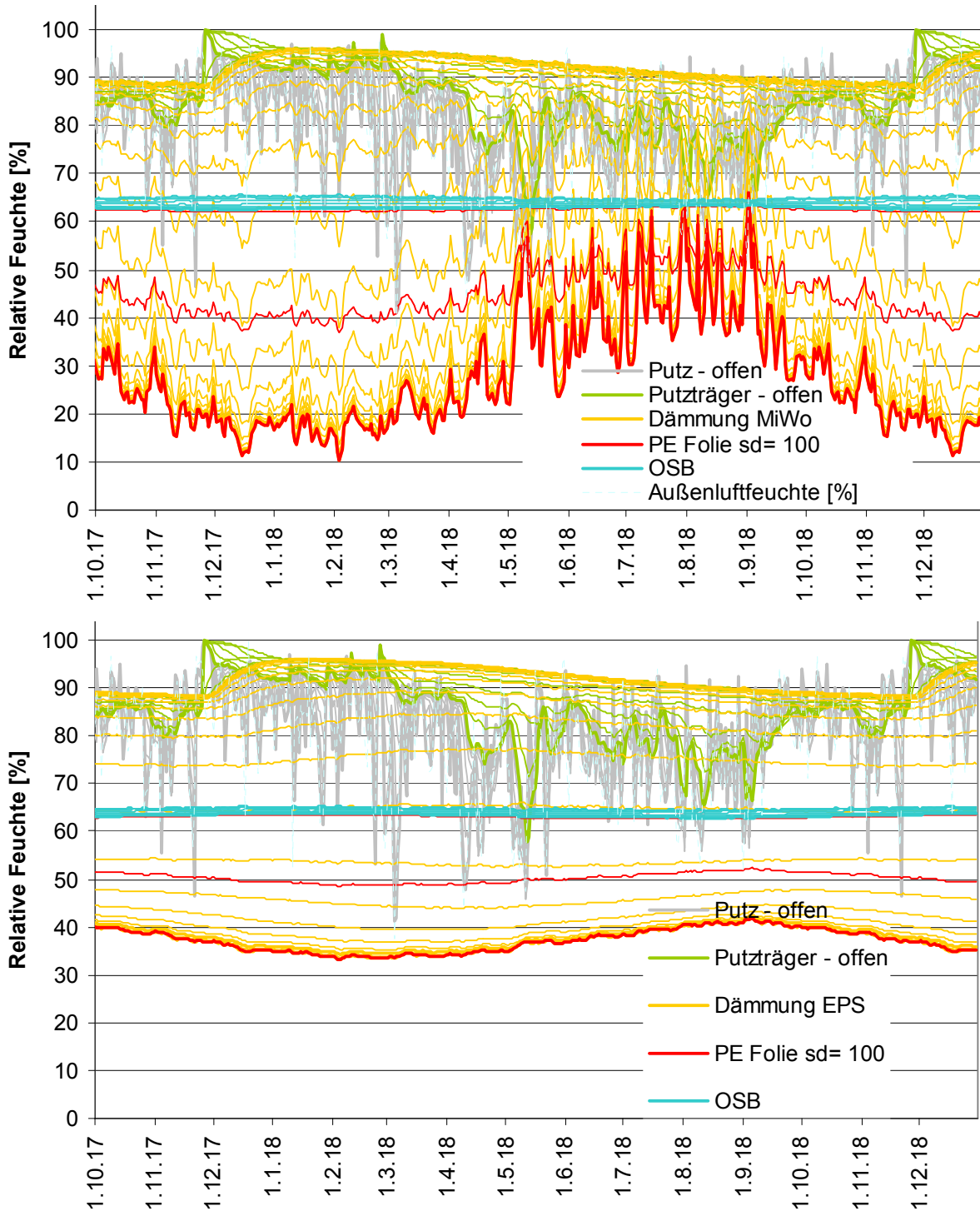


Abbildung 17: Verlauf der relativen Feuchte LW01 im 10. Jahr für mitteldeutsches Außenklima für eine Mineralwolle- und EPS Dämmung

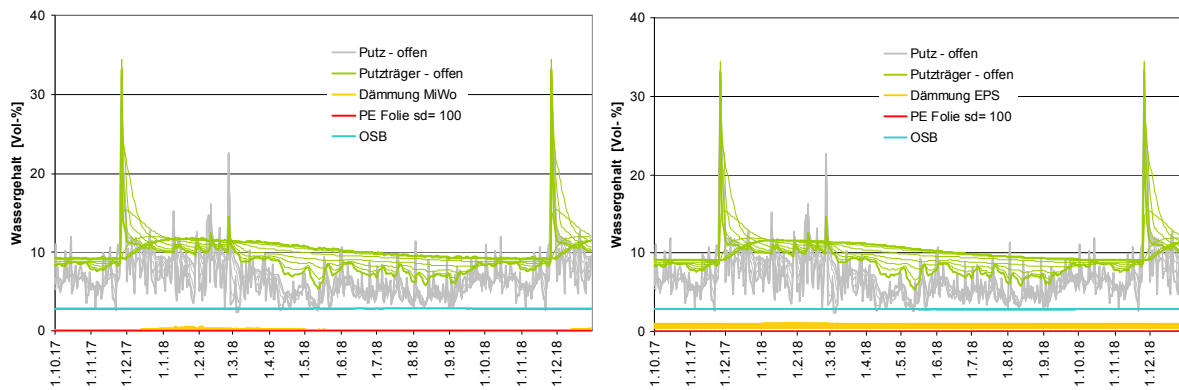


Abbildung 18: LW01 Wassergehalt der Baustoffschichten für Mineralwolle und EPS

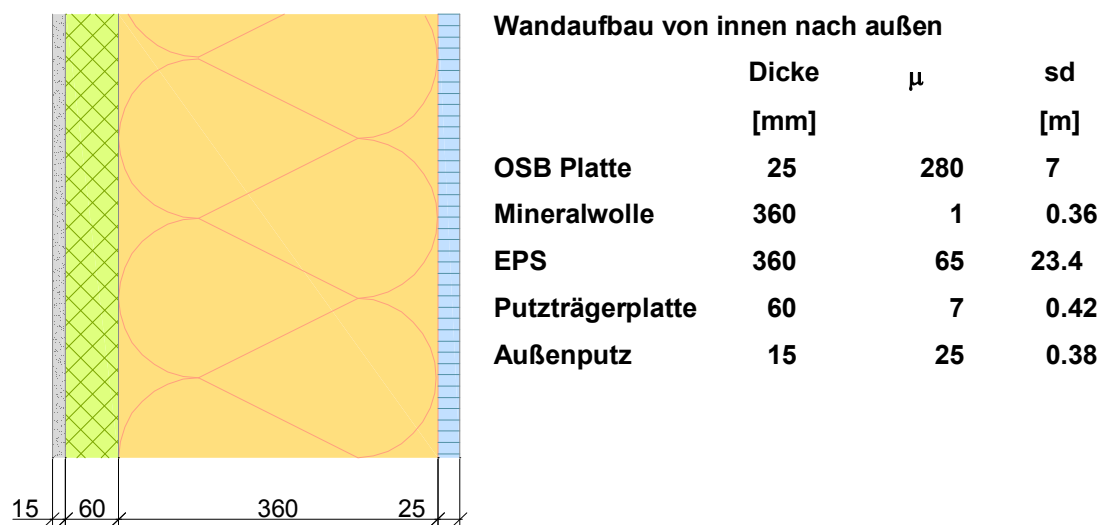


Abbildung 19: LW 02 Leichte Wandkonstruktion – außen und innen dampfdiffusionsoffen

Wird statt der innenseitigen Dampfsperre lediglich eine OSB Platte mit einem s_d -Wert von 7 vorgesehen, treten in der Dämmung noch höhere relative Feuchten auf, die im Winter mit über 98 % (Mineralwolle) fast an die Kondensationsgrenze stoßen. Auch im Sommerhalbjahr sinkt die relative Feuchte nie unter 90 %. Die EPS Dämmung schneidet hier aufgrund ihrer dampfdiffusionsbremsenden Eigenschaft noch etwas besser ab. Der Blick auf den Wassergehalt der Bauteilschichten zeigt, dass die Mineralwolle hier deutlicheren Schwankungen von über 4 Vol-% ausgesetzt wird. Der Wassergehalt der EPS Dämmung liegt bei den Varianten LW 01 und LW 02 bei etwa 1 - 2 Vol-%.

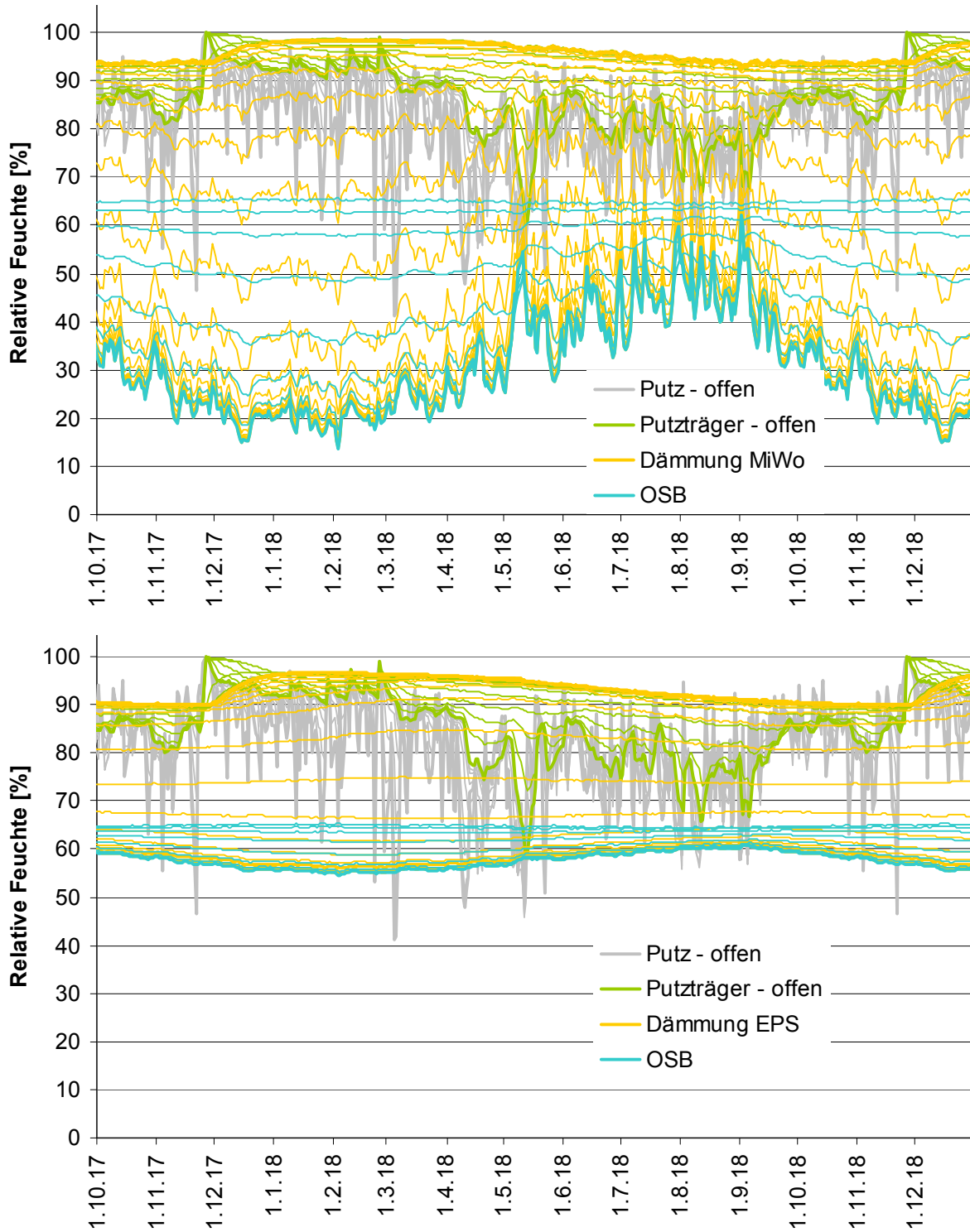


Abbildung 20: Verlauf der relativen Feuchte für LW 02 im 10. Jahr für mitteldeutsches Außenklima für eine Mineralwolle- und EPS Dämmung

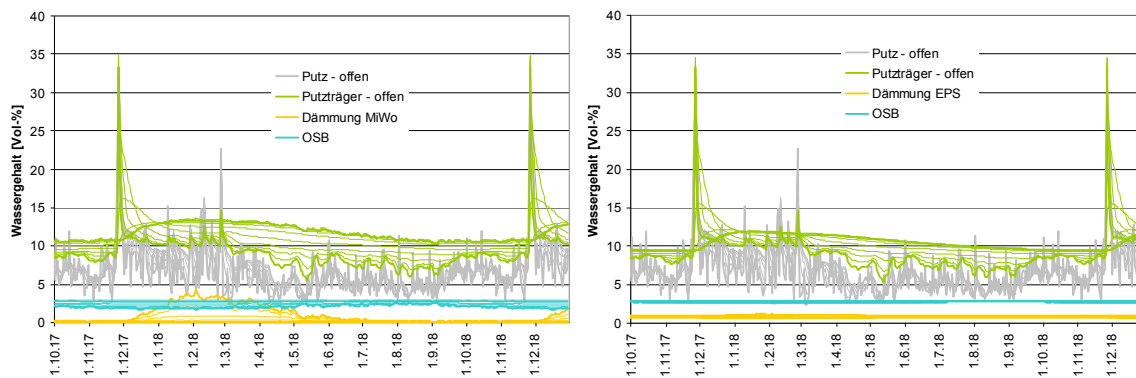


Abbildung 21: LW02 Wassergehalt der Baustoffschichten für Mineralwolle und EPS

Als dritte Variante wurde der Einfluss eines dichteren Außenputzes untersucht. Dabei wird innenseitig eine Dampfsperre (PE-Folie mit einem sd-Wert von 100) angenommen.

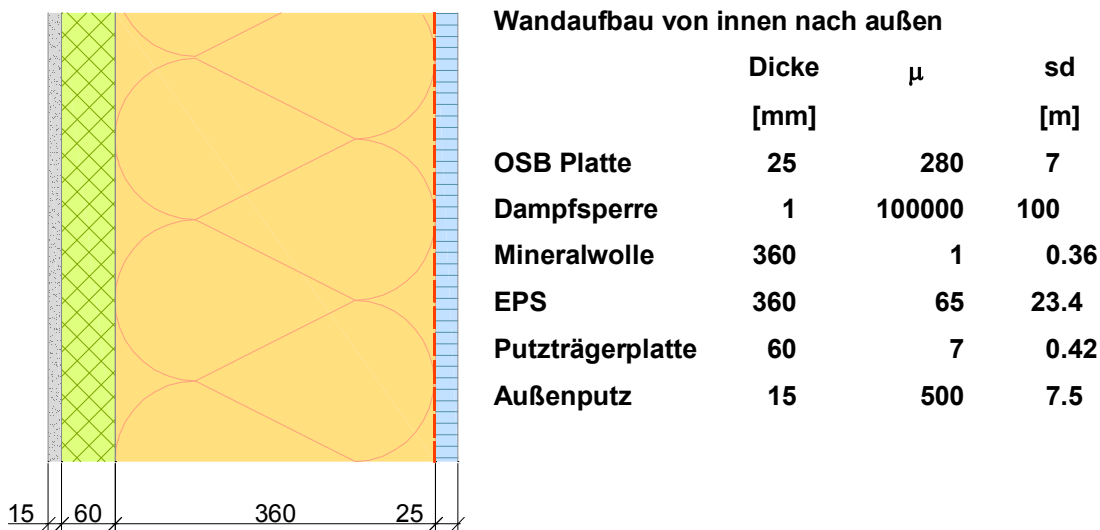


Abbildung 22: LW 03 Leichte Wandkonstruktion – außen dampfdiffusionsdichter, innen dampfdicht

Der dichtere Außenputz führt zu etwas geringeren relativen Feuchten der äußeren Dämmschichten, da das Eindringen von Schlagregen behindert wird. Auch der Wassergehalt in der Mineralwolle ist mit max. 0,25 Vol-% sehr gering. Der Wassergehalt der EPS Dämmung liegt hier bei knapp 1 Vol-%. Auch bei dieser Variante konnte keine Aufwechfung festgestellt werden.

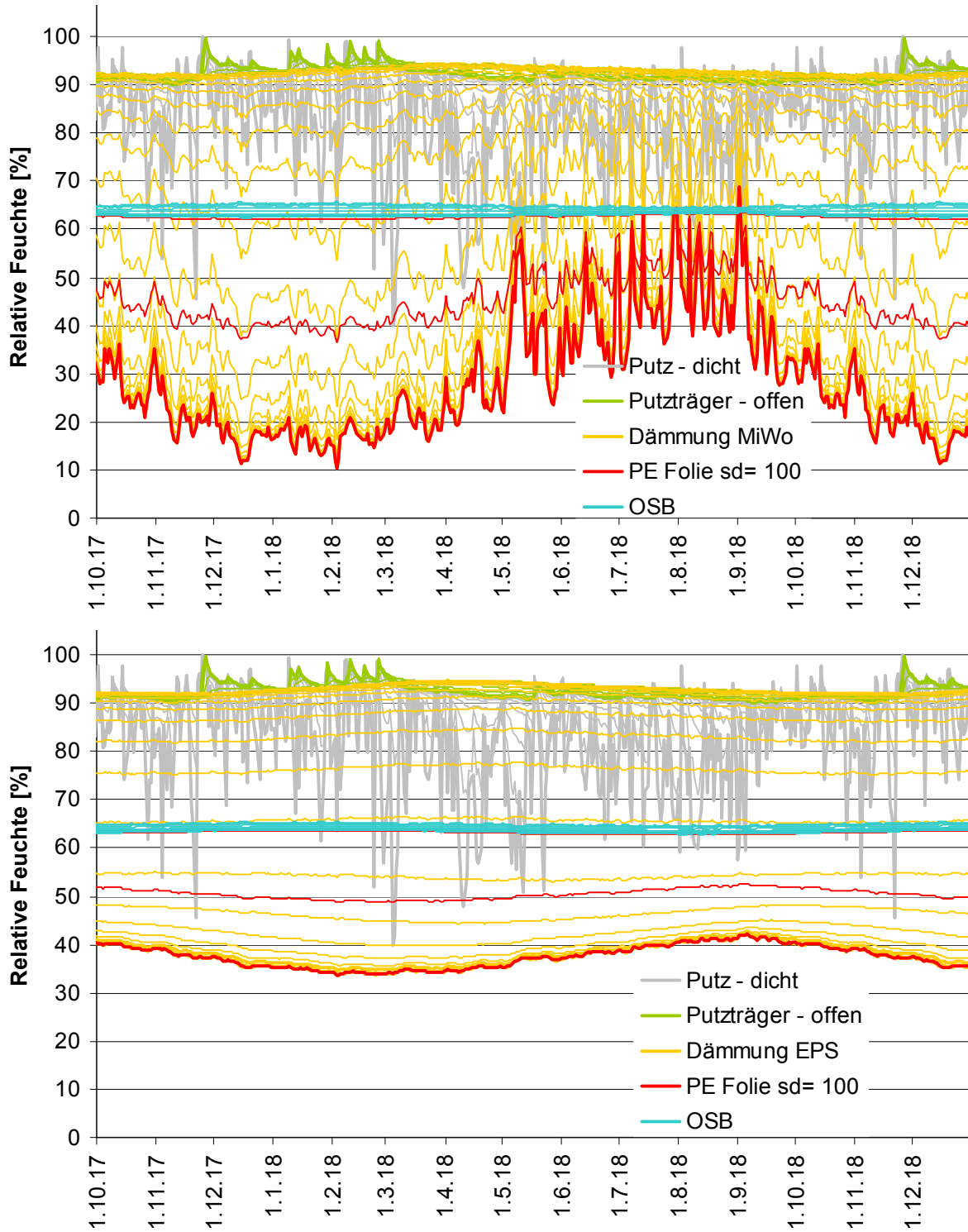


Abbildung 23: Verlauf der relativen Feuchte für LW 03 im 10. Jahr für mitteldeutsches Außenklima für eine Mineralwolle- und EPS Dämmung

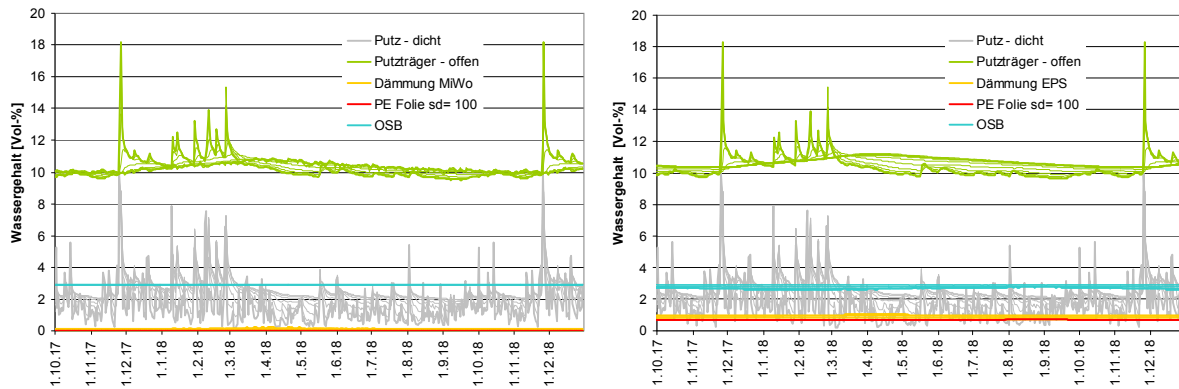


Abbildung 24: LW03 Wassergehalt der Baustoffschichten für Mineralwolle und EPS

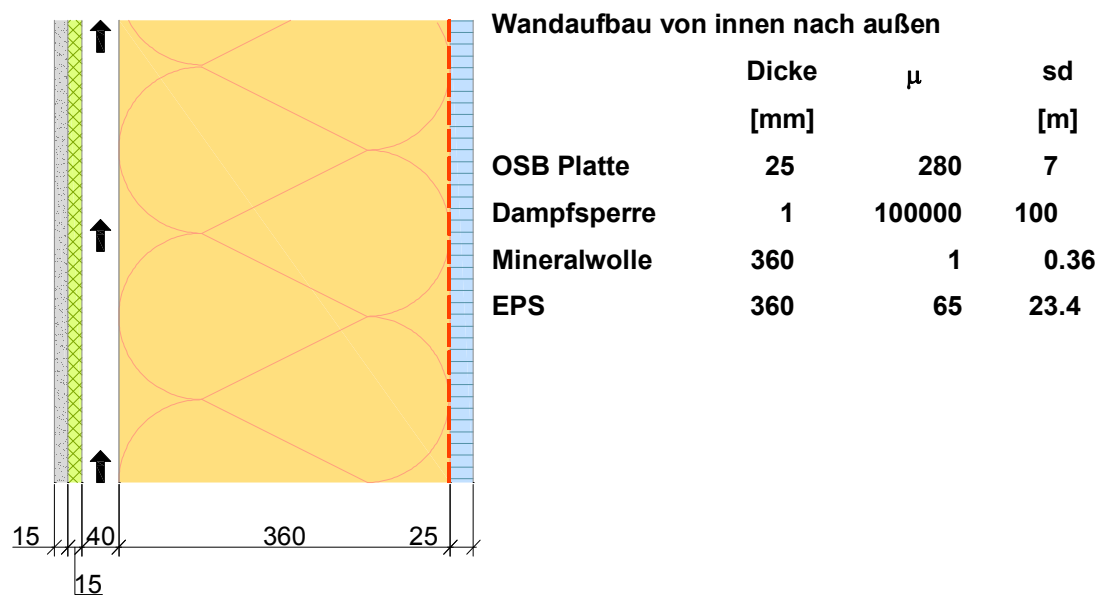


Abbildung 25: LW 04 Leichte Wandkonstruktion – hinterlüftete Außenhaut, innen dampfdicht

Als letzte Variante wurde eine hinterlüftete Außenwandkonstruktion untersucht. Die Dämmung steht im direkten Kontakt mit der Außenluft, so dass die relative Feuchte der äußeren Schichten eng an die Außenluftfeuchte geknüpft ist. Entsprechend stärker ausgeprägt sind die Schwankungen im Wassergehalt. Sie liegen mit 2 Vol% bei Mineralwolle und EPS am höchsten von allen Varianten.

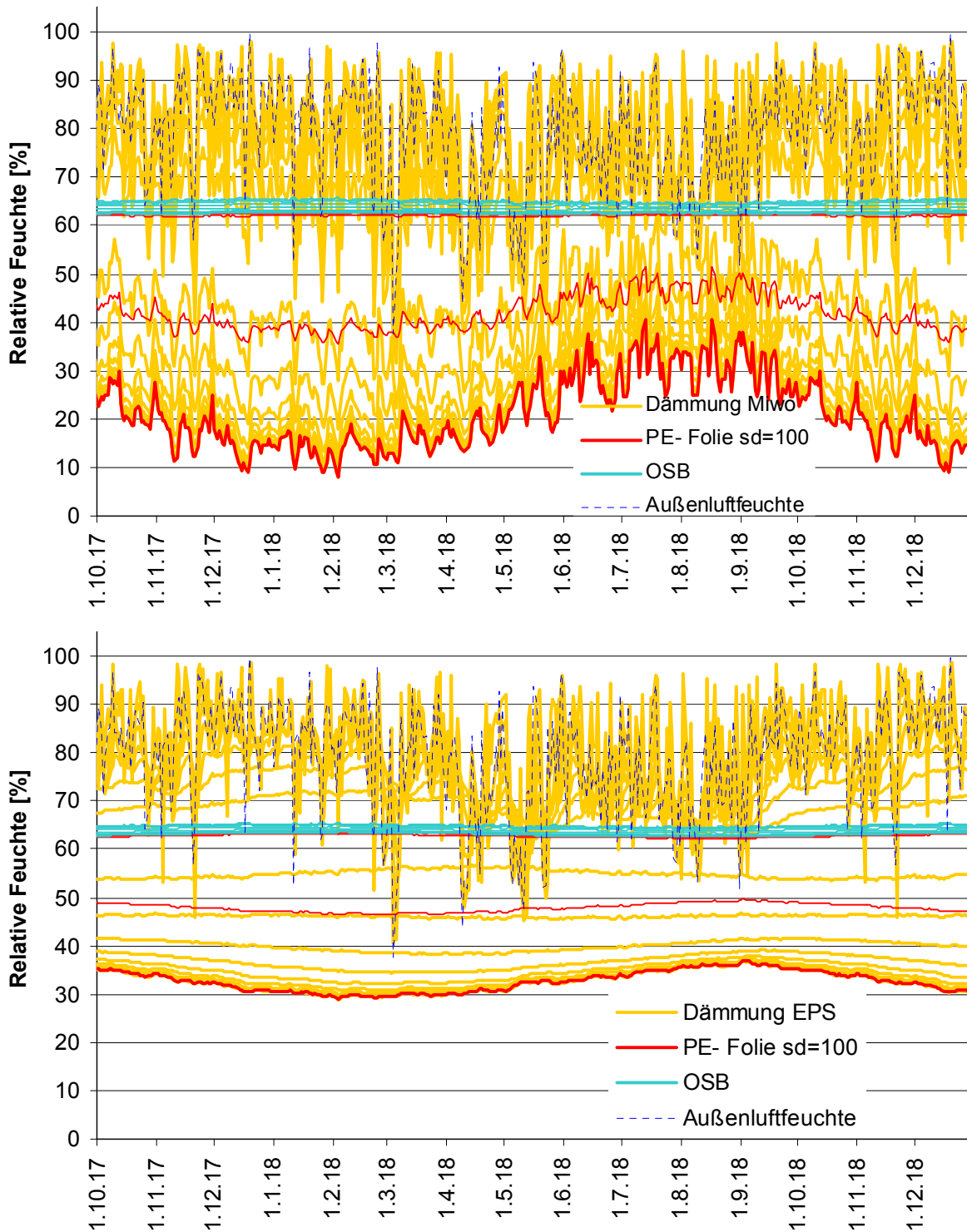


Abbildung 26: Verlauf der relativen Feuchte für LW 04 im 10. Jahr für mitteldeutsches Außenklima für eine Mineralwolle- und EPS Dämmung

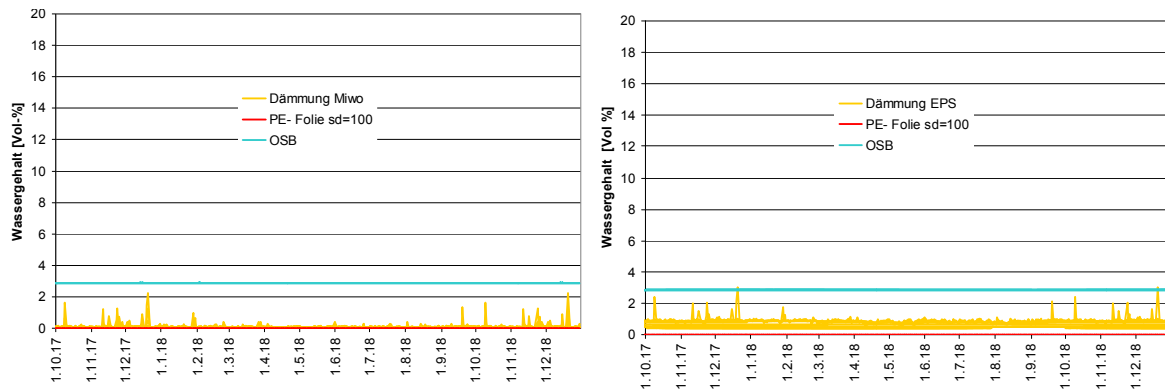


Abbildung 27: LW04 Wassergehalt der Baustoffschichten für Mineralwolle und EPS

Die hier dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf einen ungestörten Wandaufbau (ohne Balkenlage) und spiegeln den Feuchteverlauf für eine unbeschädigte und einwandfrei ausgeführte Dampfsperre wieder. Um abschätzen zu können, wie groß der Einfluss einer Leckage auf die Konstruktion ist, wurde ein Bauteilaufbau einmal mit einer Balkenlage und einmal mit einer Fehlstelle berechnet.

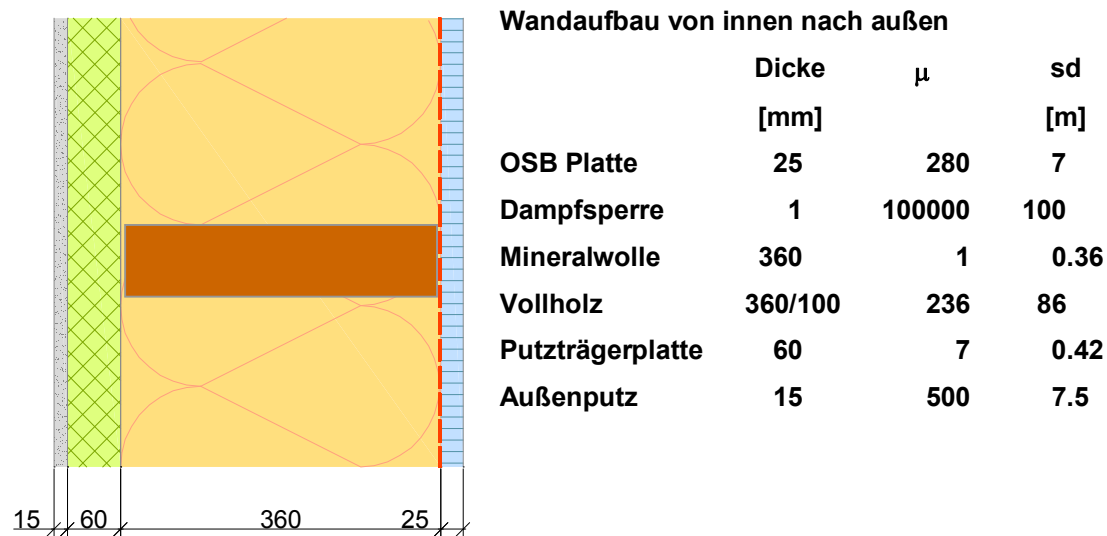


Abbildung 28: LW 01 a mit Balkenlage – innen dampfdicht, außen dampfdiffusionsoffener Putz

Das Konstruktionsvollholz stellt eine Wärmebrücke dar, die raumseitig die Temperatur senkt und außenseitig anhebt. Kondensatprobleme werden, wenn überhaupt, eher auf der kalten Außenseite erwartet, sodass die kritischen Stellen nicht im Bereich der Holzkonstruktion liegen.

Die Betrachtung des Wassergehaltes der Konstruktion zeigt den kritischen Fall einer von außen wirkenden hohen Befeuchtung. Der Wassergehalt des Balkens steigt hier kurzzeitig über 10 Vol-% an, trocknet aber rasch wieder ab. Bei der Betrachtung der Feuchteentwicklung über einen Zeitraum von 10 Jahren konnte keine stetige Auffeuchtung der Konstruktion festgestellt werden.

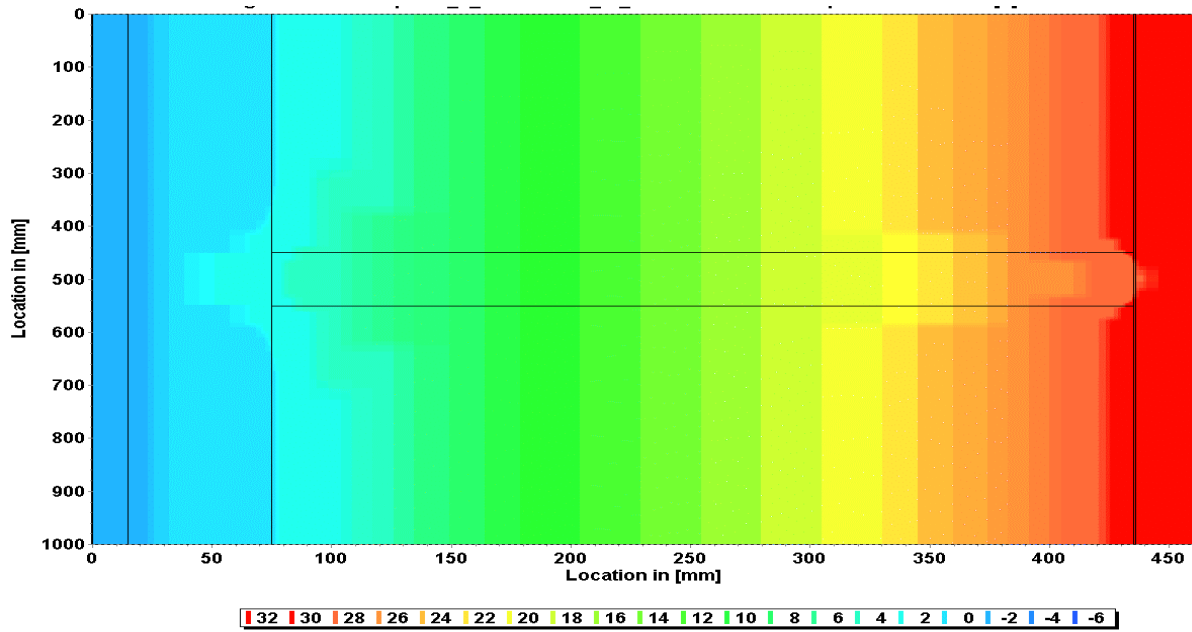


Abbildung 29: Temperaturverteilung Wandaufbau mit Holzbalken LW 01 a

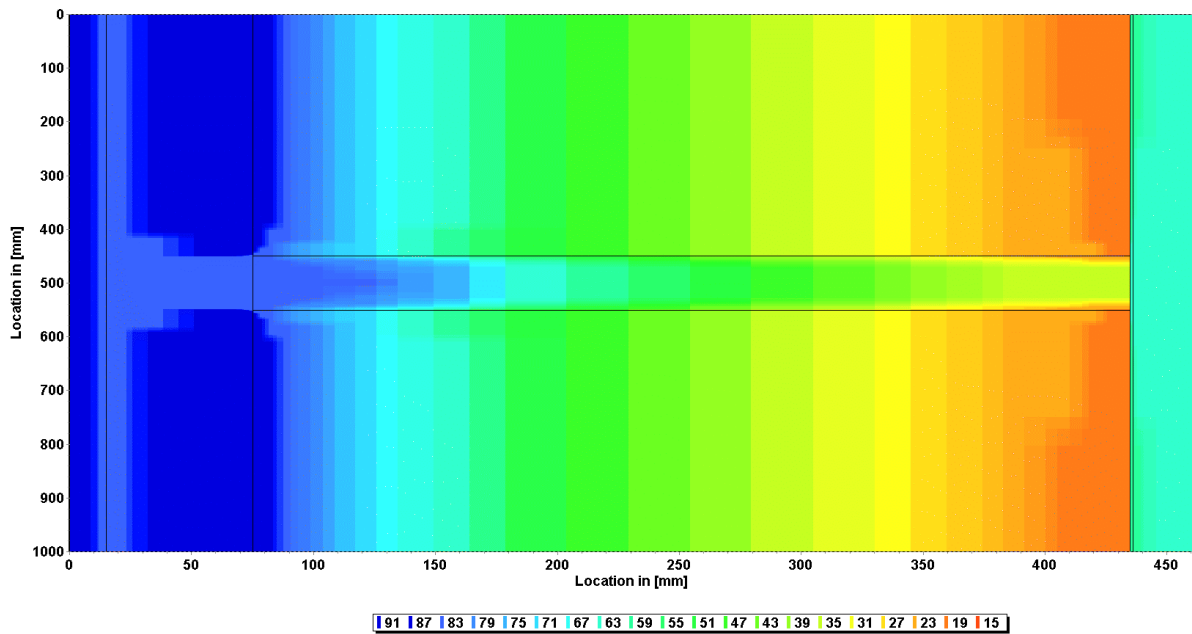


Abbildung 30: Relative Feuchte im Querschnitt mit Balkenlage LW 01 a

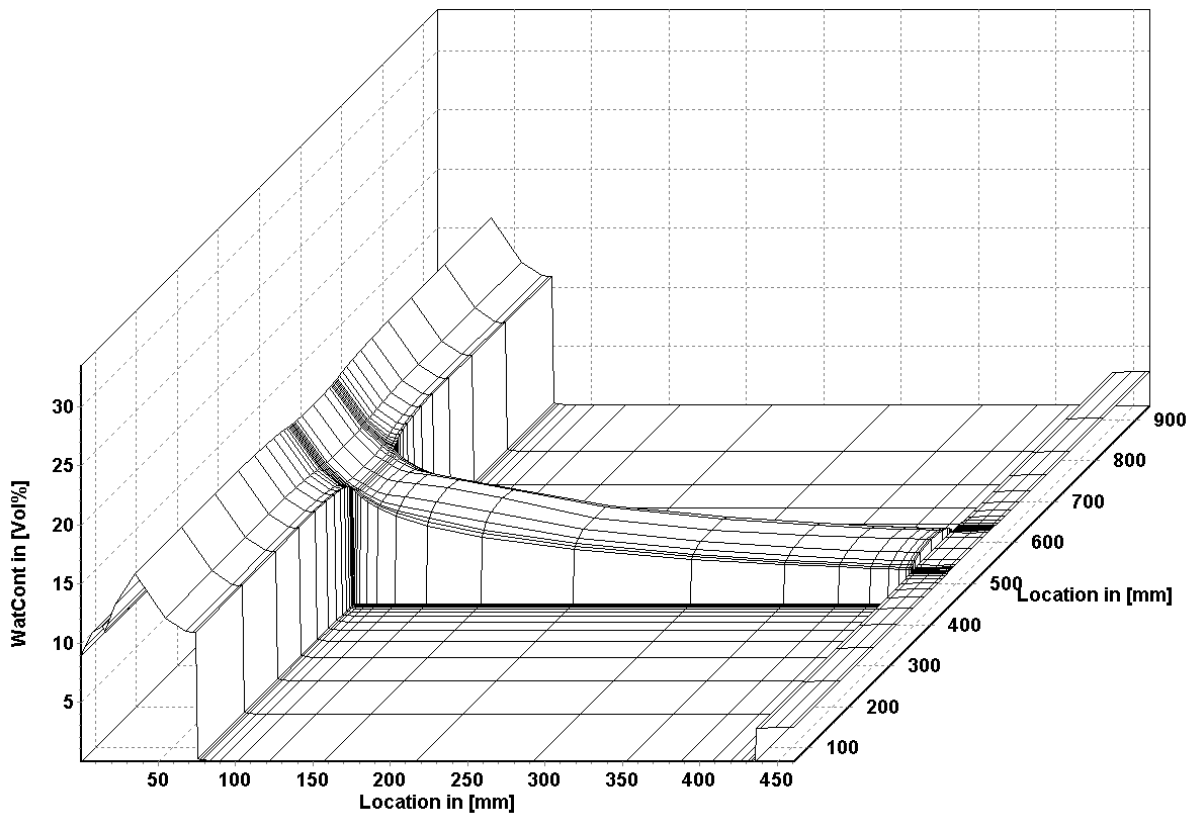


Abbildung 31: Wassergehalt im Wandaufbau mit Balkenlage LW 01 a. Aufgrund einer von außen wirkenden Befeuchtung steigt der Wassergehalt kurzzeitig auf über 10 Vol-% an.

Schließlich wird der Einfluss einer Fehlstelle der innen aufgetragenen Dampfsperre untersucht.

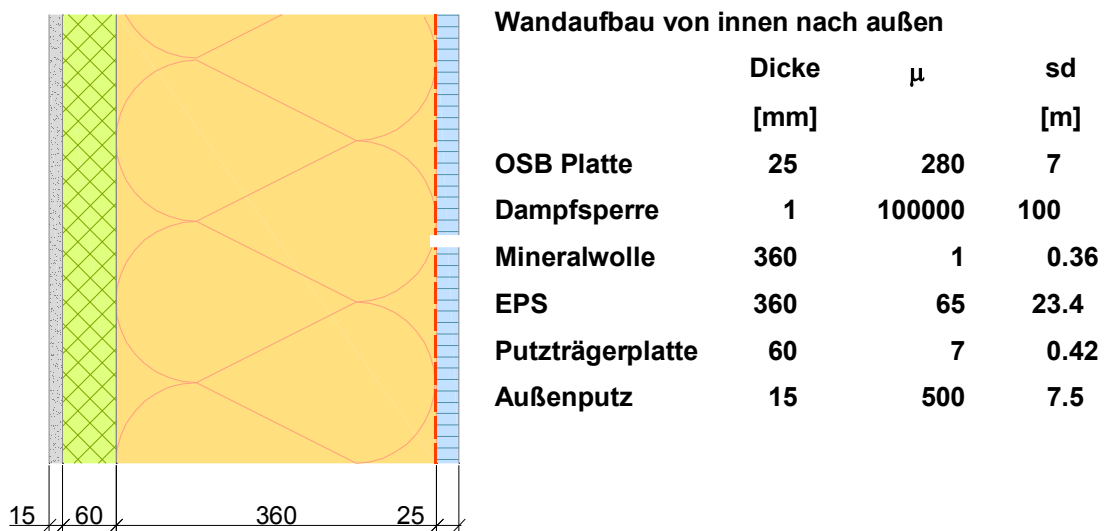


Abbildung 32: Wandaufbau entsprechend LW 03 mit einer 2mm Fuge in der PE Folie

Bei einer Fuge von 2 mm wird zusätzliche Feuchte in die Konstruktion eingetragen. Trotz dieser Fehlstelle gibt es keine stetige Auffeuchtung über die Jahre. Der Feuchtegehalt der Dämmung liegt hier unter 2 Vol-%.

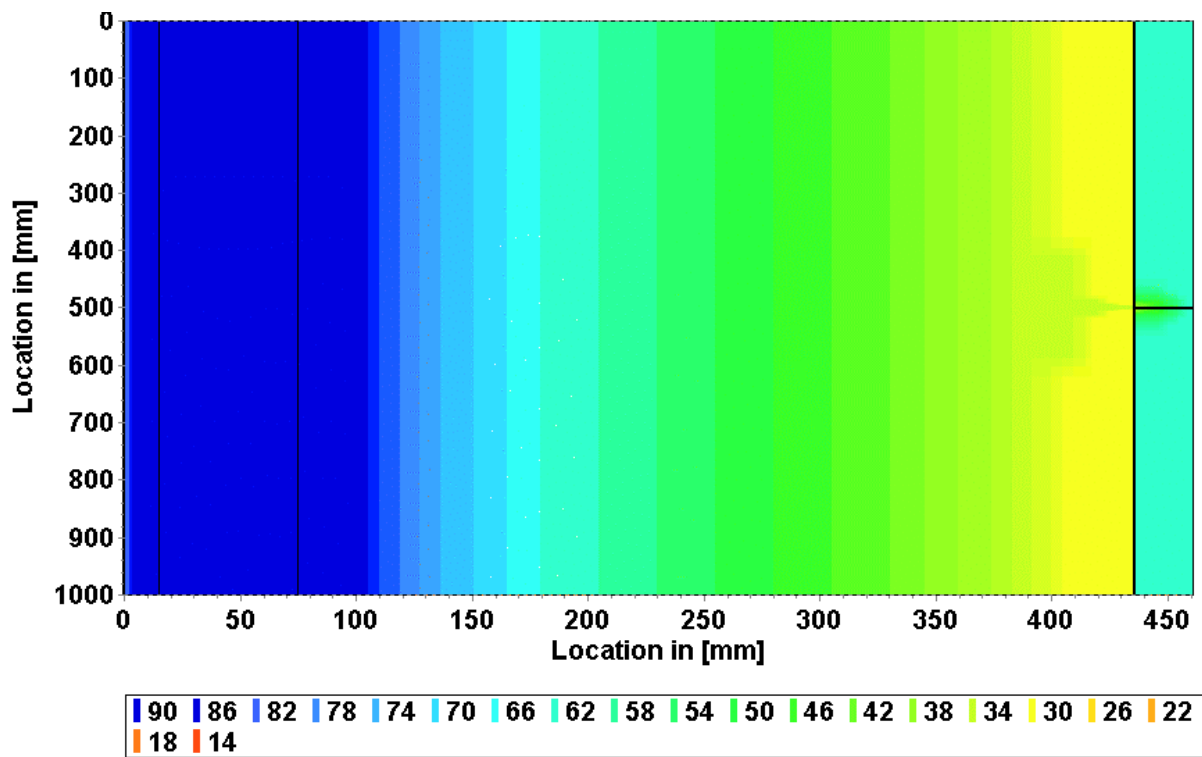


Abbildung 33: Verlauf der relativen Feuchte Winter des 10. Jahres

4.2.3. Einfluss des Luftwechsels bei kombiniertem Außen- und Umluftbetrieb

Oftmals wird zusätzlich zum erforderlichen Außenluftwechsel ein Umluftanteil vorgesehen, der einer optimalen Durchspülung der Halle dienen soll. Dieser zusätzliche Umluftanteil spiegelt sich im Stromverbrauch der Ventilatoren wider. Selbst bei effizienten Ventilatoren mit einer Stromaufnahme von $0,45 \text{ Wh/m}^3$ entsteht bei kombiniertem Außen- und Umluftbetrieb ein zusätzlicher Stromverbrauch von bis zu $4,3 \text{ MWh/a}$ (Endenergie). Es wird davon ausgegangen, dass die Notwendigkeit einer solchen zusätzlichen Luftumwälzung für Passivhaushallen nicht gegeben ist. Im Rahmen einer Untersuchung zur Lüftungseffizienz in Turnhallen mit Hilfe von Strömungssimulationen und einer Messung konnte gezeigt werden, dass es annähernd keine Temperaturschichtung in der Halle gibt und eine sehr gute Durchspülung erreicht werden kann [Kah 2009]. In Hallenbädern herrschen z.T. andere Randbedingungen vor, die Schichtungen und Durchspülung beeinflussen, führt das besonders warme Innenraumklima zu einem stärkeren Kaltluftabfall an den großflächigen Fassaden. Die Frage bleibt offen, ob die Luftfeuchte und Temperatur im Hallenquerschnitt als völlig homogen zu betrachten ist. Die Gefahr von



sogenannten „Feuchtenestern“ wie sie vor allem an Wärmebrücken mit entsprechend geringen Oberflächentemperaturen auftreten, ist bei konsequenter Umsetzung einer hochwärmegeprägten Hülle aber nicht zu erwarten.

Im Rahmen der Projektbegleitung für das Passivhaushallenbad hat sich allerdings gezeigt, dass einzelne Bauteile (z.B. Flügel von Rauch- und Wärmeabzügen) nicht in geeigneter Qualität am Markt verfügbar sind. Sollen feuchtebedingte Bauschäden dauerhaft vermieden werden, so darf die Hallenfeuchte nur so hoch sein, wie es die kälteste Oberfläche zulässt. Dies betont das Erfordernis einer konsequent hochwertigen thermischen Hülle.

Alternativ können einzelne Bauteile, die ein hohes Schadensrisiko aufweisen, direkt mit trockener warmer Zuluft angeströmt werden, um die Tauwassergefahr zu unterbinden. Da diese Maßnahme mit zusätzlichem Installationsaufwand und Energieverlust verbunden ist, soll im Rahmen der messtechnischen Begleitung mittels Oberflächenfühler die Notwendigkeit einer Anströmung an einzelnen thermischen Schwachstellen untersucht werden.

4.2.4. Kellertemperaturen

Häufig wird die gesamte Haus- und Wassertechnik im Keller installiert. Für das Hallenbadmodell werden Pumpen für die Wasserumwälzung und Filtration mit einer Leistung von insgesamt 21 kW angenommen, die 24 Stunden am Tag in Betrieb sind. Weiterhin befinden sich im Keller Warmwasserspeicher für die Duschanlagen mit entsprechenden Verteilleitungen sowie die Lüftungsgeräte. Viele dieser Geräte geben Wärme an den Kellerraum ab, so dass dieser bei herkömmlichen Hallenbädern Raumtemperaturen noch über den Hallentemperaturen aufweist. Für das Hallenbad in Passivhausstandard wurde untersucht, ob es aufgrund der besseren Dämmung des Kellers zu kritischen Kellertemperaturen kommen kann. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Umwälzpumpen eine Elektroeffizienz von 80% haben und 20 % ihrer Leistung in Form von Wärme an den Raum abgeben. Für den Keller bedeutet dies interne Wärmequellen von 3,5 W/m². Wärmeabgabe von WW-Speicher und Leitungen spielen hier im Vergleich zur Pumpenabwärme keine wesentliche Rolle, sofern sie gut gedämmt werden. Die Kellertemperaturen für das Hallenbadmodell lagen durchschnittlich im Bereich von 29 °C also vergleichbar der Wassertemperatur. Bei steigenden internen Wärmequellen durch z.B. stärkere Pumpen für Attraktionen oder Pumpen mit schlechterem Wirkungsgrad stellen sich entsprechend höhere Temperaturen bis etwa Hallentemperatur (ca. 32 °C) ein.

4.2.5. Einfluss der Orientierung

Eine Ausrichtung der Hauptglasfassaden nach Süden optimiert die solaren Wärmegegewinne. Nicht immer ist eine optimale Ausrichtung möglich oder die Südseite ist durch umliegende Bebauung verschattet. Wird das in Kapitel 3 vorgestellte

Gebäude mit der Hauptverglasungsrichtung nach Norden ausgerichtet, so erhöht sich der Heizwärmebedarf für die Halle und Umkleide bei großzügiger Verglasung um ca. 5 %. Betrachtet man die Verteilung der Wärmegewinne und Verluste (Kapitel 4.1) so zeigt sich, dass der Anteil der solaren Gewinne ohnehin sehr gering ist (**Abbildung 11**). Eine optimale Ausrichtung ist, soweit möglich, immer vorteilhaft, aber nicht zwingend erforderlich.

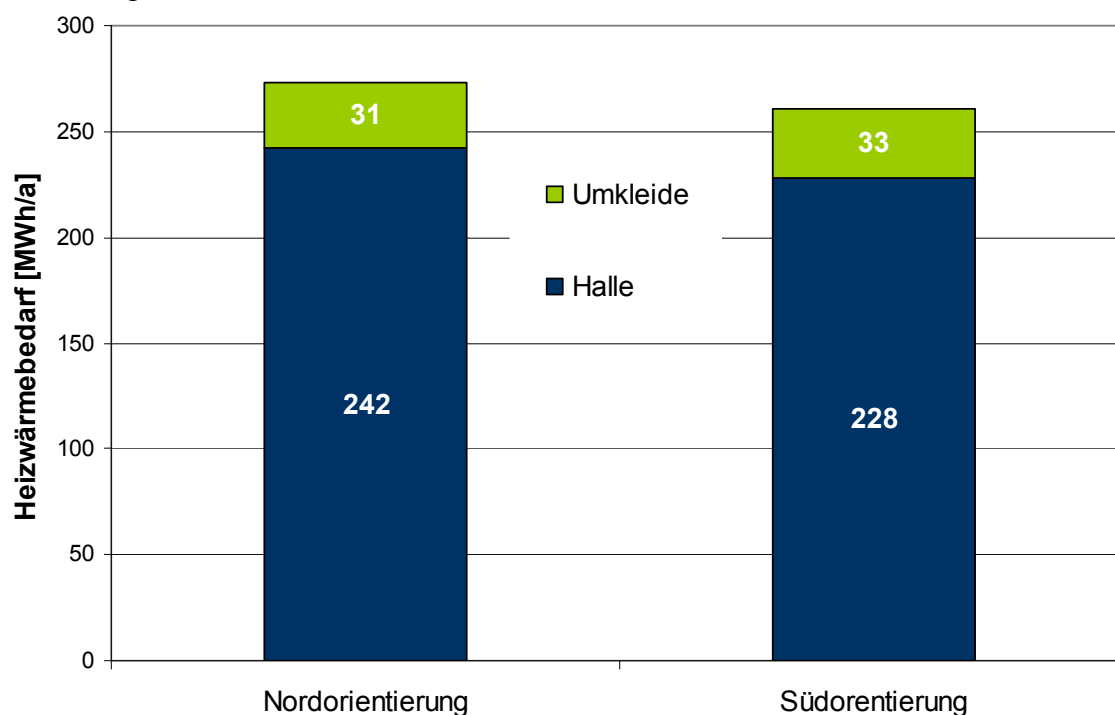


Abbildung 34: Heizwärmebedarf der Halle mit Umkleide für eine Nord- und Südorientierung der Hauptverglasungsflächen

4.3. Sommerliche Behaglichkeit

Aufgrund ihrer hohen Innenraumtemperaturen ist in Hallenbädern fast ganzjährig eine Beheizung erforderlich. Dennoch soll die Frage untersucht werden, ob und wann die Gefahr von Überhitzung besteht und welchen Einfluss die Verglasungsfläche und die Wahl der Verglasungsart auf die sommerliche Behaglichkeit haben. Zur optimalen Ausnutzung der solaren Gewinne wird das Hallenbadmodell mit Hauptverglasungsflächen nach Süden ausgerichtet. Zwei Varianten wurden untersucht: Die Fensterflächen sind einmal so bemessen, dass sie eine optimale Tageslichtausnutzung (325 m^2) sowie den Außenbezug der Badegäste gewährleisten und alternativ mit einer großzügigen Verglasung auf der Süd-, West- und Ostseite der Halle (550 m^2). Für beide Varianten wird der Einfluss einer Sonnenschutzverglasung untersucht.

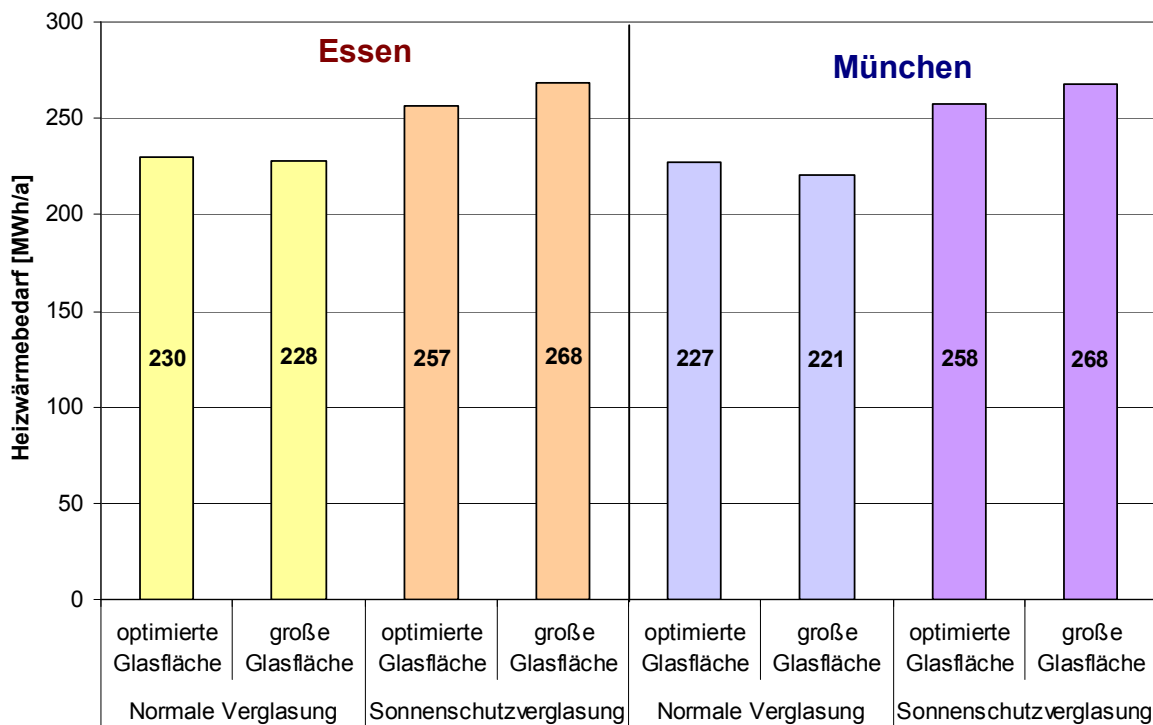


Abbildung 35: Heizwärmebedarf für die Halle bei größerer und kleinerer Verglasungsfläche für die Standorte Essen und München

Bei der nach Süden ausgerichteten Halle reduziert sich der Heizwärmebedarf mit steigender Fensterfläche, dies gilt vor allem in Klimabereichen mit höherem solaren Angebot (z.B. München). Negativ macht sich in allen Fällen die Verwendung von Sonnenschutzverglasung bemerkbar. Die solaren Gewinne werden aufgrund des deutlich geringeren g-Wertes der Verglasung reduziert, sodass die höheren Transmissionswärmeverluste der Glasfassade gegenüber einer opaken Hüllfläche deutlich zum Ausdruck kommen. Die sommerliche Behaglichkeit kann anhand des operativen Temperaturverlaufes der Halle beurteilt werden. Im Sommerhalbjahr stellen sich für die großzügige Verglasungsvariante mit Sonnenschutzverglasung keine höheren Temperaturen ein. Mit normaler Verglasung ergeben sich operative Temperaturen von 32 bis 34 °C ein. Ein Überhitzungsproblem liegt daher auch ohne sommerliche Verschattung nicht vor. Auch die Notwendigkeit einer Sonnenschutzverglasung ist nicht gegeben.

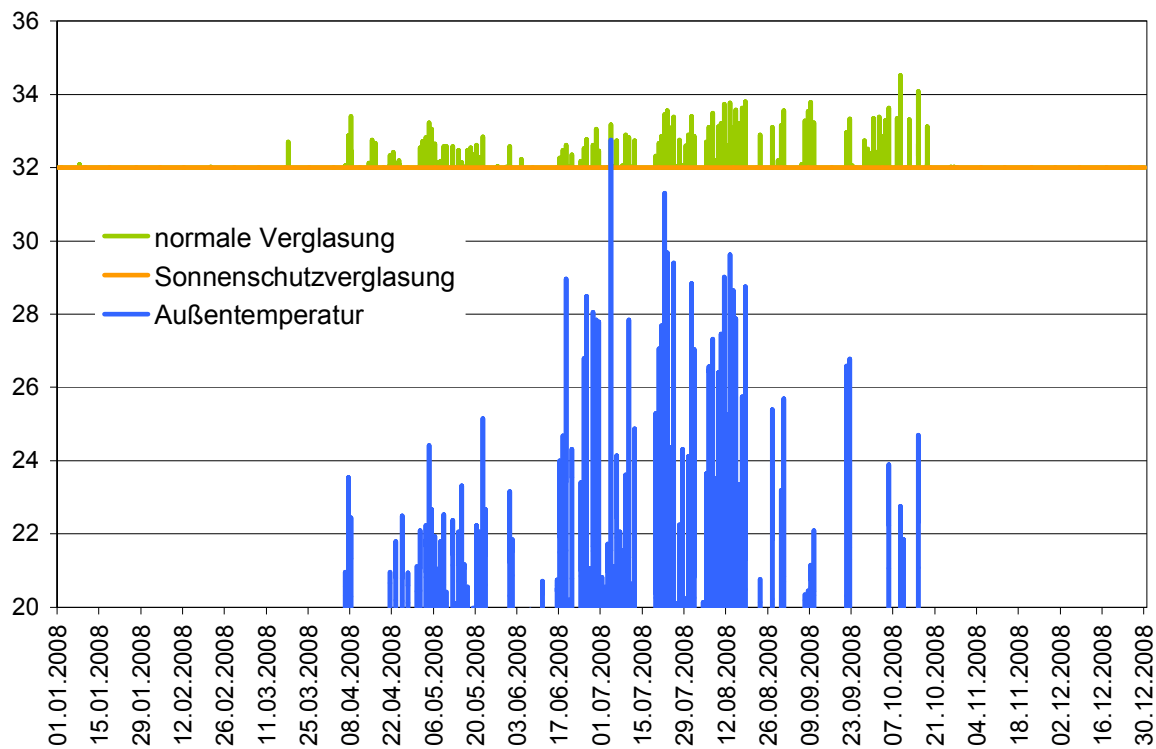


Abbildung 36: Operative Temperaturen der Halle bei großzügiger Verglasung für den Standort München

Neben der eigentlichen Schwimmhalle weist das Hallenbad weitere Temperaturzonen auf. Hierzu gehören z.B. Keller und Umkleidebereich die auf deutlich niedrigere Solltemperaturen beheizt werden. Durch Trennwände und Türen findet ein Querwärmestrom statt, der die Heizlast der Halle erhöht und die des Umkleidebereiches senkt. Dieser Querwärmestrom ist in zweifacher Hinsicht bedeutsam. Zum einen beeinflusst er direkt die Heizlast der Halle, was bei einer Beheizung allein über die Zuluft berücksichtigt werden muss, und zum anderen findet dieser Wärmestrom auch dann statt, wenn die Solltemperatur der Umkleide (24 °C) bereits erreicht ist. Während der Sommermonate kann dies zu Überhitzungen des Umkleidebereiches führen. Aufgrund der schlechteren Regelbarkeit der Zonen-temperaturen steigt der Gesamtheizwärmebedarf des Hallenbades bei höheren Querwärmeströmen.

Abbildung 37 zeigt den Heizwärmebedarf und die operativen Temperaturen der Halle und der Umkleide. Der U-Wert der Trennwand ist mit 2,7 W/(m²K) angenommen. Durch den Wärmestrom der wärmeren Halle hin zum Umkleidebereich steigt der Wärmebedarf der Halle, während der des Umkleidebereiches sinkt. In den Sommermonaten wird die Solltemperatur der Umkleide ständig überschritten.

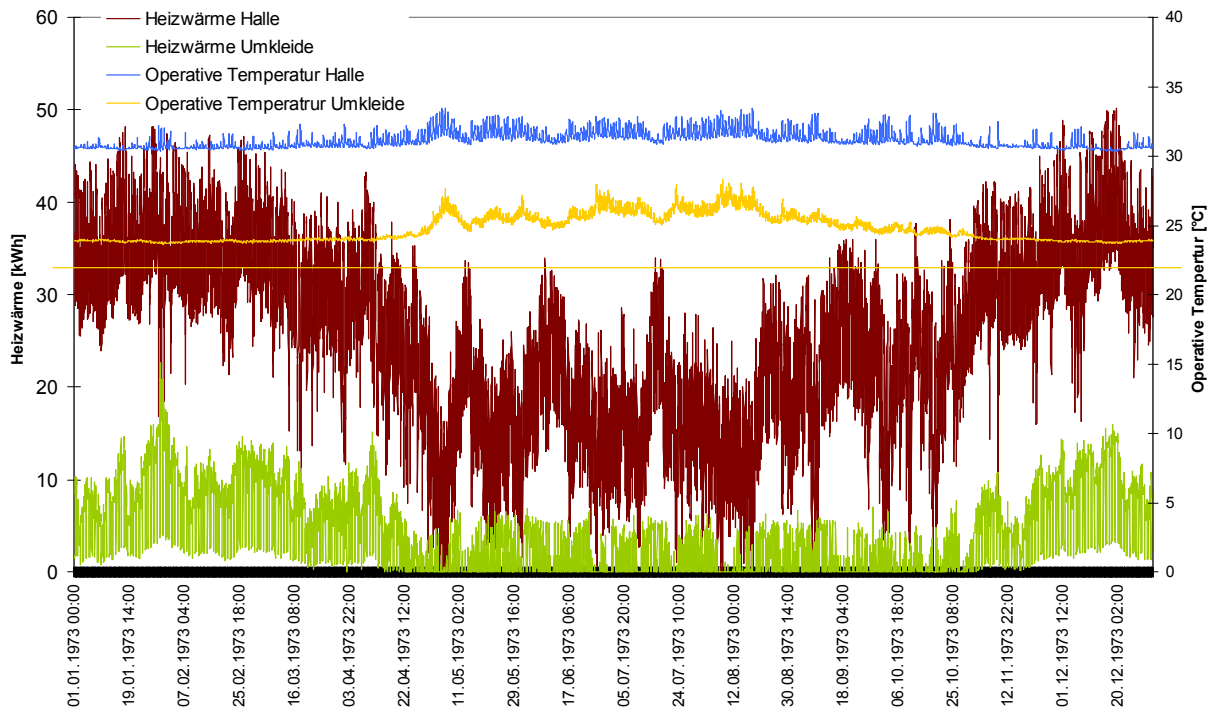


Abbildung 37: Heizwärmebedarf und operative Temperaturen Halle und Umkleide. Solltemperatur der Halle 32°C und der Umkleide 24°C. U-Wert der Trennwand 2,7 W/(m²K)

Wird der Umkleidebereich besser thermisch entkoppelt, so sinkt der Heizwärmebedarf der Halle während der der Umkleide steigt. Insgesamt kann aber eine Reduzierung festgestellt werden, da der Umkleidebereich nicht so stark überhitzt. Zu bedenken ist allerdings der zusätzliche Raumbedarf für die Dämmung

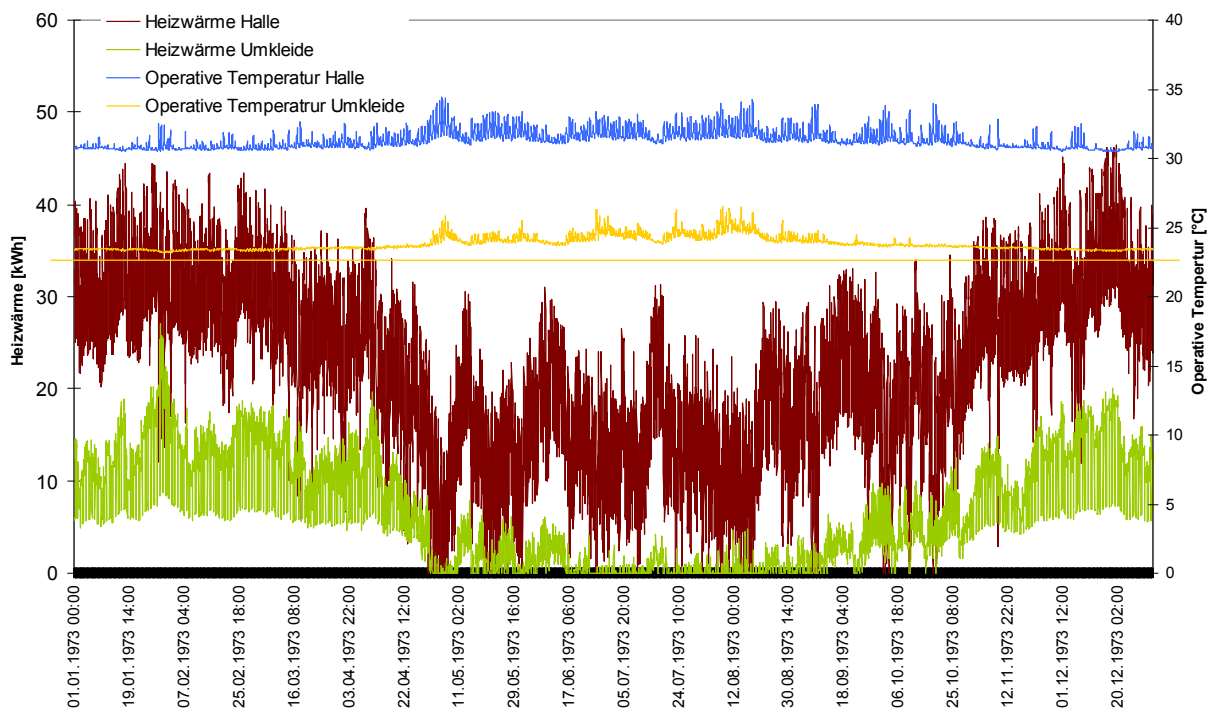


Abbildung 38: Heizwärmebedarf und operative Temperaturen Halle und Umkleide. Solltemperatur der Halle 32°C und der Umkleide 24°C. U-Wert der Trennwand 0,17 W/(m²K)

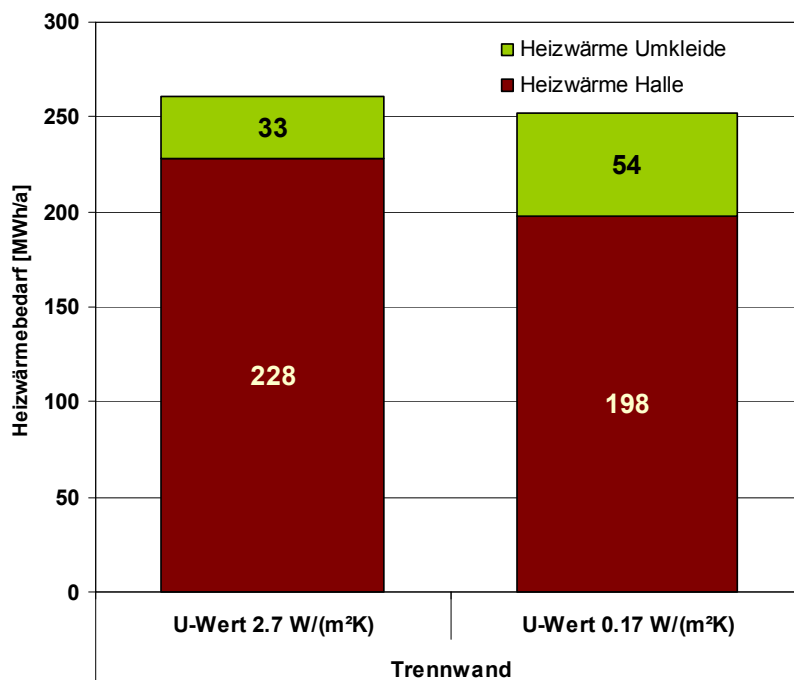


Abbildung 39: Heizwärmebedarf des Hallenbades für verschiedene U-Werte der Trennwand zwischen Halle und Umkleide

4.4. Tageslichtnutzung im Hallenbad

4.4.1. Einführung

In diesem Abschnitt wird die Tageslichtnutzung bei Schwimmbädern behandelt. Mit dem Gebäudeentwurf wird durch Größe, Anordnung und Gestaltung der verglasten Flächen die Nutzbarkeit des Tageslichtangebots wesentlich beeinflusst.

Höhere Fensteranteile verbessern die Tageslichtversorgung, wohingegen hinsichtlich der sommerlichen Behaglichkeit und des Heizwärmebedarfs eher moderate Fensterflächen anzustreben sind. Im Folgenden soll daher geklärt werden, wie mit eher moderaten Fensterflächenanteilen eine ausreichende und gleichmäßige Tageslichtversorgung erzielt werden kann. Anhand von Variantenstudien werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf die natürliche Beleuchtung im Hallenbad dargestellt. Die Tageslichtplanung stellt weitere Anforderungen, wie die Vermeidung von kritischer Blendung und des Sichtkontakts nach außen, die zusätzlich beim Entwurf berücksichtigt werden müssen. Diese zusätzlichen tageslichttechnischen Anforderungen stehen nicht im Zentrum der Variantenuntersuchung, da die grundlegenden Einflussfaktoren bzgl. der Tageslichtnutzung gezeigt werden sollen. Diese gesonderten Anforderungen müssen noch ergänzend bei der konkreten Tageslichtplanung berücksichtigt werden.

Anhand von systematischen Tageslichtsimulationen auf Grundlage eines Radiosity-Verfahrens wurden die folgenden Ergebnisse ermittelt.



4.4.2. Aufgabenstellung

Für eine ausreichende natürliche Beleuchtung eines Hallenbades sind in [DIN 67526-3] Mindestanforderungen zusammengestellt. Demnach sollte der Tageslichtquotient (vgl. auch Abschnitt 4.4.4) auf waagerechter Nutzfläche (1 m über dem Fußboden) am ungünstigsten Punkt 2% nicht unterschreiten. In Hallen mit Oberlichtern sollte zusätzlich der mittlere Tageslichtquotient $\geq 4\%$ sein.

Als zusätzliche Anforderung sollten die Fensterflächen derart gestaltet sein, dass ein Sichtkontakt nach außen (vgl. [DIN 67526-3]) möglich ist. Diese Anforderung kann als erfüllt gelten, wenn die Unterkante der verglasten Fläche nicht höher als 1.0m und die Oberkante nicht niedriger als 2,5 m sind. Die Gesamtfensterbreite sollte dabei nicht unter 2/3 der Fensterwandbreite betragen.

Weiterhin sollte gemäß [DIN 67526-3] eine direkte Besonnung der Wasserfläche vermieden werden, da dies zu kritischer Blendung des Aufsichtspersonals führen kann. Darüber hinaus kann die direkte Sonneneinstrahlung zu Algenbildung und zum vermehrten Entweichen von Wasseraufbereitungsmitteln führen.

In Hallenbädern für Freizeit- und Schulsport bzw. Training gelten hinsichtlich der künstlichen Beleuchtung die Anforderungen gemäß Klasse III (vgl. [DIN EN 12193]):

- mittlere horizontale Beleuchtungsstärke: Eav: 200 lx
- Gleichmäßigkeit: Emin/Eav $\geq 0,5$

(Zum Vergleich: in Büros wird eine Kunstlicht-Beleuchtungsstärke von 500 lx gefordert)

4.4.3. Hallenbad Modell

Die Hallenabmessungen bei einem Beckenumgang von jeweils 3 m Breite und die angesetzten Reflexionsgrade der inneren Hallenoberflächen sind in **Tabelle 4** und **Tabelle 5** zusammengefasst. **Abbildung 41** zeigt schematisch das untersuchte Hallenbad-Modell. Die Raumdimensionen orientieren sich dabei an den gebräuchlichen Abmessungen eines Bades mit einem Schwimmbecken (vgl. [KOK 2002]). **Abbildung 41** zeigt für die weitere Ergebnisdarstellung den Betrachtungsquerschnitt in der Halle.

Bzgl. der Hallenhöhe werden zwei Varianten gemäß den Empfehlungen von [KOK 2002] betrachtet: bei reinem Schwimmbetrieb wird eine Mindesthallenhöhe von 4 m und bei Wasserballnutzung eine Höhe von 6 m empfohlen. Die Modellannahmen orientieren sich dabei an den Mindesthöhen, da mit größeren Raumhöhen die natürliche Beleuchtung unkritischer wird.

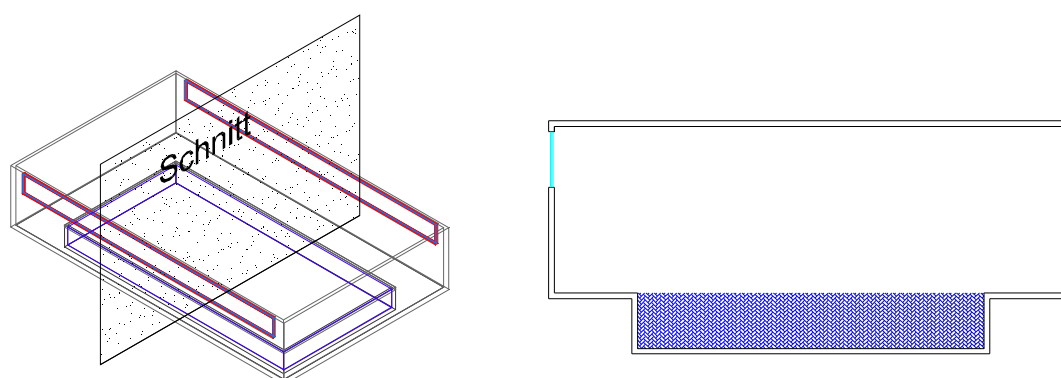


Abbildung 41: Schematisches Modell des Hallenbades / Querschnitt durch Halle

Tabelle 4: Geometrische Kenngrößen des Hallenbad-Modells

	Breite	Länge	Höhe
Halle (Innenabmessung)	18,5 m	31,0 m	4 m bzw. 6 m
Schwimmbecken	12,5 m	25,0 m	

Tabelle 5: Angesetzte Reflexionsgrade der Innenoberflächen

	Standard Annahme in Berechnung
Bodenfläche	30%
Wandfläche	50%
Deckenfläche	70%

4.4.4. Bewertung der Tageslichtsituation mit dem Tageslichtquotient

Die natürliche Beleuchtungsstärke im Raum verhält sich proportional zur Helligkeit im Freien. Zur Bewertung der Tageslichteigenschaften eines Raums hat es sich als praktisch herausgestellt, das Verhältnis von Außenbeleuchtungsstärke zur Intensität der Beleuchtung im Raum zu bestimmen. Dieses Verhältnis wird als Tageslichtquotient bezeichnet:

Tageslichtquotient D: Verhältnis der tatsächlichen Beleuchtungsstärke (E_p) im Gebäude zur außerhalb des Gebäudes verfügbaren Beleuchtungsstärke (E_a) bei bedecktem Himmel (vgl. [DIN 5034-1]).



Bei einer typischen Beleuchtungsstärke am Tag bei bedecktem Himmel von 10.000 lx und einer resultierenden Beleuchtungsstärke von 300 lx im Raum beträgt der Tageslichtquotient 3%.

Im Folgenden wird die natürliche Beleuchtung des Hallenbad-Modells anhand des Tageslichtquotienten bewertet (die betrachtete Ebene liegt 1 m oberhalb des Bodens).

4.4.5. Einfluss der Fenster auf die Tageslichtnutzung

Die Ausführung der Verglasung beeinflusst die Tageslichtnutzung, da das Tageslicht an den Glasscheiben z.T. auch reflektiert bzw. absorbiert wird. Der Transmissionsgrad nimmt dabei mit der Anzahl der Scheiben und Beschichtungen ab und liegt bei 3-Scheiben Wärmeschutzglas etwa 10 % unter dem Transmissionsgrad eines konventionellen Zweischeiben-Wärmeschutzglases (vgl. **Tabelle 6**). Diese Reduktion kann aber durch entsprechend höhere Verglasungsanteile problemlos ausgeglichen werden. Bei Sonnenschutzverglasungen ist in der Regel neben dem Energiedurchlassgrad auch der Lichttransmissionsgrad deutlich verringert.

Weiterhin sind Fensterformate mit geringem Rahmenanteil zu bevorzugen. Im Schwimmbadbereich werden häufig Pfosten-Riegel-Fassaden eingesetzt. Der tatsächliche Einfluss der Profile auf die Durchlässigkeit ist durch den schrägen Einfall des Lichts auf die Fassade größer als in der Horizontalprojektion. Kleinformatige Elemente mit tiefen Profilen sollten daher vermieden werden.

Tabelle 6: Transmissionsgrad von ausgesuchten Verglasungen

	Transmissionsgrad [%]
4 mm Floatglas	0,92
2-Scheiben Isolierglas	0,82
2-Scheiben Wärmeschutzglas	0,78
3-Scheiben Wärmeschutzglas	0,69
Sonnenschutzglas	0,46

4.4.6. Hallenbad mit 4 m Hallenhöhe

Mit einer zweiseitigen Befensterung an den Längsseiten kann noch eine genügende natürliche Beleuchtung erreicht werden. Zur Hallenmitte hin lässt jedoch die Tageslichtausleuchtung deutlich nach. Mit hoch angeordneten Fensterbändern wird ein Mindest-Tageslichtquotient von 2% (vgl. [DIN 67526-3]) auch im mittleren Hallenbereich eingehalten. Die Fensterbänder sollten bei dieser Anordnung bis an die Stirnseiten reichen, damit diese nicht zu dunkel erscheinen.

Zusätzliche Fensterbänder an den Stirnseiten haben nahezu keinen Einfluss auf den kritischen mittleren Hallenbereich, verbessern jedoch die natürliche Ausleuchtung der stirnseitigen Beckenumgänge.

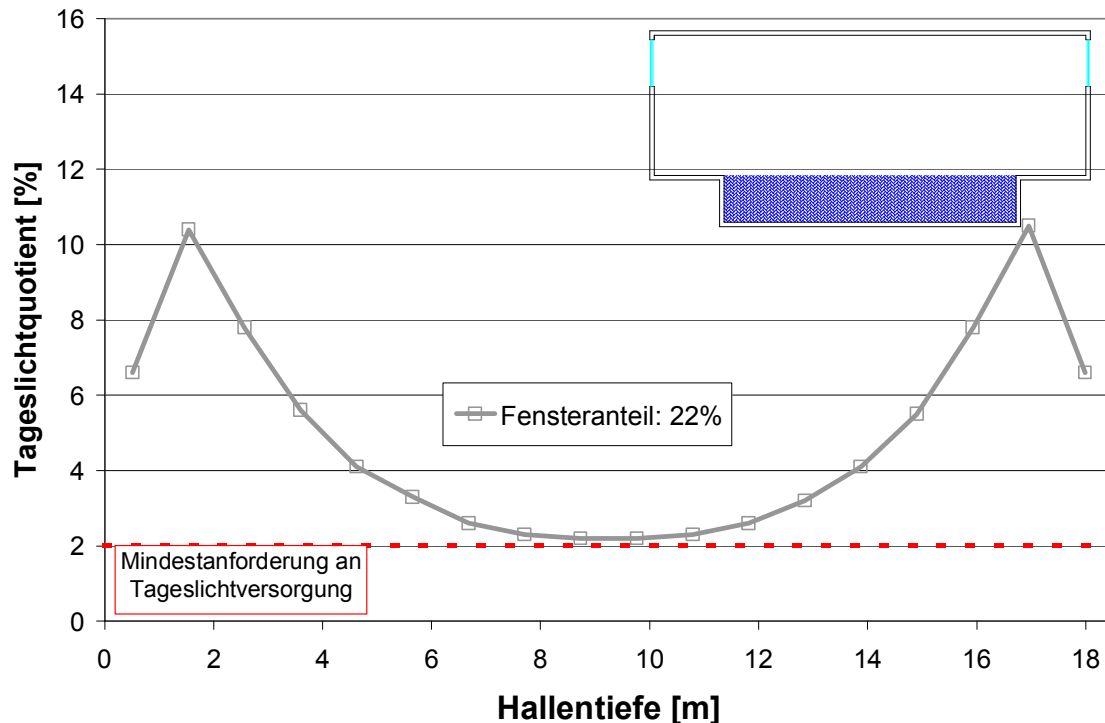


Abbildung 42: Verlauf des Tageslichtquotienten im Querschnitt der Halle bei hoch angeordneten Fensterbändern. Mit zumindest einer zweiseitigen Befensterung an den Längsseiten kann eine ausreichende natürliche Beleuchtung realisiert werden. Die Fensterbänder sind 2 m hoch. Damit liegt der Fensteranteil bezogen auf die Bodenfläche bei 22 %.

Einfluss der Fensterfläche

Eine Vergrößerung der Fenster durch zusätzliche transparente Flächen im unteren Fassadenbereich hat kaum Einfluss auf die Lichtintensität in der Raumtiefe (vgl. **Abbildung 43**). In der Raumtiefe wird die natürliche Beleuchtung durch den oberen Teil des Fensters bestimmt, entscheidend ist die Höhe der Fensteroberkante. Der untere Fensterbereich erhöht die Lichtintensität in Fensternähe.

Neben der ausreichenden natürlichen Beleuchtung sollten jedoch Fenster im Aufenthaltsbereich die Sicht nach außen ermöglichen.

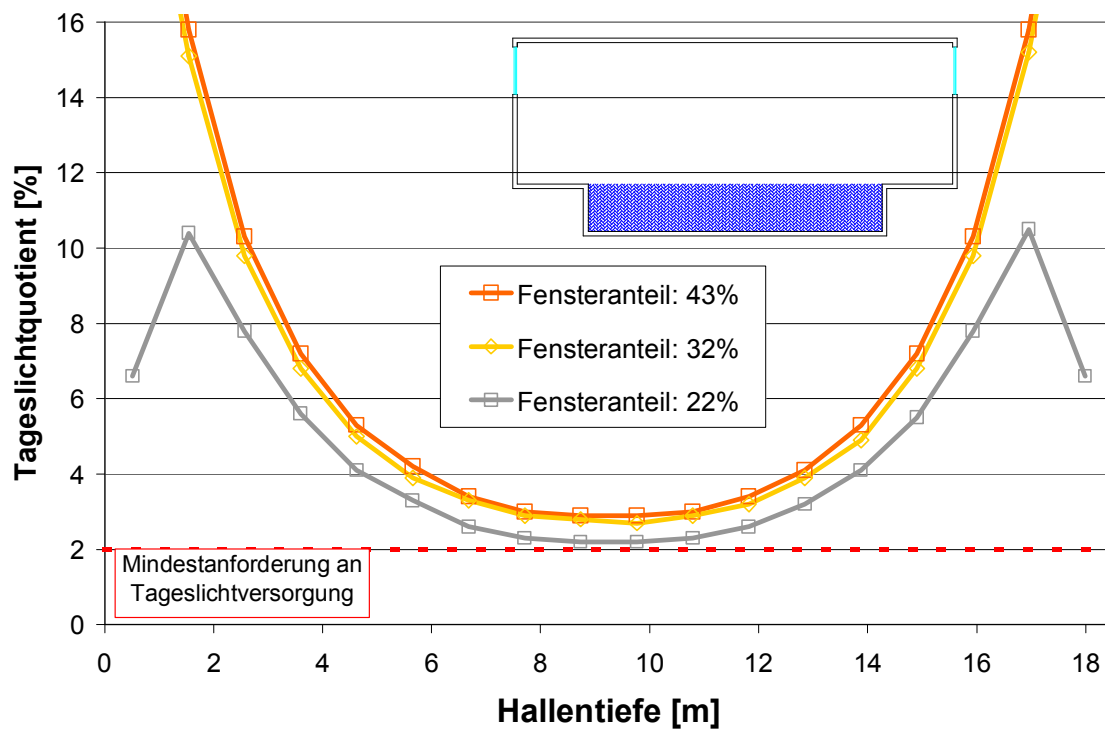


Abbildung 43 Verlauf des Tageslichtquotienten im Hallen-Querschnitt bei unterschiedlichen Fensteranteilen. Zusätzliche Fensterflächen im unteren Fassadenbereich verbessern die Tageslichtversorgung vor allem in Fensternähe. Der Tageslichtquotient in der Hallenmitte wird kaum beeinflusst. Höhe der untersuchten Fensterbänder 2 m (Fensteranteil bezogen auf Bodenfläche 22%), 3 m (Fensteranteil 32%), 4 m (Fensteranteil 43%, vollverglaste Längsseiten).

Einfluss der Helligkeit der Rauminnenflächen

Über Reflexionen an Innenoberflächen gelangt Tageslicht zusätzlich in den tieferen Raumbereich. Eine möglichst helle Gestaltung der Innenoberflächen verbessert daher die Tageslichtversorgung (vgl. **Abbildung 44**).

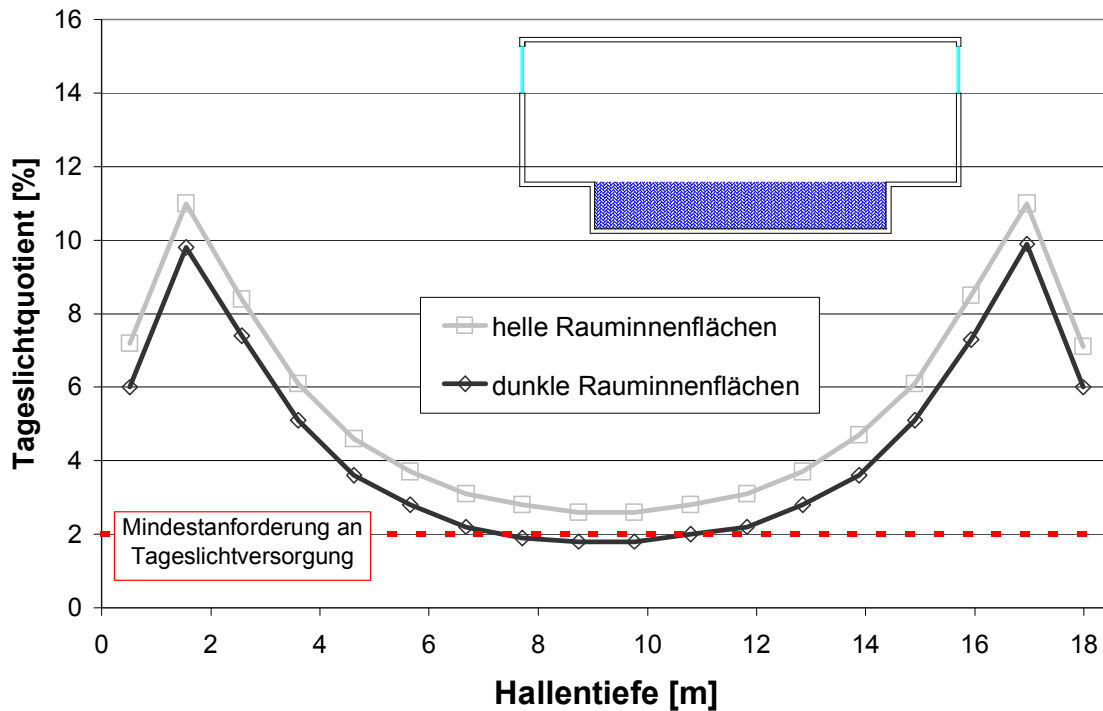


Abbildung 44: Einfluss der Reflexionsfaktoren der Rauminnenfläche auf die Tageslichtversorgung. Die hellere Raumgestaltung erhöht den Tageslichtquotienten.

hell: Wände $\rho = 60\%$, Boden $\rho = 40\%$, Decke $\rho = 85\%$

dunkel: Wände $\rho = 30\%$, Boden $\rho = 20\%$, Decke $\rho = 50\%$.

Tabelle 7: Reflexionsfaktoren von Baumaterialien und Farbanstrichen [SLG 1989]

Baumaterial	Reflexionsgrad	Farbanstrich	Reflexionsgrad
Ahorn, Birke	ca. 0,6	weiß	0,75 bis 0,85
Eiche, hell	0,25 bis 0,35	hellgrau	0,4 bis 0,6
Granit	0,20 bis 0,25	mittelgrau	0,25 bis 0,35
Kalkstein	0,35 bis 0,55	dunkelgrau	0,1 bis 0,15
Marmor, poliert	0,30 bis 0,70	hellblau	0,4 bis 0,5
Innenputz (Gips)	ca. 0,80	dunkelblau	0,15 bis 0,2
Sandstein	0,2 bis 0,4	hellgelb	0,6 bis 0,7
Zement, Beton roh	0,2 bis 0,3	rosa	0,45 bis 0,55
Ziegel, rot, neu	0,10 bis 0,15	dunkelrot	0,15 bis 0,2

Einfluss von Lichtlenkung über ein "Light Shelf"

Mit einem „Light Shelf“ kann Außenlicht zusätzlich in den Innenraum umgelenkt werden. Über Innenreflexionen gelangt das zusätzliche Außenlicht in die Raumtiefe. Möglichst hohe Reflexionsfaktoren des Light Shelf und der Decke sind hier erforderlich. **Abbildung 45** zeigt den Einfluss eines Light Shelves unterhalb der Fensterbänder.

Bei raumhohen Fenstern verbessert ein Light Shelf hingegen die Gleichmäßigkeit der Tageslichtversorgung im Raum. Über die Fensterfläche oberhalb des Lichtschwerts wird zusätzlich Licht in den Raum gelenkt, während der untere Fensterteil verschattet wird. Bei Südausrichtung kann der Sonnenschutz durch das Light-Shelf gleich miterfüllt werden.

Vergleichbar dem Light Shelf lenken bei raumhohen Fenstern auch helle Außenbodenflächen zusätzliches Licht in den Raum.

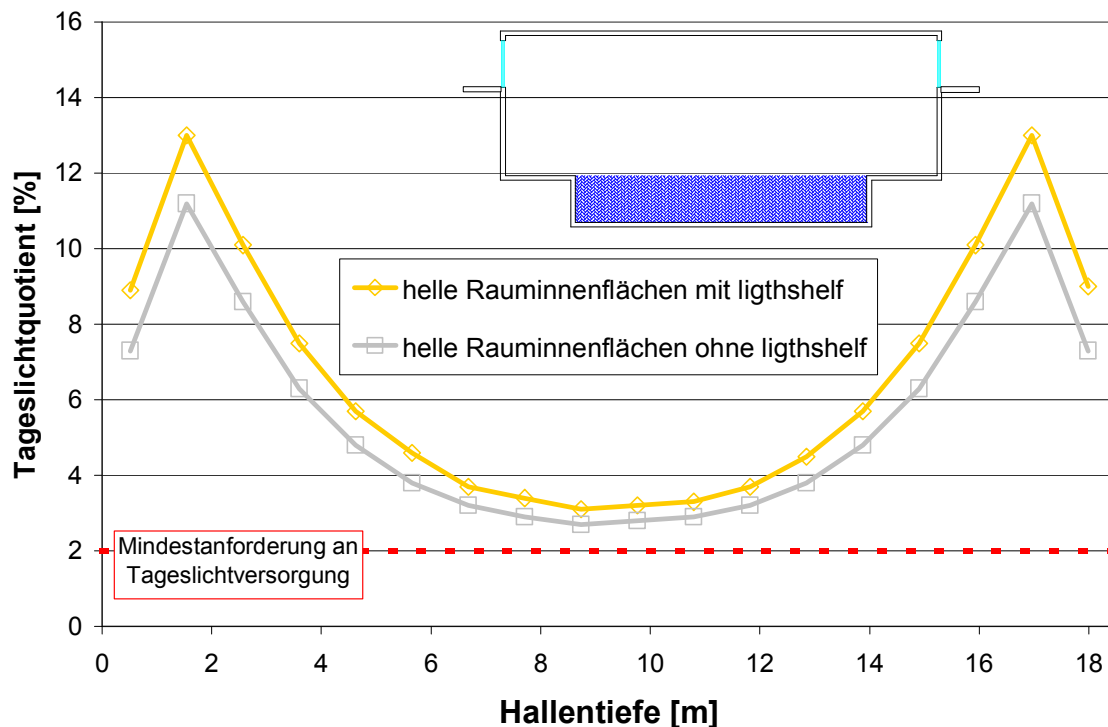


Abbildung 45 Einfluss eines „Light Shelves“ unterhalb der hochangeordneten Fensterbänder. Zusätzliches Außenlicht gelangt über das „Light Shelf“ und Deckenreflexionen in den Aufenthaltsbereich. Höhe der untersuchten Fensterbänder 2 m (Fensteranteil bezogen auf Bodenfläche 22%).

4 m-Halle mit Oberlichtern

Mit Oberlichter kann ein gutes, gleichmäßiges Tageslicht in Hallen erzielt werden. 12 bis 15% Oberlichtfläche bezogen auf die Bodenfläche sind hierfür ausreichend (gemäß [DIN 67526-3] sollte dabei ein mittlerer Tageslichtquotient von 4% nicht unterschritten werden). Für eine gute Beleuchtung über Oberlichter im Dach ist eine geringere Fensterfläche erforderlich als bei senkrechten Fenstern in der Fassade, jedoch ist die Ausführung der Dachfenster und der Fensteranschlüsse im Dach in der Regel aufwendiger. Für eine genügende Gleichmäßigkeit der natürlichen Ausleuchtung sind allerdings zahlreiche Einzelfenster erforderlich. Gemäß [FVLR] sollte der Mittenabstand der Oberlichter untereinander höchstens so groß sein wie die Höhe von deren Unterkante über dem Boden. Damit ergibt sich eine Anzahl von

40 erforderlichen Einzelfenstern bei der betrachteten Hallengröße, welche jeweils auch angeschlossen werden müssen (wasserdicht, wärmebrückenarm).

Bei geringen Raumhöhen sollten daher Dachoberlichter in Kombination mit Fensterbändern in der Fassade zur Verbesserung der natürlichen Beleuchtung in der Hallenmitte verwendet werden. Auch für Dachoberlichter gilt, dass eine direkte Sonnenbestrahlung der Wasserfläche vermieden werden sollte (vgl. [DIN 67526-3]).

Neben den positiven Tageslichteigenschaften sind Dachoberlichter und Lösungen mit Sheds jedoch aufgrund der wärmebrückenbehafteten Anschlüsse energetisch eher ungünstig. Der Gesamtwärmedurchgangskoeffizient eines eingebauten energieeffizienten Dachoberlichts liegt typischerweise um $0,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ höher als bei einem Fassadenfenster gleicher Größe.

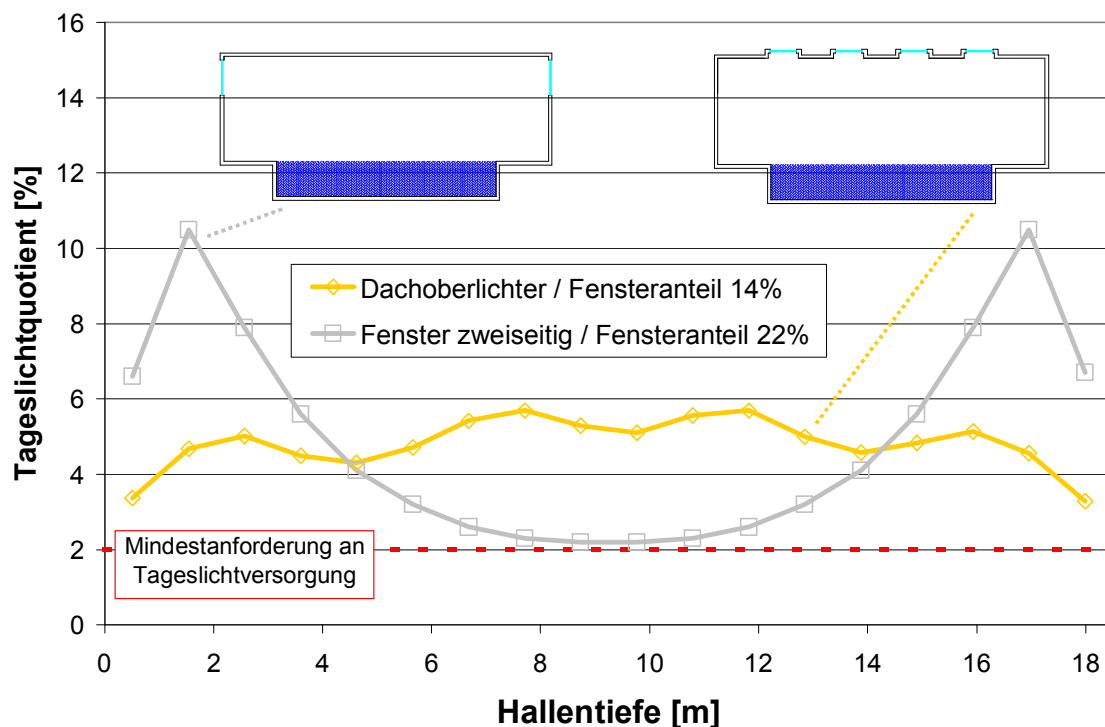


Abbildung 46: Einfluss von Dachoberlichtern im Vergleich zu Fensterbändern in der Fassaden auf die Tageslichtversorgung. Mit Dachoberlichtern kann mit geringen Fensterflächen eine gute natürliche Beleuchtung der Halle erzielt werden. Bei einer Raumhöhe von nur 4 m sind jedoch zahlreiche Einzelfenster für eine gleichmäßige Beleuchtung erforderlich. Vorteilhafter bei geringen Raumhöhen ist daher eine Kombination von Fassaden- und Dachflächenfenstern.

4.4.7. Hallenbad mit 6 m Hallenhöhe

Bei 6 m Hallenhöhe, kann mit einer zweiseitigen Befensterung eine genügende und gleichmäßige Tageslichtausleuchtung erzielt werden. Die größere Hallenhöhe führt bei gleicher Fensterfläche und Anordnung des Fensterbands jeweils unter der Decke zu einer deutlich besseren Tageslichtversorgung im mittleren Hallenbereich.

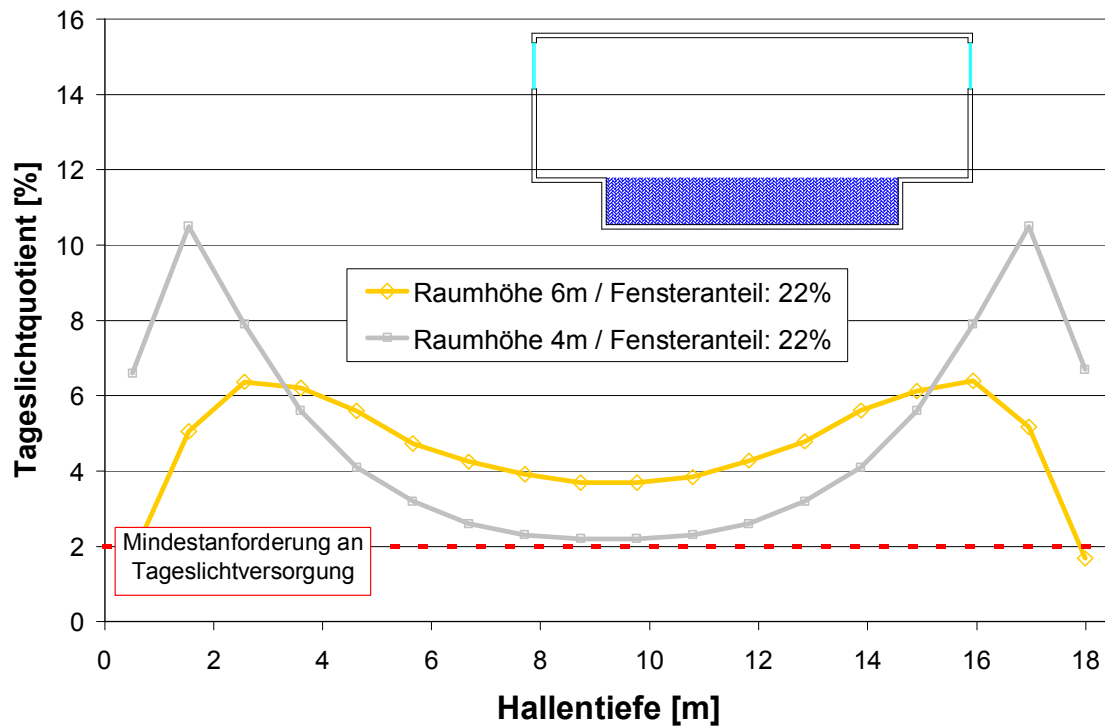


Abbildung 47: Einfluss der Raumhöhe bzw. der Fensteroberkante auf die Tageslichtversorgung. Die größere Hallenhöhe mit den höher angeordneten Fensterbändern führt auf eine gleichmäßigere Beleuchtung über die Raumtiefe.

Einseitige Befensterung

Bei einseitiger Befensterung wird die Mindestanforderung an die Tageslichtversorgung noch erfüllt. Im Vergleich zur Anordnung der Fensterbänder an beiden Längsseiten sind insgesamt größere Fensterflächen erforderlich. Die Rauminnenflächen sollten möglichst hell gewählt werden.

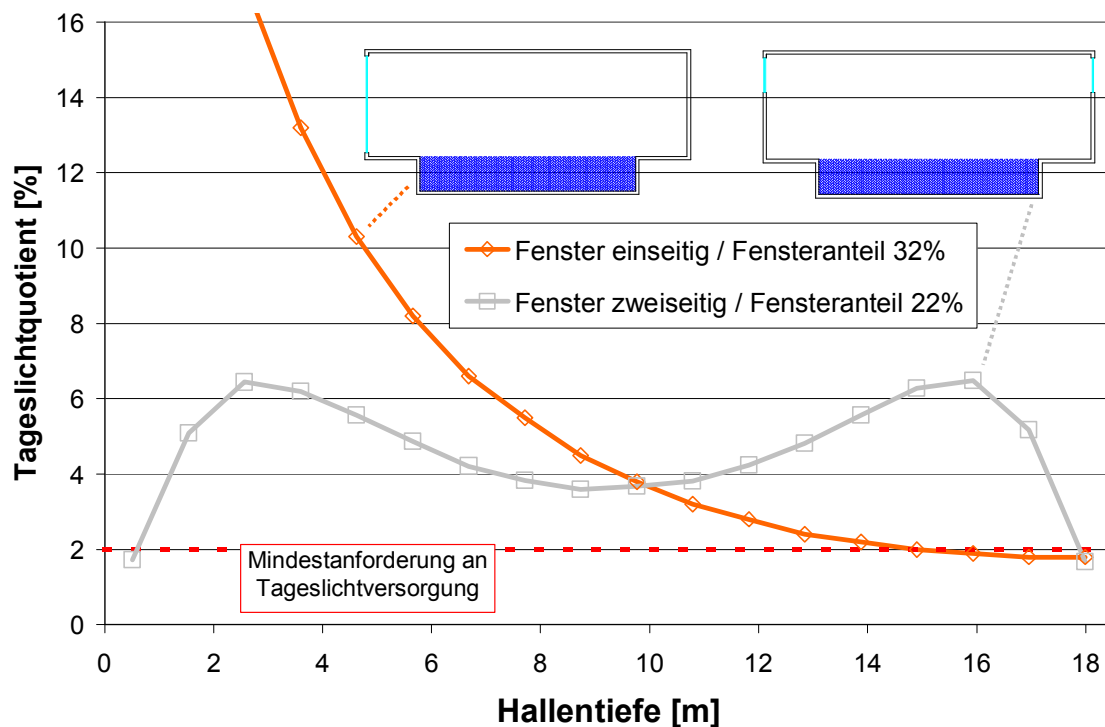


Abbildung 48: Tageslichtversorgung bei einseitiger im Vergleich zur zweiseitigen Befensterung.

Verringerung der direkten Bestrahlung der Wasserfläche

Gemäß [DIN 67526-3] kann eine Besonnung der Wasserfläche zu Algenbildung und Entweichen der Aufbereitungsmittel aus dem Wasser führen. Weiterhin können Lichtreflexe das Aufsichtspersonal stören, so dass kritische Situationen ggf. erst spät erkannt werden. Eine direkte Bestrahlung der Wasserfläche sollte daher vermieden werden.

Die Problematik der direkten Besonnung kann z.B. durch einen Blendschutz verringert werden. Bei einer Südausrichtung der Hauptfassade kann durch geeignet angeordnete feststehende Lamellen die Direktstrahlung zwischen Übergangszeit und Sommer ausgeblendet werden. Abgesehen von der Reinigung ist bei feststehenden Lamellen der Wartungsaufwand gering. Jedoch vermindert dieser feststehende Blendschutz auch die Tageslichtversorgung des Innenraums, da das Tageslicht ausschließlich über Mehrfachreflexionen in den Aufenthaltsbereich der Badegäste gelangt und jede zusätzliche Reflexion den Lichtstrom vermindert (vgl. **Abbildung 49**). Aufgrund der Minderung der Tageslichtversorgung sollte eine Lösung mit feststehenden Lamellen vor allem bei ohnehin guter Tageslichtsituation eingesetzt werden.

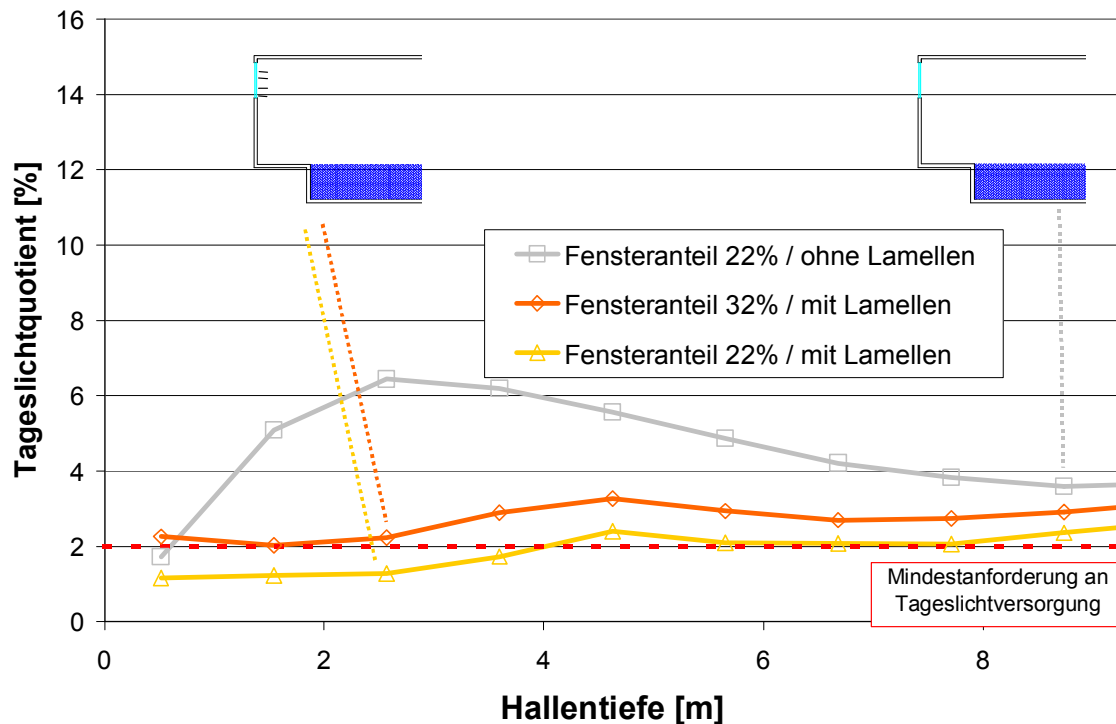


Abbildung 49: Einfluss von feststehenden innenliegenden Lamellen zur Vermeidung der direkten Besonnung des Beckenwassers. Die feststehenden Lamellen verringern die Tageslichtnutzung, da das Tageslicht nur über Mehrfachreflexionen in den Aufenthaltsbereich gelangt (Annahme bzgl. der Lamellen: Ab einer Sonnenhöhe über dem Horizont von 30° wird die Direktstrahlung ausgeblendet).

4.4.8. Künstliche Beleuchtung - Energiebedarf

In Freizeitbädern sind die Anforderungen an die Beleuchtungsstärke mit 200 lx eher gering (vgl. [DIN EN 12193]). Tagsüber kann über Tageslicht regelmäßig eine angemessene Beleuchtung erzielt werden. In Abhängigkeit von der Tageslichtversorgung ist während 50 bis 70% der Nutzungszeit das Tageslicht ausreichend (Tageslichtautonomie); Annahme einer typischen Nutzungszeit von 8:00 bis 22:00. Im Vergleich zu Büronutzungen ist aufgrund der Abendnutzung häufigeres Einschalten des Kunstlichts erforderlich.

Dabei spart eine weitere Verbesserung der Tageslichtsituation über Tageslichtquotienten oberhalb von 3% hinaus nur noch wenig Energie (vgl. **Abbildung 50**). Ein deutliches Einspar-Potential birgt hier noch die Kunstlichtplanung. Durch Optimierung der Leuchtenanordnung und -auswahl kann die installierte Leistung für Kunstlicht und damit auch der Strombedarf regelmäßig um nochmals 25% gesenkt werden (vgl. [SIA 380/4], [LEE]). Die installierte Leistung für Kunstlicht wurde dabei gemäß den Mindestwerten (mäßig effizient) und Zielwerten (effizient) des [LEE] angesetzt. Für die künstliche Beleuchtung wird empfohlen, frühzeitig Ziel- und Grenzwerte mit dem Lichtplaner zu vereinbaren (vgl. **Tabelle 8**).



Tabelle 8: Planungsempfehlungen für die spezifische installierte Leistung der Beleuchtung

	Empfehlung für Grenzwert bei 200lx	Empfehlung für Zielwert bei 200lx
SIA 380/4, Elektrische Energie im Hochbau [SIA 380/4]	6,5 W/m ²	5,0 W/m ²
Leitfaden Elektrische Energie im Hochbau [LEE]	7,1 W/m ²	5,3 W/m ²

Das Kunstlicht sollte in Leuchtengruppen schaltbar sein. Darüber hinaus sollte das Kunstlichtsystem zumindest tageslichtabhängig abgeschaltet werden. Der Zusatzaufwand ist hierfür gering, da im Hallenbereich über ein Steuergerät gleich mehrere Leuchten versorgt werden können.

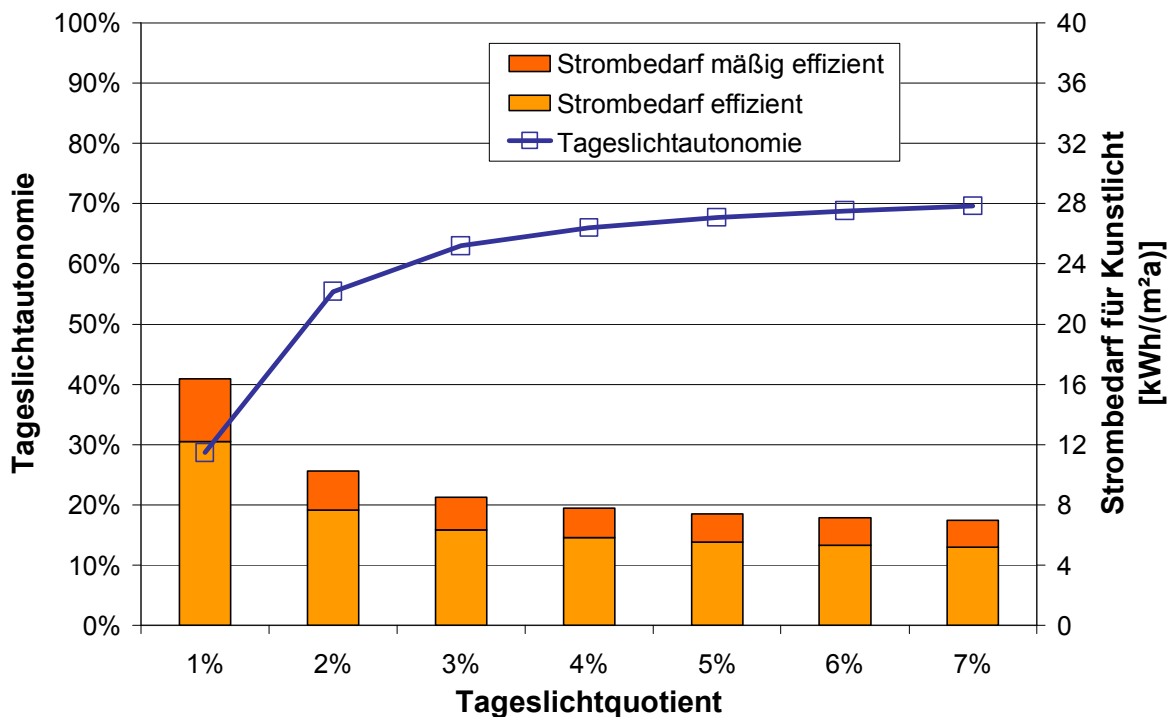


Abbildung 50: Strombedarf für Beleuchtung bei Hallenbadnutzungszeiten in Abhängigkeit von der Tageslichtnutzung (Annahme: Nutzungszeit von 8:00 bis 22:00, Tageslichtsteuerung ein/aus, erforderliche Beleuchtungsstärke 200lx). Bis zu einem Tageslichtquotienten von 3 bis 4% verbessert sich die Tageslichtautonomie noch merklich. Ab einem Tageslichtquotienten von etwa 2% führt die Optimierung der künstlichen Beleuchtung auf eine höhere zusätzliche Stromeinsparung als eine weitere Verbesserung der Tageslichtnutzung. Die Tageslichtautonomie ist der Anteil an der Nutzungszeit, in der kein Kunstlicht für die Raumbeleuchtung benötigt wird.

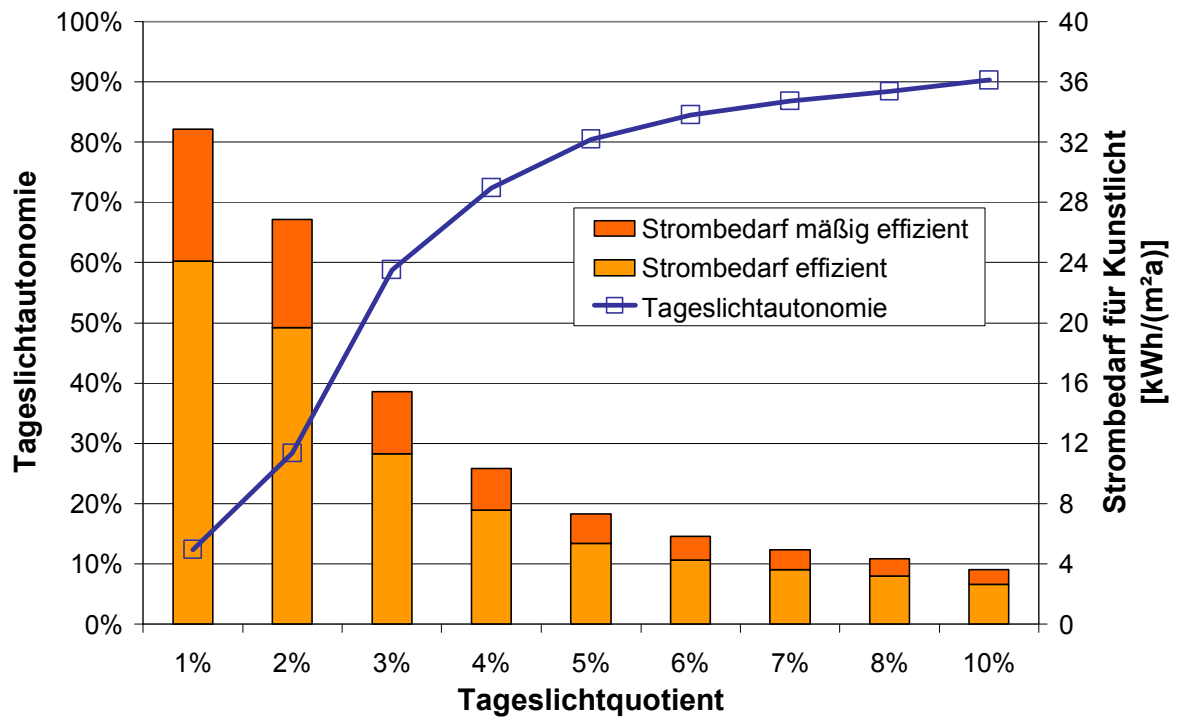


Abbildung 51: Zum Vergleich ist hier der Strombedarf für Beleuchtung bei Büronutzung dargestellt. Aufgrund der überwiegenden Nutzung zu Tagstunden kann mit verbesserter Tageslichtnutzung die Tageslichtautonomie auf bis zu 90% erhöht werden.



5. Gebäudetechnik

5.1. Anteile an der Energiebilanz / Potentiale

Durch den Einsatz hocheffizienter Gebäudetechnik wie beispielsweise Wärmeübertrager mit effektiven Wärmebereitstellungsgraden von 80 bis 85 % kann der Lüftungswärmeverlust auf fast die Hälfte reduziert werden. Dabei wird zunächst vorausgesetzt, dass die Lüftungsanlage im Hallenbad der Passivhausvariante entsprechend der [VDI 2089] eine Luftfeuchte von 14,3 g/kg durch Anpassung des Außenluftwechsels einregelt. Aufgrund der Erkenntnisse aus den vorangegangenen Kapiteln wird davon ausgegangen, dass die Hallenluftfeuchte auf 19,3 g/kg angehoben werden kann (entspricht 64% rel.H bei 32 °C Hallentemperatur). Dies bewirkt eine Reduzierung des Heizwärmebedarfs für Halle und Warmwasser um weitere 20 %. Insgesamt weist diese Variante eine Endenergieeinsparung von 50 % gegenüber der EnEV Variante auf. Selbst hier muss ein bedeutender Anteil der Heizwärme zur Deckung der Verdunstungsenthalpieverluste bereitgestellt werden (426 MWh/a). In den folgenden Kapiteln werden mehrere Lösungen untersucht, die eine Reduzierung dieser Verluste ermöglichen.

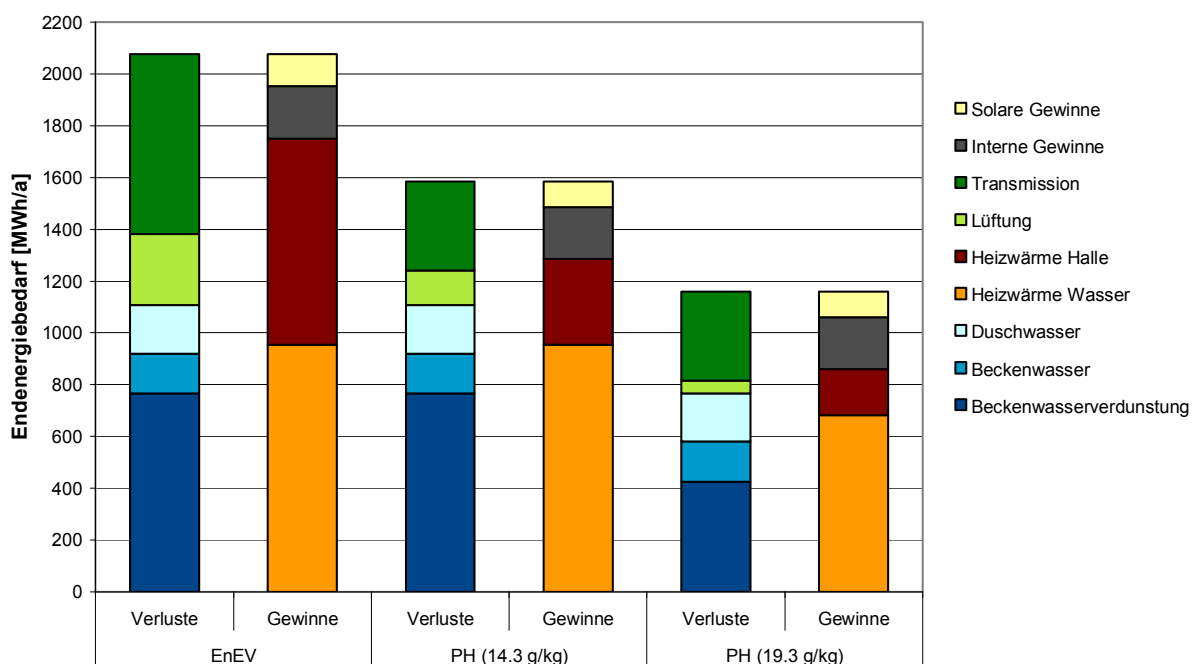


Abbildung 52: Vergleich der Energiebilanzen EnEV- und PH-Standard. Durch die Verbesserung der Gebäudehülle und der Haustechnik wird eine Reduzierung der Heizwärme um 50 % erreicht (Heizwärme umfasst hier die Beheizung der Halle und des Wasserkreislaufs inkl. Verdunstung – Bezogen nur auf die Hallenbeheizung führt die Verwendung von Passivhauskomponenten inkl. Anhebung der Feuchte zu einer Endenergieeinsparung von 78%).

5.1.1. Stromeffizienz Ventilatoren

Für den Referenzfall (EnEV-Standard) wird eine Stromeffizienz der Ventilatoren von $0,9 \text{ Wh/m}^3$ angenommen. Da die Hallenfeuchte bei $14,3 \text{ g/kg}$ liegen sollte, sind für Hallen im EnEV-Standard höhere Luftwechsel erforderlich, die sich auch im Ventilatorenstromverbrauch ausdrücken (178 MWh/a) (**Abbildung 53**). Wird eine Gebäudehülle nach Passivhausanforderungen realisiert, die Hallenfeuchte aber nicht angehoben, so steigt die erforderliche Außenluftmenge leicht an. Grund hierfür ist die höhere Luftdichtheit der Gebäudehülle und die damit verbundene Reduzierung der Entfeuchtung über den Leckageluftwechsel.

Durch den Einsatz effizienter Ventilatoren mit einer Stromaufnahme von max. $0,45 \text{ Wh/m}^3$ sinkt der Ventilatorstrombedarf insgesamt um 46% auf 96 MWh/a . Durch Anheben der zulässigen Hallenfeuchte sinkt der notwendige Außenluftwechsel und damit die Ventilatorenarbeit nochmals und liegt dann im Vergleich zur EnEV-Variante bei 17% (30 MWh/a).

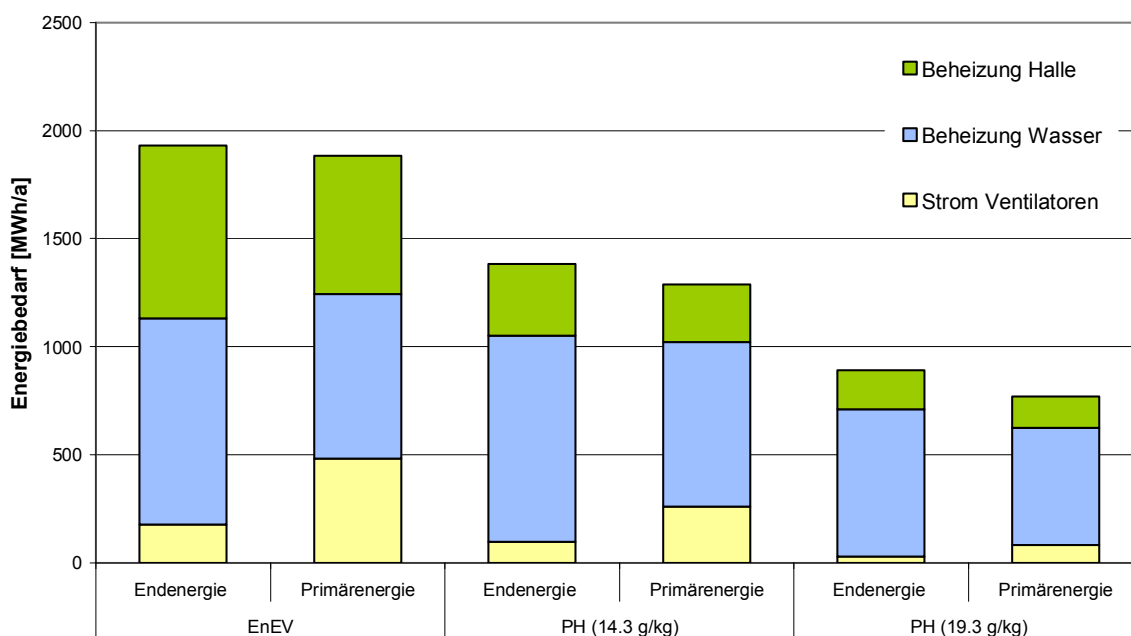


Abbildung 53: Primär- und Endenergiebedarf für Ventilatorenstrom für Hallenbäder im EnEV- und Passivhausstandard (Primärenergiefaktoren für Heizung 0,8 (Nahwärme) und 2,7 für Strom)

Weitere technische Entwicklungen lassen zukünftig noch geringere Ventilatorstromaufnahmen von bis zu $0,40 \text{ Wh/m}^3$ erwarten. Für das hier vorgestellte Beispiel bedeutet dies einen Strombedarf von nur noch 27 MWh/a . Bedeutsam ist hier auch der Primärenergiebedarf für Ventilatorenstrom im Verhältnis zur Heizung (Warmwasser und Halle). Bei der EnEV-Variante beträgt der Stromanteil mit 482 MWh/a ein Viertel. Bei der Passivhaushalle mit höherer Luftfeuchte sinkt dieser Anteil für Ventilatorstrom auf 11% bzw. auf 81 MWh/a . Sowohl die hohe Effizienz der Ventilatoren als auch die Möglichkeit der Reduzierung des zu fördernden Luftvolumenstromes bewirken eine Primärenergieeinsparung um 85% im Vergleich



zur EnEV-Variante und stellt damit neben der tageslichtoptimierten Planung den zweiten wichtigen Bestandteil des Stromeinsparpotentials dar.

Der durch die Halle strömende Gesamtvolumenstrom liegt in den heutigen Hallenbädern normalerweise über dem Außenluftvolumenstrom. Dazu wird ein Teil der Hallenluft im Umluftbetrieb gefördert. Dies soll vor allem die Gefahr von „Feuchtenestern“ an der Außenhülle unterbinden, indem die Fassade direkt angeblasen wird. Wird dieser Umluftvolumenstrom über die Lüftungsanlage gefahren, erzwingt er einen zusätzlichen Stromverbrauch. Selbst bei effizienten Ventilatoren mit einer Stromaufnahme von $0,45 \text{ Wh/m}^3$ ergibt sich bei der hier betrachteten Halle ein Mehrverbrauch von $4,3 \text{ MWh/a}$. Primärenergetisch bedeutet dies einen zusätzlichen Energieeinsatz von $11,7 \text{ MWh/a}$. Aufgrund der sehr gut wärmegeprägten Außenhülle im Passivhaushallenbad wird nun davon ausgegangen, dass auf diesen zusätzlichen Volumenstrom verzichtet werden kann. Im Rahmen des begleitenden Messprojekts soll die Tauwassergefahr an einzelnen kritischen Punkten mit Hilfe von Oberflächensensoren überprüft werden. Die folgende energetische Bilanzierung geht davon aus, dass der Gesamtvolumenstrom dem Außenluftvolumenstrom entspricht.

5.1.2. Einfluss der Verdunstung

Die treibenden Kräfte für die hohe Wasserverdunstung sind das Dampfdruckgefälle zwischen dem Beckenwasser und der Hallenluft sowie die Wasserbewegung durch die Schwimmer. Während letzteres naturgemäß unvermeidlich ist, kann durch die Senkung des Dampfdruckgefälles eine Reduzierung der Verdunstung und der damit verbundenen Heizenergie zur Kompensation der Verdunstungskälte erzielt werden. Darüber hinaus führt die geringere Verdunstung zugleich zu geringeren erforderlichen Außenluftwechseln, die sich wiederum positiv auf die Lüftungswärmeverluste auswirken. In **Abbildung 54** ist die Reduzierung des Heizwärmebedarfes in Abhängigkeit der Hallenfeuchte dargestellt. Je Prozentpunkt zusätzlicher Hallenfeuchte sinkt der Heizwärmebedarf für Halle und Wasser um $2,5 \%$. Die nach [VDI 2089] zulässige Hallenfeuchte von $14,3 \text{ g/kg}$ entspricht bei einer Hallentemperatur von 32 °C einer relativen Luftfeuchte von 48% . Ein Anheben der relativen Feuchte auf 64% führt danach zu einer Reduktion um 39% . Um dieses Energieeinsparpotential ausschöpfen zu können, ist die genaue Kenntnis der zulässigen Hallenluftfeuchte erforderlich. Als begrenzende Faktoren gelten die Bauschadensfreiheit der Bauteile sowie das Behaglichkeitsempfinden der Besucher. Eine genaue Betrachtung der zulässigen Hallenluftfeuchte wurde in Kapitel 2.3 durchgeführt.

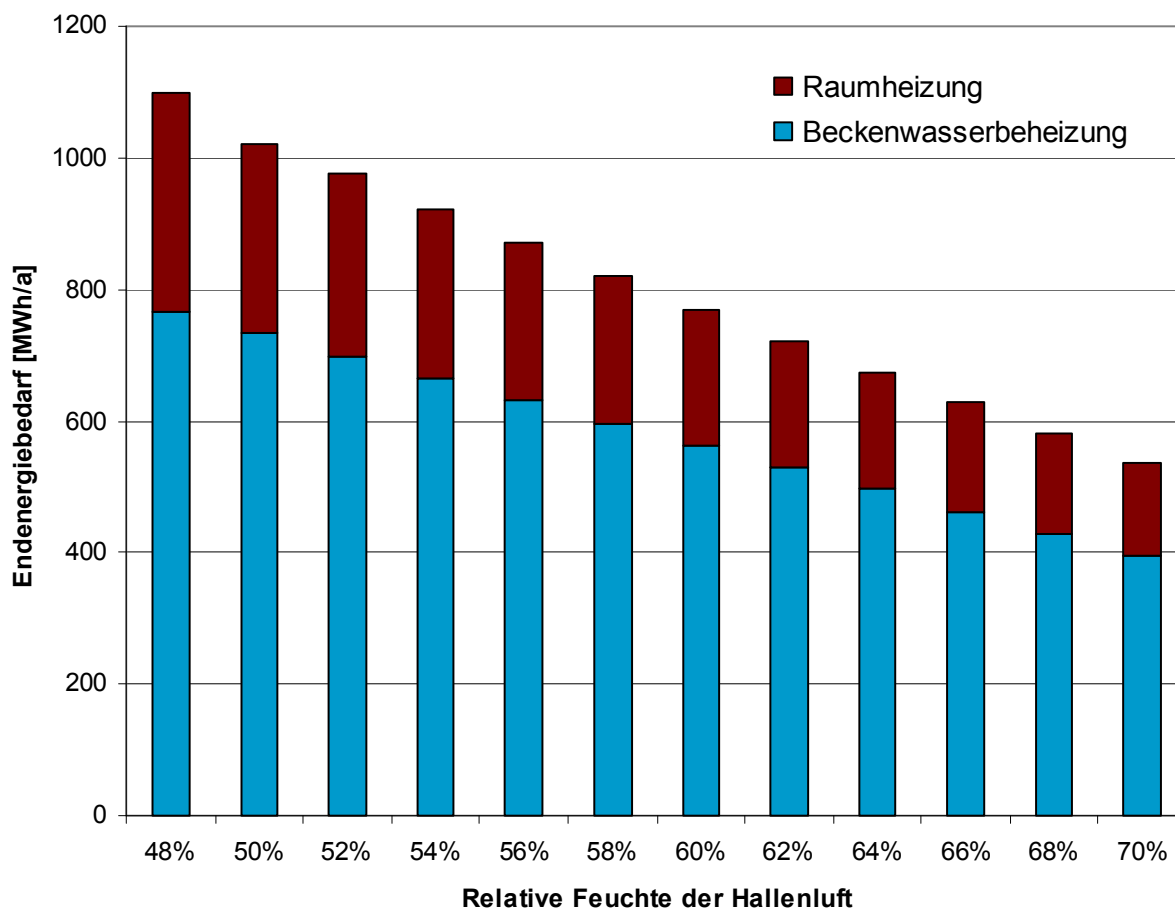


Abbildung 54: Reduzierung der Heizwärme für Halle und Beckenwasser in Abhängigkeit der Raumluftfeuchte (Hallentemperatur 32°C, Wassertemperatur 29°C). Eine Hallenfeuchte von 48 % entspricht hier dem Normwert von 14,3 g/kg.

Auch bei hohen Hallenluftfeuchten ist der Anteil der Heizenergie, die zur Deckung des Kühleffekts der Verdunstung aufgebracht werden muss, sehr hoch (**Abbildung 54**). Kann die Verdunstung nicht weiter vermindert werden, so stellt die Rückgewinnung der in der Abluft vorhandenen Enthalpie (insbesondere Latentwärme) eine weitere Möglichkeit dar, die Effizienz von Hallenbädern zu verbessern. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden drei Varianten betrachtet, die eine Reduzierung der Enthalpieverluste ermöglichen (Kapitel 5.3).

In Kapitel 3 wird erläutert, dass zur realistischen Abbildung des Verdunstungsereignisses ein Wasserübergangskoeffizient von 14 m/h statt 28 m/h (nach [VDI 2089]) angenommen wird. In den meisten Hallenbädern werden neben den reinen Schwimmbecken auch Freizeitbecken mit verschiedenen Wasserattraktionen angeboten. Diese führen zu höheren Verdunstungen und damit zu höheren erforderlichen Luftwechseln. Um den Einfluss einer höheren Verdunstung abschätzen zu können, wurde die Energiebilanz der Halle sowohl mit einem Übergangskoeffizienten von 14 m/h als auch mit einem von 28 m/h berechnet: Mit der Verdopplung der Verdunstung steigt der Gesamtenergiebedarf für die Beheizung der Halle und des Beckenwassers um 63 %.

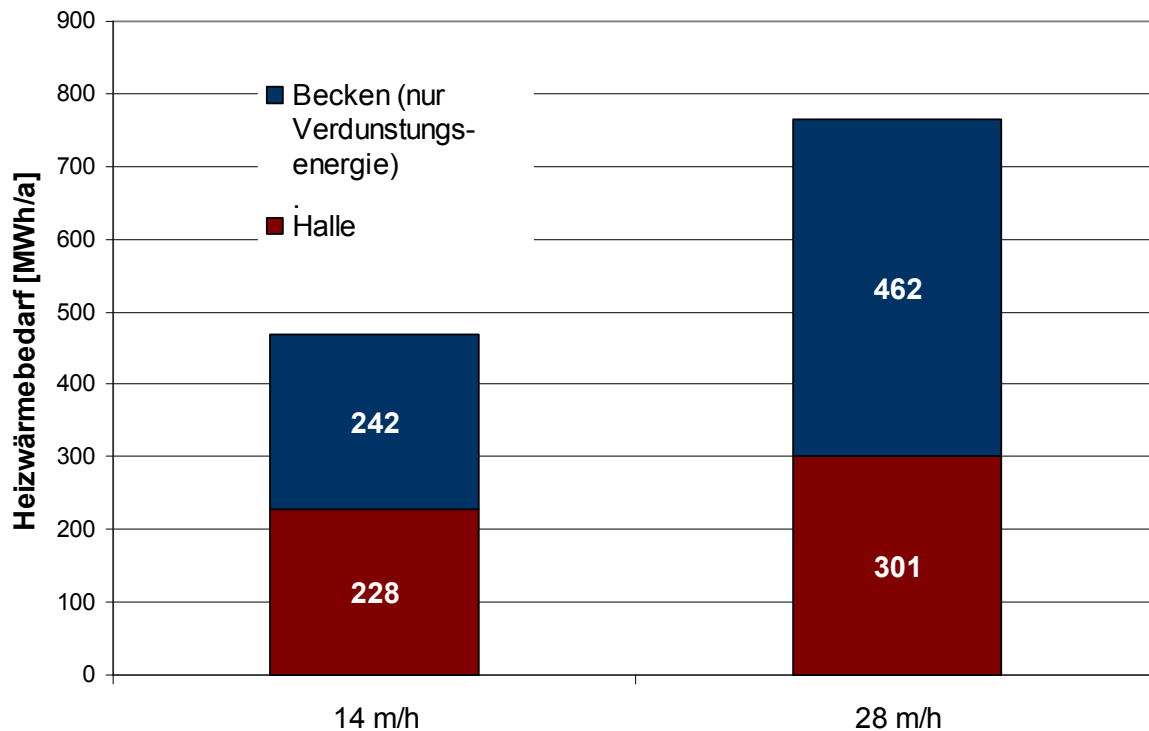


Abbildung 55: Vergleich des Heizwärmebedarfes für Halle und Beckenwasser für eine Verdunstung von 14 m/h und für eine erhöhte Verdunstung von 28 m/h. Angenommen ist hier, dass die Verdunstungsenergie zu 80% aus dem Wasser und 20% aus der Hallenluft stammt.

5.2. Heizwärmelast

Die minimierte Verdunstung führt bei einer Entfeuchtung über den Außenluftwechsel zu geringen Massenströmen in der Halle. Entsprechend reduziert ist die über die Zuluft transportierbare Wärme. Soll die Wärme allein über die Zuluft eingebracht werden, wird ggf. ein Umluftanteil erforderlich. Alternativ kann die Wärmeeinbringung zusätzlich in Form einer Flächenheizung (z.B. Wärmebänke) erfolgen

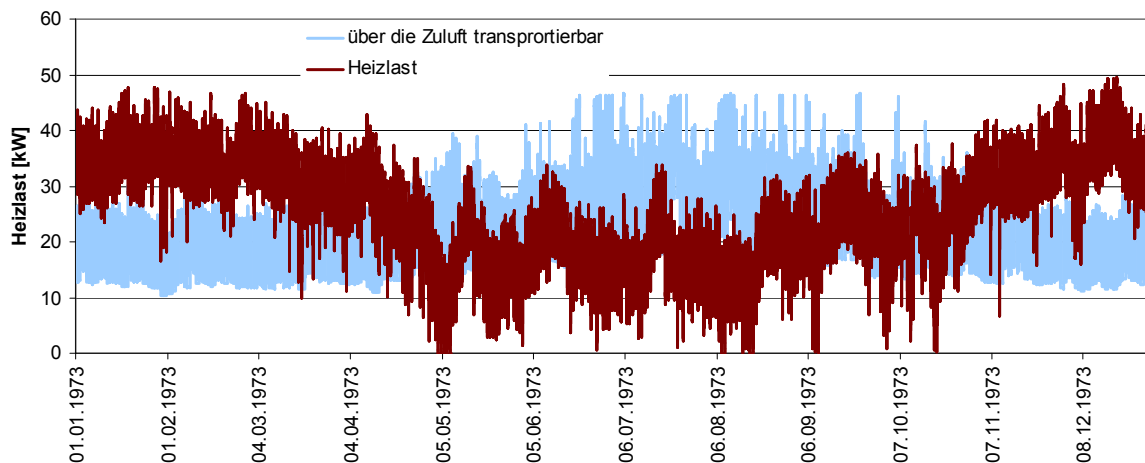


Abbildung 57: Heizwärmelast und über die Zuluft transportierbare Heizwärme für den Standort Essen bei reinem Außenluftbetrieb

Abbildung 57 zeigt die vorhandene Heizwärmelast der Hallenluft sowie die über die Zuluft transportierbare Wärmemenge. Wird die Halle ausschließlich über Außenluft entfeuchtet, sind die vorhandenen Luftmengen im Winterhalbjahr zu gering, um die gesamte Heizwärme bereitzustellen. Hier wäre ein Umluftanteil bzw. ein weiteres Wärmeübergabesystem vorzusehen. Die hier gezeigte Heizlast ergibt sich unter der Voraussetzung, dass 20 % der zur Verdunstung erforderlichen Energie aus der Hallenluft bezogen wird. Dies ist eine eher vorsichtige Annahme, der Anteil der Verdunstungsenergie aus der Luft dürfte etwas geringer sein, wird aber mangels genauer Kenntnis mit 20 % angenommen. Weiterhin können die Heizleistungen des Hallenbereiches weiter gesenkt werden, wenn zukünftig verbesserte Pfosten-Riegel-Fassaden marktverfügbar sind. Positiv auf die Heizlast wirkt sich auch eine thermische Entkopplung zu kühleren Gebäudebereichen wie Umkleide, Foyer und Keller aus (s. Kapitel 4.3). Auch mit diesen Maßnahmen wird eine reine Beheizbarkeit über die Zuluft i.d.R. nicht erreicht.

5.2.1. Einfluss einer Nachtabenkung

Die Reduzierung der Hallentemperaturen hat einen positiven Effekt auf den Heizwärmebedarf. Kann die Hallentemperatur in den Nachtstunden bis auf 25 °C abfallen, so reduziert sich der Heizwärmebedarf im Jahr um 43 MWh. Allerdings wird für den Wiederaufheizfall eine höhere Leistung erforderlich. Diese steigt von 40 kW auf gut 65 kW an. Wird die Halle allein über Zuluft beheizt, so kann diese zusätzliche Leistung über einen Umluftbetrieb eingebracht werden. Die nächtliche Absenkung der Hallentemperatur sollte allerdings so begrenzt werden, dass die kritischen Feuchten nicht überschritten werden.

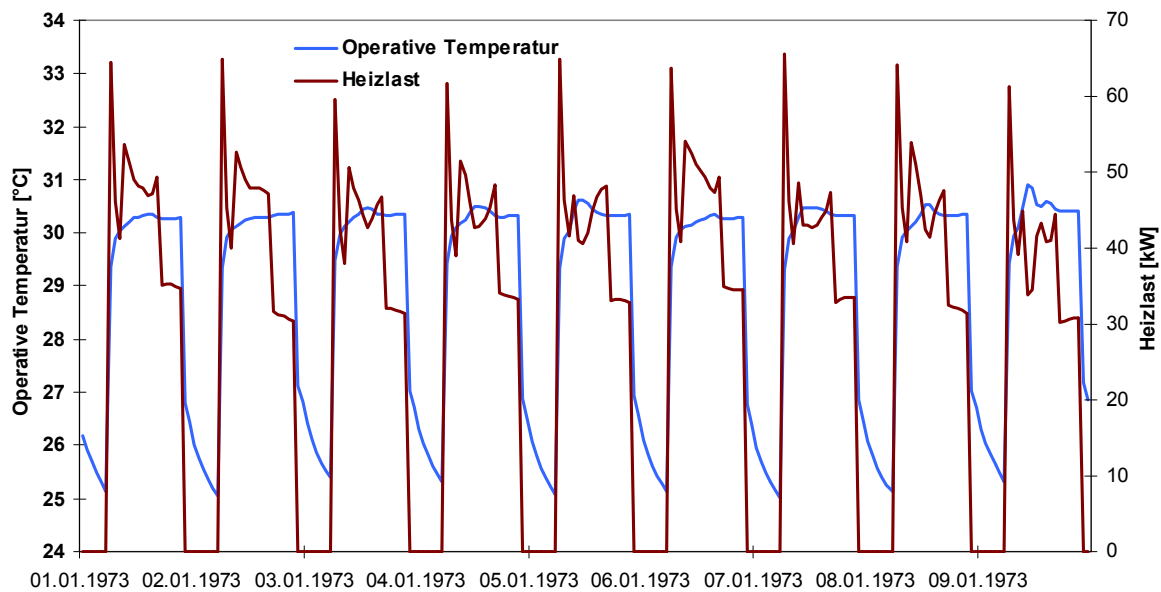


Abbildung 58: Verlauf der operativen Temperatur und der Heizleistung bei Nachtabsenkung von 32 auf 25 °C.

5.2.2. Einfluss einer Beckenabdeckung

Eine Möglichkeit, die Verdunstung zumindest in den Nachtstunden weiter zu reduzieren, ist die Abdeckung der Becken mit Hilfe von schwimmenden Kunststoffplanen. Die Installation von Beckenabdeckungen ist sowohl mit nennenswerten Investitionskosten als auch mit Wartungskosten für Reinigung und Instandhaltung verbunden. Während der Nachtstunden verdunsten ohnehin nur geringe Wassermengen, sodass der Einfluss einer Abdeckung relativ gering ist.

Abbildung 59 zeigt den Heizwärmebedarf einer Halle die tags und nachts eine relative Feuchte von 19,3 g/kg bzw. 64 % bei konstant 32 °C aufweist mit und ohne Beckenabdeckung und zusätzlich noch eine Variante, bei der die Hallenluftfeuchte nachts auf 23 g/kg bzw. 76 % angehoben wird. Im Vergleich zur kostenintensiven Beckenabdeckung ist eine Anhebung der Hallenluftfeuchte in den Nachtstunden genauso effektiv.

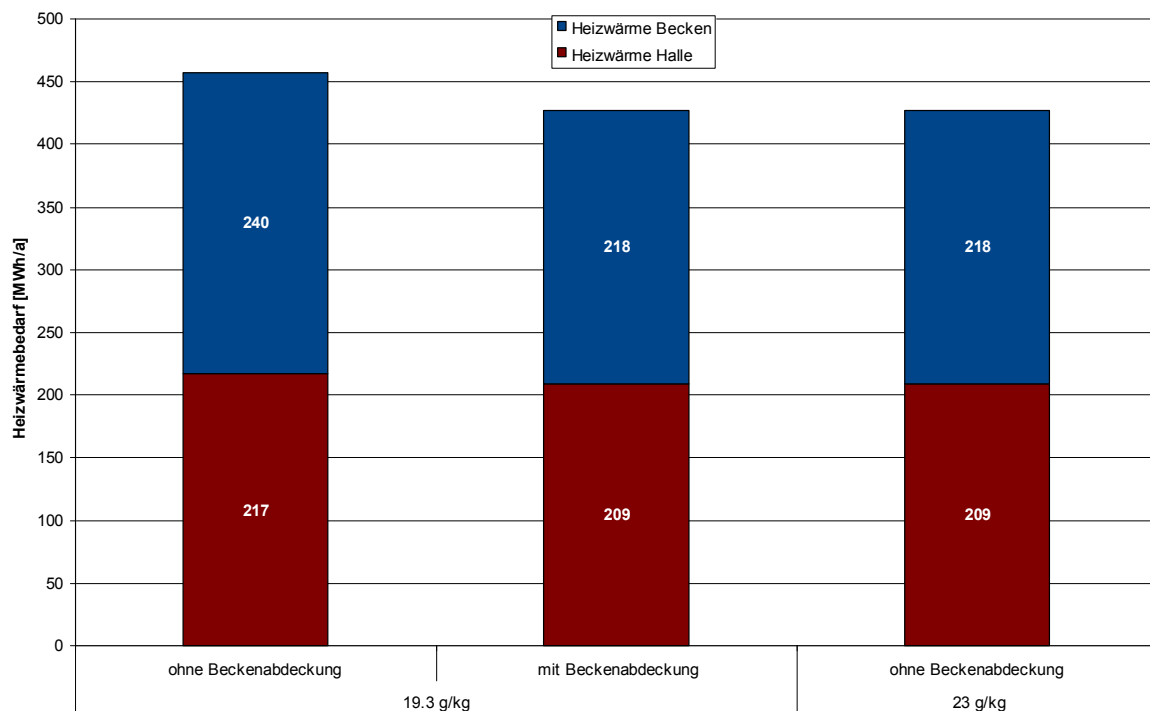


Abbildung 59: Heizwärmebedarf der Halle bei konstanter Hallenluftfeuchte von 19,3 g/kg mit und ohne Beckenabdeckung und einer Anhebung der Feuchte nachts auf 23 g/kg. Randbedingungen: Wasserübergangskoeffizient ohne Beckenabdeckung 7 m/h, mit Beckenabdeckung 0,7 m/h.

5.3. Varianten zur Reduzierung der Enthalpieverluste

5.3.1. Entfeuchtung über Außenluftwechsel - Ausgangsvariante

Normalerweise werden Hallenbäder ausschließlich über die Anpassung des Außenluftwechsels entfeuchtet. Dies ist immer dann möglich, wenn der Feuchtegehalt der Außenluft geringer ist als der der Hallenluft. Der erforderliche Außenluftmassenstrom ergibt sich aus der Verdunstungsmenge, der Feuchtedifferenz zwischen Außen- und Hallenluft und dem Leckagemassenstrom:

$$\dot{m}_{AU} = \frac{\dot{M}_{D,B}}{(x_{Halle} - x_{AU})} - \dot{m}_{Leck} \quad [\text{kg/h}] \quad (1)$$

mit: $\dot{M}_{D,B}$ = verdunstender Wassermassenstrom [kg/h]

x_{AU} = absolute Feuchte der Außenluft [kg/kg]

x_{Halle} = absolute Feuchte der Hallenluft [kg/kg]

\dot{m}_{AU} = Außenluftmassenstrom [kg/h]

\dot{m}_{Leck} = Leckagemassenstrom [kg/h]



Wird die Differenz zwischen Hallen- und Außenluftfeuchte zu gering, so übersteigt der erforderliche Massenstrom den Auslegungsmassenstrom und die Hallenfeuchte steigt über den Sollwert an. Da höhere Außenluftfeuchten nur in den Sommermonaten auftreten, sodass zeitgleich auch hohe Außenlufttemperaturen herrschen, ist die Gefahr von Kondensat bedingten Bauschäden praktisch nicht vorhanden. Die Komfortbedingungen sowie die Grenzwerte für Korrosionsschutz (max. 64% rel.H) können ggf. nicht mehr eingehalten werden.

Die Verdunstung hängt stark von der Bewegung der Wasseroberfläche ab. In den Nachtstunden ergeben sich daher deutlich reduzierte Verdunstungen und somit auch ein geringerer Außenluftmassenstrom. Für das Modellgebäude ergeben sich unter den in Kapitel 2 genannten Randbedingungen im Monatsmittel folgende Außenluftmassenströme für den Tag- und Nachtbetrieb:

Tabelle 9: Außenluftmassenstrom bei monatsmittlerer Außentemperatur und –feuchte für den Tag- und Nachtbetrieb

ENTFEUCHTUNG ÜBER AUSSENLUFT		Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez
	d/mon	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
Außenlufttemperatur	T _{amb} °C	3.6	3.1	4	6.2	14.5	15.2	16.3	17.1	13.3	11.1	5.8	2.7
Rel. Feuchte Außenluft	φ _H	90%	87%	87%	84%	62%	78%	81%	75%	84%	82%	93%	92%
Abs. Feuchte Außenluft	x kg/kg	0.0044	0.0041	0.0044	0.0049	0.0064	0.0084	0.0093	0.0091	0.0080	0.0067	0.0053	0.0042
Dichte der Außenluft	ρ _{amb} kg/m ³	1.27	1.27	1.27	1.26	1.22	1.22	1.21	1.21	1.23	1.24	1.26	1.28
Sättigungsdampfdruck der Außenluft	p _s Pa	791	764	814	949	1652	1728	1854	1951	1529	1323	923	742
WRG trocken	η _{WRG,tr}	85%											
WRG real	η _{WRG,Kond}	92%	93%	92%	92%	89%	89%	88%	88%	90%	90%	92%	93%
Außenluftmassenstrom TAG	m _{dot} kg/h	5410	5295	5411	5614	6316	7556	8275	8103	7274	6478	5787	5333
Außenluftmassenstrom NACHT	m _{dot} kg/h	2504	2446	2504	2605	2956	3576	3936	3850	3435	3038	2692	2465
Zulufttemperatur nach WRG	T _{Zu} °C	29.9	29.8	29.9	29.9	30.1	30.1	30.2	30.2	30.1	30.0	29.9	29.8
Fortlufttemperatur nach WRG	T _{Fo} °C	19	19	19	20	22	22	23	23	22	21	20	19
absolute Feuchte Fortluft	x kg/kg	0.0139	0.0137	0.0140	0.0146	0.0169	0.0171	0.0174	0.0176	0.0165	0.0159	0.0145	0.0136
Kondensatmenge	kg/h	13.5	13.5	13.2	12.2	7.0	7.8	7.3	6.3	9.3	10.1	12.9	13.9

mit: $\dot{M}_{D,B} = 86 \text{ kg/h (TAG)}$
 $= 43 \text{ kg/h (NACHT)}$
 $\dot{m}_{Leck} = 575 \text{ kg/h}$

Für die betrachtete Modellhalle ergibt sich unter der Voraussetzung einer höheren möglichen Luftfeuchte (19,3 g/kg) die in **Abbildung 60** dargestellte Energiebilanz.

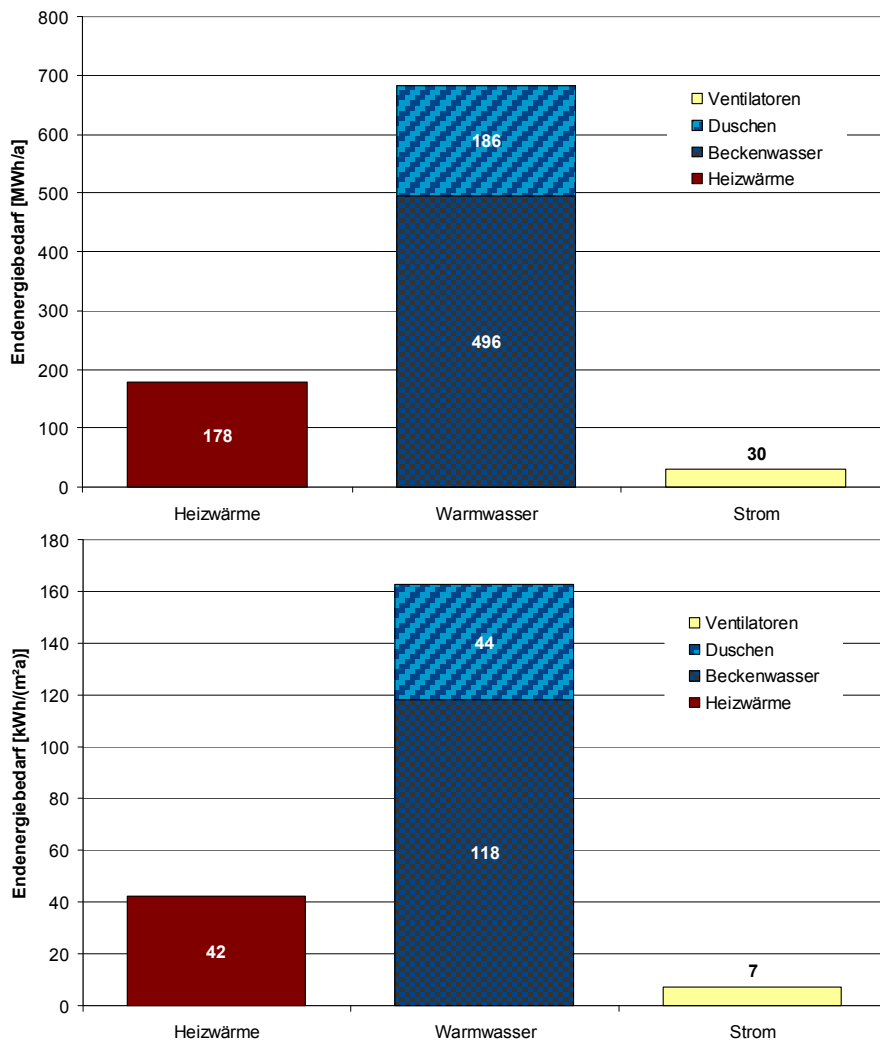


Abbildung 60: Endenergiebedarf absolut und spezifisch für Raumheizung und Warmwasser sowie für den Betrieb der Lüftungsanlage. Als Randbedingungen werden hier vorausgesetzt: Hallenfeuchte 64%, Gesamtluftwechsel entspricht dem Außenluftwechsel.

5.3.2. Enthalpierückgewinnung

Bei den hohen Ablufttemperaturen und -feuchten (32°C und 64 % rel.H) fällt während der überwiegenden Zeit des Jahres Kondensat am Wärmeübertrager an. Die Fortlufttemperatur beträgt im Monatsmittel des kältesten Monats noch knapp 20°C. Diese Luft ist wassergesättigt und besitzt eine hohe Enthalpie, die normalerweise mit dem Fortluftstrom an die Umwelt abgegeben wird. Im vorliegenden Kapitel werden mehrere Varianten untersucht, welche die Rückgewinnung der Fortluftenthalpie und damit eine deutliche Reduzierung des Energiebedarfes für Raum- und Beckenwassererwärmung ermöglichen.

Bereits im Wärmeübertrager wird ein Teil der in der Abluft gebundenen Feuchte auskondensiert. Die entstehende Kondensationswärme wird zum Teil auf die Zuluft übertragen. Aufgrund des höheren Wärmekapazitätsstroms der Abluft gegenüber der Zuluft, fällt die Abkühlung der Abluft geringer aus als die Aufwärmung der Außenluft.



Der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers verbessert sich dadurch in einer Größenordnung von 5 %. Anhand des Hallenbadmodells wurden die folgenden Fortluftenthalpien ermittelt:

Tabelle 10: Fortluftenthalpien im Tag- und Nachtbetrieb

			Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez
WRG trocken:	$\eta_{WRG, tr}$		85%											
WRG real:	$\eta_{WRG, Kond}$		92%	93%	92%	92%	89%	89%	88%	88%	90%	90%	92%	93%
Außenluft-massenstrom TAG:	\dot{m}_{dot}	kg/h	5410	5295	5411	5614	6316	7556	8275	8103	7274	6478	5787	5333
Zulufttemperatur nach WRG:	T_{Zu}	°C	29.9	29.8	29.9	29.9	30.1	30.1	30.2	30.2	30.1	30.0	29.9	29.8
Fortlufttemperatur nach WRG:	T_{Fo}	°C	19.1	18.9	19.2	19.9	22.2	22.4	22.7	22.9	21.9	21.3	19.7	18.8
absolute Feuchte Fortluft:	x	kg/kg	0.0139	0.0137	0.0140	0.0146	0.0169	0.0171	0.0174	0.0176	0.0165	0.0159	0.0145	0.0136
Kondensatmenge:		kg/h	29.2	29.3	28.6	26.3	15.0	16.4	15.4	13.2	19.7	21.6	27.8	30.1
Außenluft-massenstrom NACHT:	\dot{m}_{dot}	kg/h	2504	2446	2504	2605	2956	3576	3936	3850	3435	3038	2692	2465
Kondensatmenge:		kg/h	13.5	13.5	13.2	12.2	7.0	7.8	7.3	6.3	9.3	10.1	12.9	13.9
Fortluftenthalpie TAG:	H_{Fo}	kW	80	78	81	87	113	136	151	150	127	109	90	78
Fortluftenthalpie NACHT:	H_{Fo}	kW	37	36	38	41	53	64	72	71	60	51	42	36

Durch weiteres Abkühlen der Fortluft (aktive oder passive Maßnahme) kondensiert ein weiterer Teil der Luftfeuchte. Im Folgenden wird der Einfluss einer aktiven Kühlung der Fortluft mittels einer Wärmepumpe und einer passiven Kühlung mit Hilfe eines zweiten Wärmetauschers, der zur Frischwasservorerwärmung dient, untersucht.

Aktive Enthalpierückgewinnung mit Hilfe einer Wärmepumpe (WP) - Variante 1

Durch Anordnung des Verdampfers im Fortluftstrom wird diese auf eine Temperatur von z.B. 3°C abgekühlt. Die gesamte Wärmemenge, die an das Arbeitsmedium übertragen werden kann, ist die Summe aus der Abkühlung des Fortluftstroms (ΔT) und der Wärme, die durch Kondensation des Wasserdampfes auf der Verdampferoberfläche frei wird.

Die so gewonnene Wärme kann z.B. in das Warmwassersystem eingespeist werden. Wird dort keine Wärme nachgefragt, so kann der Heizkreislauf zur Beheizung der Halle unterstützt werden. Dadurch ergibt sich eine deutliche Heizenergieeinsparung, die allerdings einen nennenswerten Stromeinsatz für die Wärmepumpe erfordert. Die Energiebilanz für den Einsatz einer Wärmepumpe zur Fortluftkühlung ergibt sich entsprechend **Abbildung 63**.

Tabelle 11: Wärmeaufnahme der Wärmepumpe durch Abkühlen der Fortluft. In den Sommermonaten stünde durch die Enthalprierückgewinnung mehr Energie zur Verfügung als gebraucht wird. Die Fortluft wird daher nur soweit abgekühlt wie erforderlich.

			Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez
Fortlufttemperatur nach WP	$T_{fo,WP}$	°C	3	3	3	3	3	8	13	9	3	3	3	3
absolute Feuchte $F_{o,abs}$	x	kg/h	0.0047	0.0047	0.0047	0.0047	0.0047	0.0068	0.0090	0.0074	0.0049	0.0047	0.0047	0.0047
Kondensatmenge		kg/h	50	48	50	55	77	78	69	83	85	73	57	48
Kondensationswärme		kW	34	33	35	38	53	54	47	57	59	50	39	33
Sensible Wärme		kW	24	24	25	26	34	30	24	31	37	33	27	24
Wärmeaufnahme Verdampfer		kW	59	57	59	65	87	84	71	88	96	83	66	56
Stomaufnahme WP		kW	12	11	12	13	18	17	14	18	20	17	13	11
Wärmeabgabe WP		kW	70	68	71	77	104	100	85	105	115	100	79	68
Fortluftenthalpie nach WP	$H_{Fo,WP}$	kW	22	22	22	23	26	53	81	63	31	26	24	22

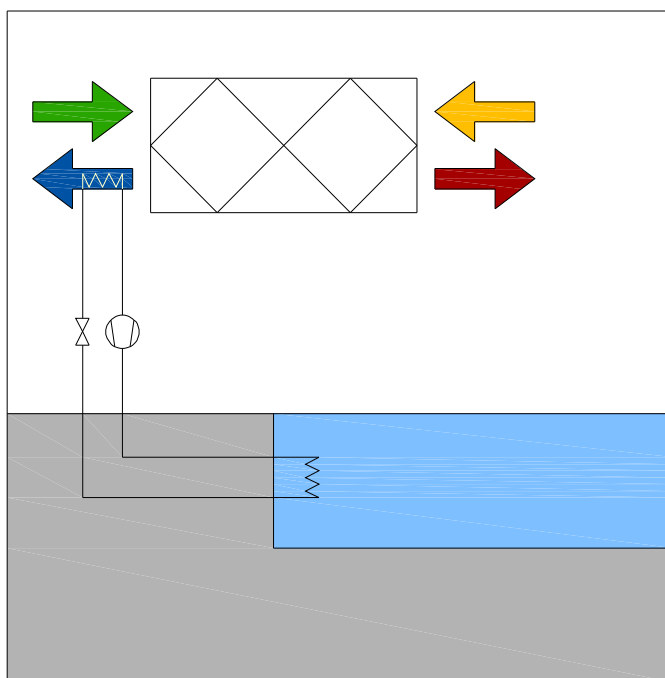


Abbildung 62: Schematische Darstellung der Fortluftenthalpienutzung mit Hilfe einer WP und Wärmeabgabe an das Beckenwasser

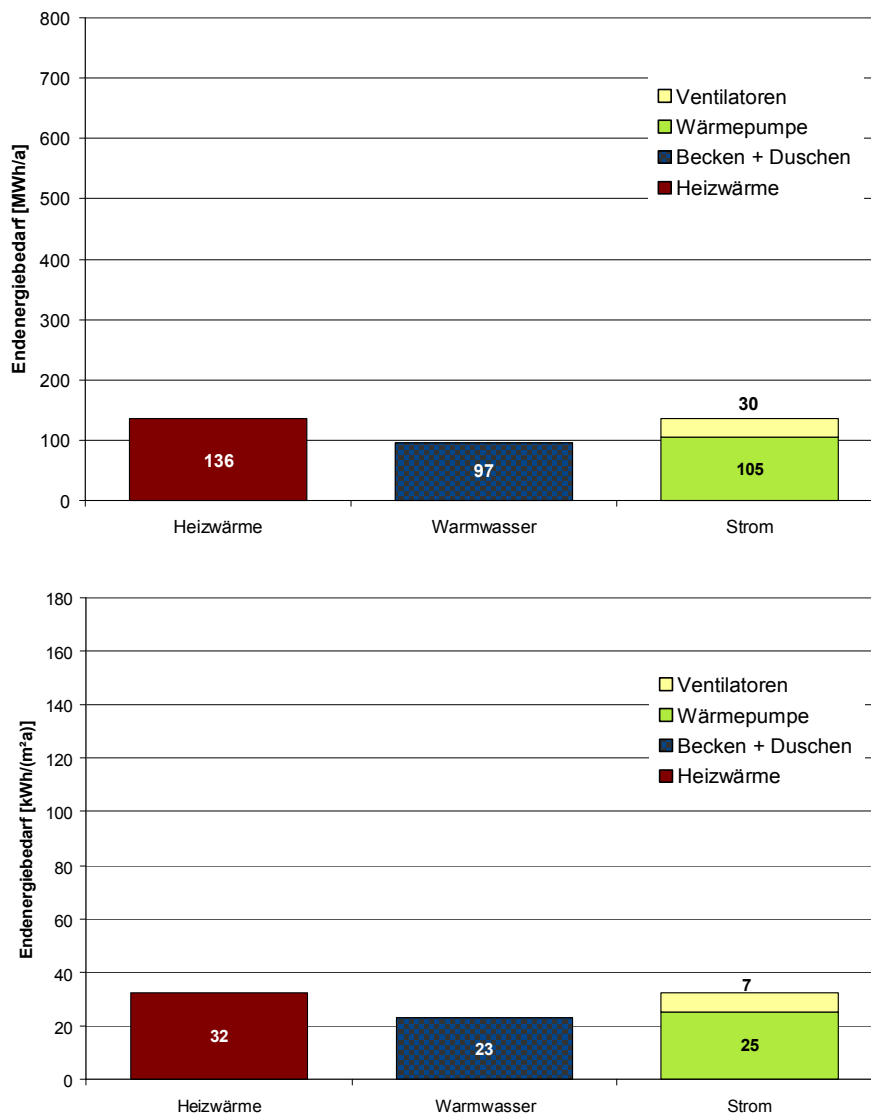


Abbildung 63: Endenergiebedarf absolut und spezifisch für Raumheizung und Warmwasser sowie für den Betrieb der Lüftungsanlage und der Wärmepumpe. Als Randbedingungen werden hier vorausgesetzt: Hallenfeuchte 64%, Verdunstungsenergie wird vollständig aus dem Wasser bereitgestellt, Gesamtluftwechsel entspricht dem Außenluftwechsel. Enthalpierückgewinnung durch Fortluftkühlung mit Hilfe einer Wärmepumpe

Gegenüber der Ausgangsvariante (EnEV) ergibt sich eine Energieeinsparung auf Basis Endenergie von 70%. Vorrangig wird hier das Beckenwasser mit Wärme versorgt, sodass sich der Heizwärmebedarf kaum reduziert. Die Vorrangschaltung für das Beckenwasser ist vor allem wegen des besseren Wärmeübergangs des Kondensators zum Wasser sinnvoll.

Passive Enthalpierückgewinnung mittels Luft-Wasser-Wärmeübertrager – Variante 2

Die passive Wärmeübertragung mit Hilfe eines zweiten nachgeschalteten Luft-Wasser-Wärmeübertragers bietet sich an, da sowohl große Frischwassermengen zu erwärmen sind, als auch hohe Verdunstungswärmeverluste gedeckt werden müssen.



Das Frischwasser gelangt mit etwa 10 °C ins Gebäude und muss entsprechend der Becken- und Duschwassertemperaturen auf 29 bzw. 38 °C aufgewärmt werden. Da die Fortluft nach dem Luft-Luft-Wärmetauscher wassergesättigt ist, entsteht bei weiterem Abkühlen sofort Kondensationswärme, die auf das Frischwasser übertragen werden kann. Durch Kühlung mit Hilfe von Wärmepumpen werden kleinere Fortlufttemperaturen erreicht als das beim Luft-Wasser-Wärmeübertrager der Fall ist, daher ist die Energieeinsparung hier nicht so deutlich.

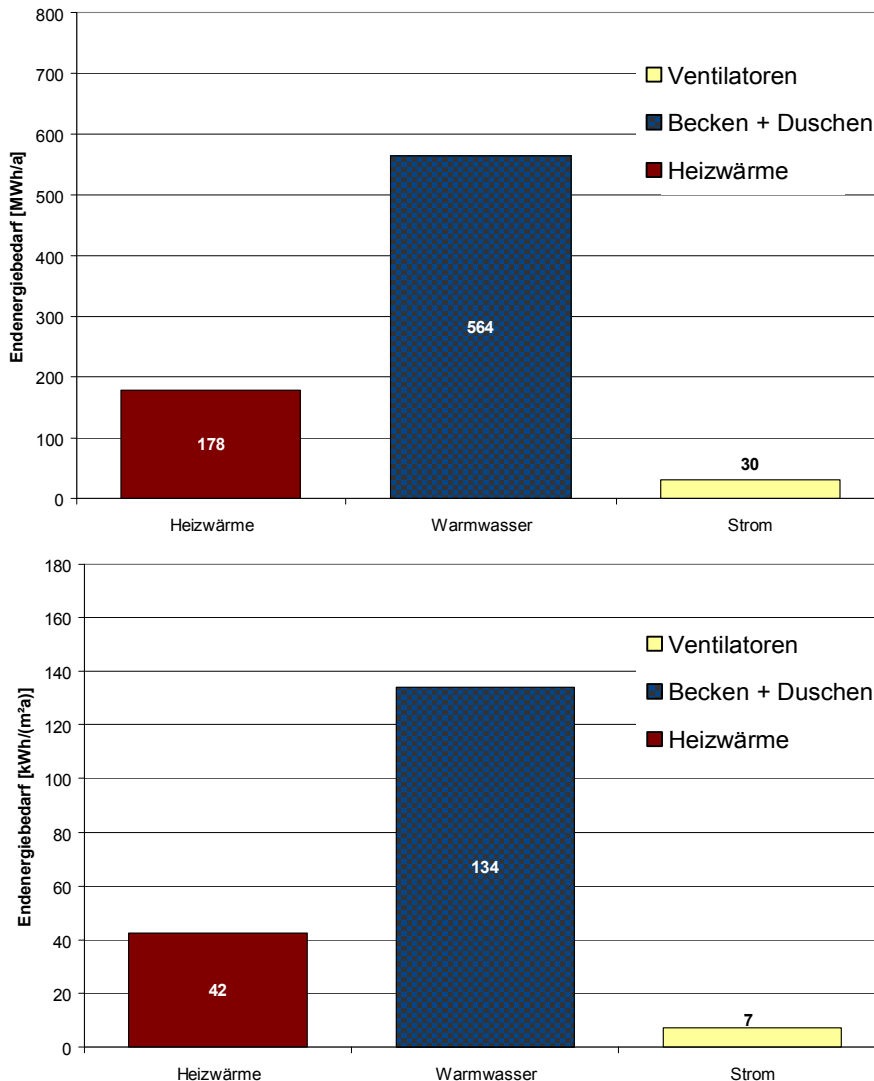


Abbildung 64: Endenergiebedarf absolut und spezifisch für Raumheizung und Warmwasser sowie für den Betrieb der Lüftungsanlage. Als Randbedingungen werden hier vorausgesetzt: Hallenfeuchte 64%, Verdunstungsenergie wird vollständig aus dem Wasser bereitgestellt, Gesamtluftwechsel entspricht dem Außenluftwechsel. Enthalprierückgewinnung durch Fortluftkühlung mit Hilfe eines Luft-Wasser-Wärmetauschers

Kombination aus Luft-Wasser-Wärmeübertrager und Wärmepumpe Variante 3

Kombiniert man erst alle passiven Wärmerückgewinner und setzt erst am Ende der Kette eine Wärmepumpe ein, so ergibt sich in etwa die gleiche Endenergieeinsparung im Vergleich zu Variante 1. Der Vorteil dieser Kombination liegt zum einen



am Einsatz deutlich kleinerer Wärmepumpen aber vor allem bei der Primärenergieeinsparung (s. Kapitel 5.4)

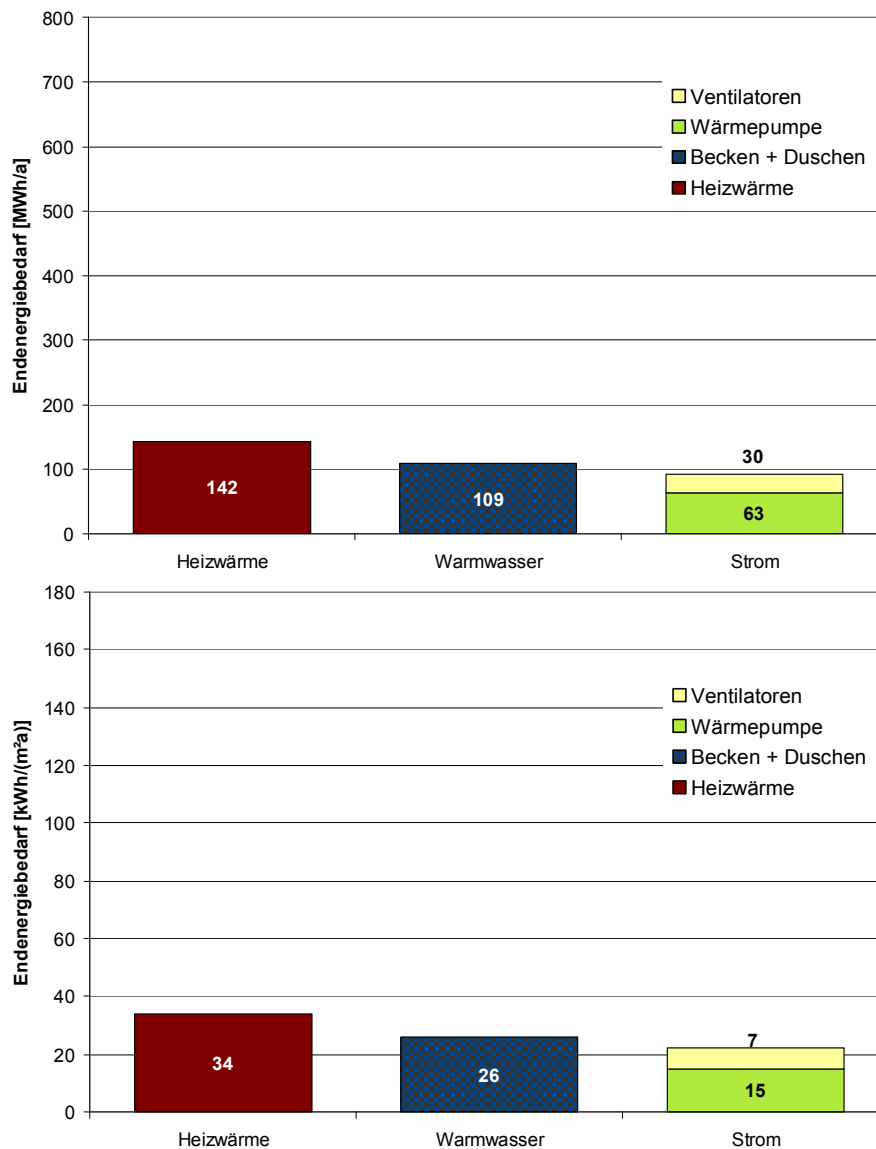


Abbildung 65: Endenergiebedarf absolut und spezifisch für Raumheizung und Warmwasser und für den Betrieb der Lüftungsanlage und der Wärmepumpe. Als Randbedingungen werden hier vorausgesetzt: Hallenfeuchte 64%, Verdunstungsenergie wird vollständig aus dem Wasser bereitgestellt, Gesamtluftwechsel entspricht dem Außenluftwechsel. Enthalpierückgewinnung durch Fortluftkühlung mit Hilfe eines Luft-Wasser-Wärmetauschers und einer Wärmepumpe.

5.3.3. Umluftentfeuchtung Variante 4

Alternativ zur Entfeuchtung über den Außenluftwechsel, kann die Halle im Umluftverfahren getrocknet werden. Die erforderliche Außenluftmenge wird dann nur noch nach den hygienischen Erfordernissen bemessen. Es wird der nach [VDI2089] vorgeschriebene Mindestaußenluftwechsel von 30% des Auslegungsvolumenstroms angesetzt. In den Nichtbetriebszeiten kann vollständig auf einen Außenluftwechsel

verzichtet werden. Die Hallenluft wird im Umluftbetrieb mit Hilfe einer Wärmepumpe abgekühlt, so dass ein Teil des Wasserdampfes auskondensieren kann und anschließend wieder aufgeheizt. Der entsprechende Umluftwechsel ergibt sich zum Einen aus der erforderlichen Entfeuchtung und zum Anderen aus der zulässigen Tiefsttemperatur. Die erforderliche Entfeuchtung entspricht der Differenz zwischen der Verdunstungsmenge und der durch den Außenluftwechsel und durch Leckagen bereits vorhandenen Entfeuchtungsleistung.

$$\dot{m}_{Uml} = \frac{(\dot{M}_{D,B} - \dot{M}_A - \dot{M}_L)}{(x_{WP,min} - x_{Halle})} \quad [kg/h] \quad (2)$$

- mit:
- $\dot{M}_{D,B}$ = verdunstender Wassermassenstrom [kg/h]
 - \dot{M}_A = Entfeuchtung durch Außenluftwechsel [kg/h]
 - \dot{M}_L = Entfeuchtung über Leckagen [kg/h]
 - $x_{WP,min}$ = absolute Feuchte bei minimaler Temperatur WP [kg/kg]
 - x_{Halle} = absolute Feuchte der Hallenluft [kg/kg]
 - \dot{m}_{Uml} = Umluftmassenstrom [hg/h]

Der Gesamtmassenstrom der von der Lüftungsanlage zu bewegen ist, ergibt sich aus dem Außenluft- und dem Umluftmassenstrom:

$$\dot{m}_{ges} = \dot{m}_{AU} + \dot{m}_{Uml} \quad [kg/h]$$

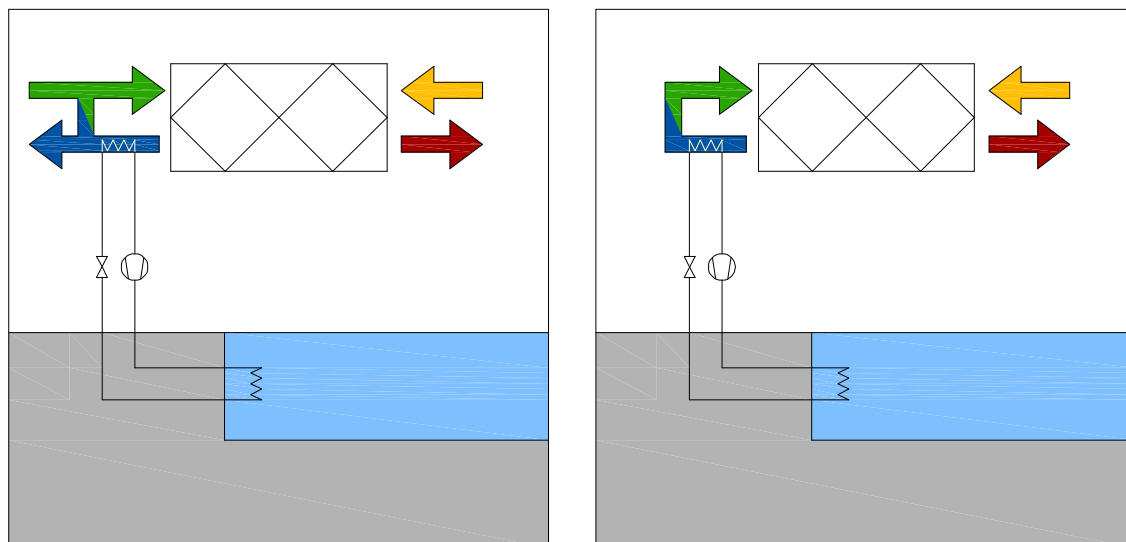


Abbildung 66: Schematische Darstellung der Umluftentfeuchtung mit Wärmeabgabe an das Beckenwasser (links: Tagbetrieb, rechts: Nachtbetrieb)

Das Energieeinsparpotential dieser Variante wird durch die Verringerung der Lüftungswärmeverluste bestimmt. Die hierzu erforderlichen Außenluftmengen liegen ganzjährig unter den erforderlichen Luftwechseln bei Außenluftentfeuchtung. Bei der



Abkühlung der Hallenluft durch die Wärmepumpe wird mehr Kondensationswärme frei als für die Wiederaufheizung benötigt wird. Aufgrund des besseren Wärmeübergangs sollte also auch hier vorrangig das Beckenwasser beheizt werden. Besteht hier keine Wärmenachfrage, so wird die Wärme in den Heizkreis der Halle eingespeist.

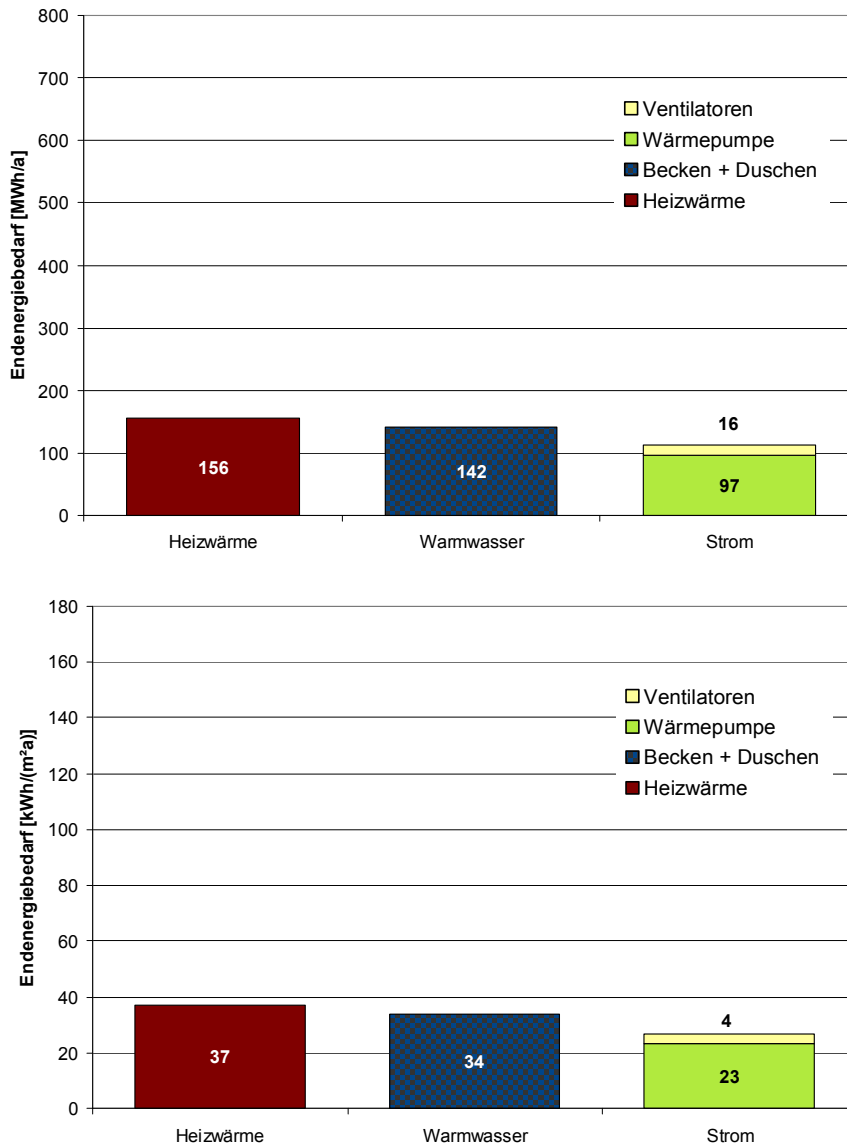


Abbildung 67: Endenergiebedarf absolut und spezifisch für Raumheizung und Warmwasser sowie für den Betrieb der Lüftungsanlage und der Wärmepumpe. Als Randbedingungen werden hier vorausgesetzt: Hallenfeuchte 64%, Verdunstungsenergie wird vollständig aus dem Wasser bereitgestellt. Außenluftwechsel = 30% des Auslegungsvolumenstroms + Umluftwechsel zur Entfeuchtung mit Hilfe einer WP.

Für die Wahl eines geeigneten haustechnischen Systems zur Minimierung des Heizwärmebedarfes ist die Gegenüberstellung der Varianten auf Basis des Endenergiebedarfes nur bedingt hilfreich. Die Enthalprierückgewinnung mit Hilfe von Wärmepumpensystemen benötigt Strom, der mit einem Primärenergiefaktor von 2,7 die



Primärenergiebilanz maßgeblich beeinflusst. Passive Systeme gewinnen zwar nicht so viel Enthalpie zurück, sie benötigen aber im Gegenzug keine elektrische Energie. Im Kapitel 5.4 werden die Varianten deshalb primärenergetisch verglichen und bewertet.

5.3.4. Einfluss des Wärmeübertragers

Wärmeübertrager für große Volumenströme sind mit hohen Wärmebereitstellungsgraden (bis zu 85%) verfügbar. Da in der Hallenabluf große Feuchtemengen gebunden sind, fällt im Wärmeübertrager ständig Kondensat an, welches aufgrund der frei werdenden Kondensationswärme eine höhere Wärmeübertragung zulässt. Anhand der stationären Energiebilanz wurde der Einfluss des Wärmebereitstellungsgrades untersucht. Wird statt des sehr guten Wärmebereitstellungsgrades von 85 % lediglich ein Standardgerät mit 75 % gewählt, so erhöht sich der Heizwärmebedarf für die Raumwärme um 15 %. Bezogen auf den Gesamtheizwärmebedarf für Raumheizung und Warmwasser ist der zusätzliche Endenergieverbrauch bedingt durch einen schlechteren Wärmetauscher 3 %. Wird zur Enthalprierückgewinnung eine Fortluftwärmepumpe eingesetzt, so werden die höheren Fortlufttemperaturen beim schlechteren Wärmerückgewinner zumindest noch durch die Wärmepumpe genutzt. Dadurch sinkt der Unterschied zwischen „gutem“ und „schlechtem“ Wärmeübertrager auf 1 %.

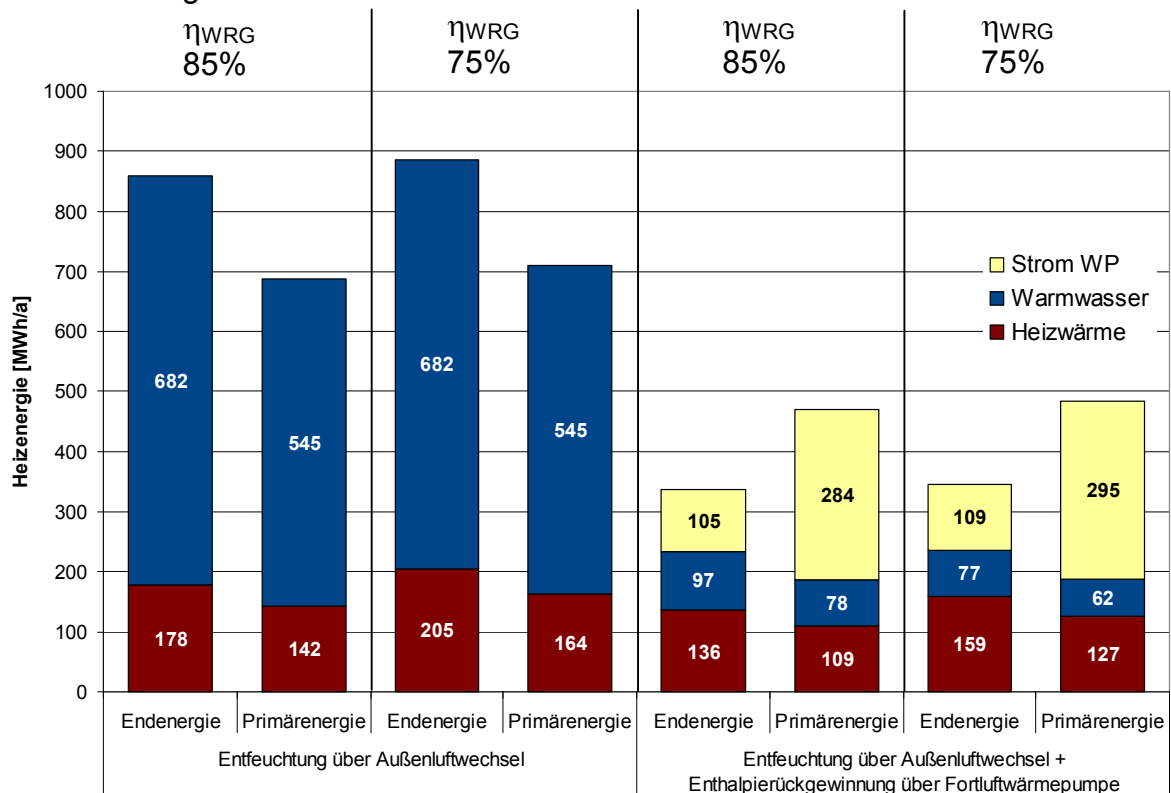


Abbildung 68: Vergleich der Energiebilanzen bei unterschiedlichen Wärmerückgewinnern im Lüftungsgerät. Für den primärenergetischen Vergleich wurden ein Fernwärmeanschluss mit einem Primärenergiefaktor von 0,8 und eine Wärmepumpe mit einer Jahresarbeitszahl von 6 und einem Primärenergiefaktor für Strom von 2,7 angenommen.



Der Wärmebereitstellungsgrad des Wärmeübertragers gewinnt allerdings an Bedeutung wenn keine weiteren Maßnahmen zur Fortluftbehandlung (z.B. aktive oder passive Kühlung) vorgesehen werden.

Die Raumtemperaturen in den Nutzungsbereichen Umkleide, Foyer, Badehalle reichen von 20 bis zu 35 °C. Die Lüftungsgeräte zur Versorgung dieser Bereiche werden häufig im Keller, z. T. an unterschiedlichen Stellen, untergebracht. Aus Wohn- und Bürobau ist bekannt, dass lange kalte Leitungen (Außen- und Fortluft) bei Aufstellen der Geräte innerhalb der thermischen Hülle mit enormen Wärmeverlusten verbunden sind. Durch die hohen Innentemperaturen im Hallenbad wird dieser Effekt nochmals verschärft. Die kalten Kanäle müssen außerdem mit einer dampfdichten Wärmedämmung versehen werden. Hierzu werden entweder aluminiumkaschierte Mineralwollämmung oder Kautschukmaterialien verwendet. Ersteres erweist sich in der Praxis immer wieder als schadensanfällig, da eine Verletzung der empfindlichen Aluminiumkaschierung gerade bei den hohen Luftfeuchten unweigerlich zu hohen Kondensatmengen in der Dämmung führen und letzteres ist bei größeren Dämmstärken sehr kostenintensiv. Es ist daher unbedingt zu empfehlen, die kalten Außen- und Fortluftleitungen möglichst kurz zu halten. Weiterhin sind Durchdringungen der Gebäudehülle zusätzliche Schwachstellen, die es zu vermeiden gilt. Eine zentrale Luftansaug- und Ausblasstelle mit direktem Anschluss an den Wärmeübertrager ist hier aus energetischer Sicht empfehlenswert.

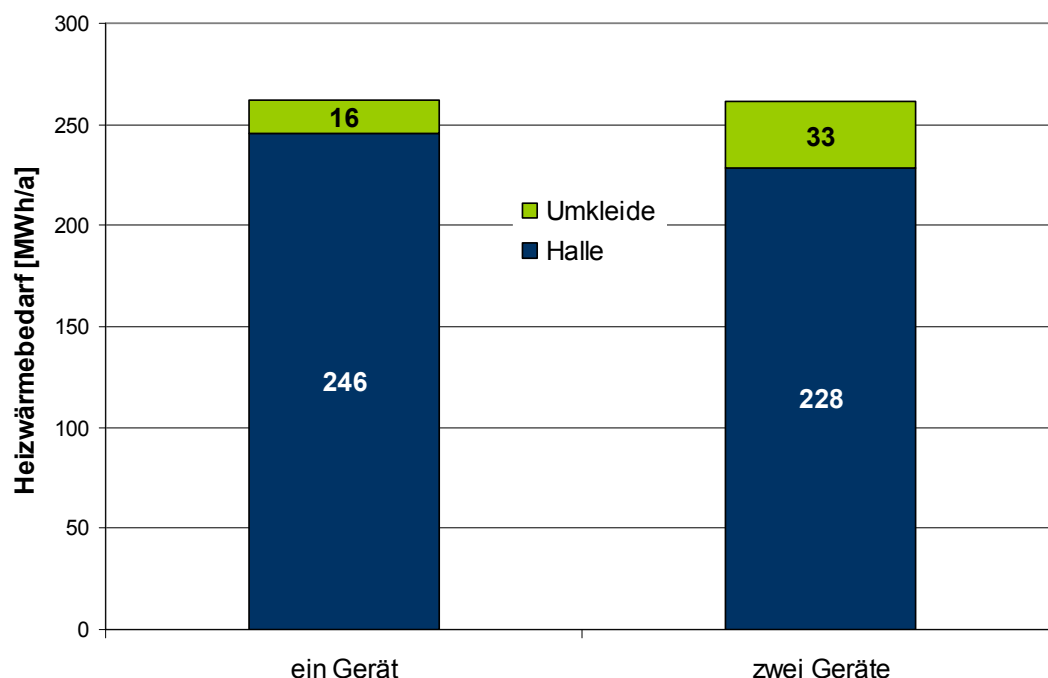


Abbildung 69: Heizwärmebedarf für Halle und Umkleide bei Verwendung von je einem Wärmeübertrager je Temperaturzone und bei Vermischung der Ab- und Zuluftströme.

Wird zum Beispiel ein zentraler Wärmeübertrager direkt an der Außenhülle angeordnet, so werden die Zu- und Abluftströme der unterschiedlichen Temperatur-



zonen gemischt. Die Nachheizung erfolgt dann getrennt gemäß den Anforderungen in den Zonen. Wird für jede Zone ein eigener Wärmeübertrager vorgesehen, so verschiebt sich der Heizwärmebedarf zugunsten der wärmeren Halle. Die warme Schwimmhalle benötigt ganzjährig eine Beheizung. Der Betrieb einer Wärmerückgewinnung ist daher ganzjährig sinnvoll. Wird ein zentraler Wärmeübertrager für mehrere Lüftungsgeräte unterschiedlicher Temperaturzonen vorgesehen, muss beachtet werden, dass die kühleren Zonen (z.B. Umkleiden mit 24°C) im Sommer überhitzen können. Um dies zu vermeiden kann ein Bypass für die Frischluftversorgung kühlerer Zonen vorgesehen werden.

5.4. Wärmeversorgung und primärenergetische Betrachtung

Eine große Zahl öffentlicher Hallenbäder wird über lokal tätige Versorgungsunternehmen bzw. deren Tochterunternehmen geführt, die auch Nah- und Fernwärmenetze betreiben und die Bäder über entsprechende Wärmeübergabestationen versorgen. Beim Vergleich unterschiedlicher gebäudetechnischer Varianten auf Basis des Primärenergiebedarfes sind die Annahmen zum Anteil der Kraftwärmekopplung (KWK) sowie zum verwendeten Brennstoff (fossil oder regenerativ) von besonderer Bedeutung. Allgemein wird für ein Nah- oder Fernwärmenetz mit einem KWK Anteil von 70% ein Primärenergiefaktor von 0,8 angenommen. Zukünftig könnten durch Steigerung der Effizienz niedrigere Primärenergiefaktoren möglich werden. Wird das Hallenbad durch ein solches Nahwärmesystem versorgt, so stellt sich der Einsatz von Wärmepumpen zur Enthalpierückgewinnung in der primärenergetischen Bewertung anders dar.

Zum Vergleich der Systeme zur Enthalpierückgewinnung wird zuerst einheitlich von einer Wärmeversorgung mit einem „Standard“-Primärenergiefaktor von 0,8 (z.B. Nahwärmeanschluss mit KWK Anteil von 70%) und einer zukunftsweisenden Wärmepumpe mit einer Arbeitszahl von 6 ausgegangen.

Bei Wärmenetzen mit Primärenergiefaktoren von 0,8 weisen die Varianten mit Wärmepumpen im Vergleich zur Ausgangsvariante Primärenergieeinsparungen auf. Die höchste Effizienz wird mit einer Kombination aus passiven Wärmeübertragern (Luft und Wasser) und einer aktiven Enthalpierückgewinnung mit Hilfe einer Wärmepumpe erzielt (Variante 3). Hier ergeben sich Primärenergieeinsparungen in Höhe von 40% im Vergleich zur Ausgangsvariante. Wird die Wärmepumpe zur Enthalpienutzung der Fortluft oder im Umluftbetrieb eingesetzt beträgt die Einsparung 28 bis 29%. Die passive Nutzung der Fortluftenthalpie mit Hilfe eines Frischwasser-Wärmetauschers führt hier „nur“ zu knapp 12% Primärenergieeinsparung (Variante 2). Bei sehr gutem Primärenergiefaktor der Nahwärme sinkt erwartungsgemäß der Gesamtprimärenergiebedarf des Hallenbades. Wichtig ist vor allem die Verschiebung der Einsparpotentiale der Varianten zu Gunsten der passiven Systeme. Vergleicht man die Ausgangsvariante mit der Variante 1 so zeigt sich, dass



der Vorteil einer Enthalpienutzung mit Hilfe einer Wärmepumpe nicht mehr gegeben ist. Der Energiebezug zur Beheizung für ein Nahwärmesystem mit einem Primärenergiekennwert von 0,4 ist primärenergetisch gesehen so hoch wie der Stromeinsatz für den Betrieb einer Fortluftwärmepumpe. Die Einsparung durch passive Frischwasservorerwärmung (Variante 3) bewegt sich im Bereich von 11%. Wird zusätzlich eine Wärmepumpe nachgeschaltet, die einen weiteren Teil der restlichen Feuchte auskondensiert, so lassen sich insgesamt 20 % Primärenergie einsparen.

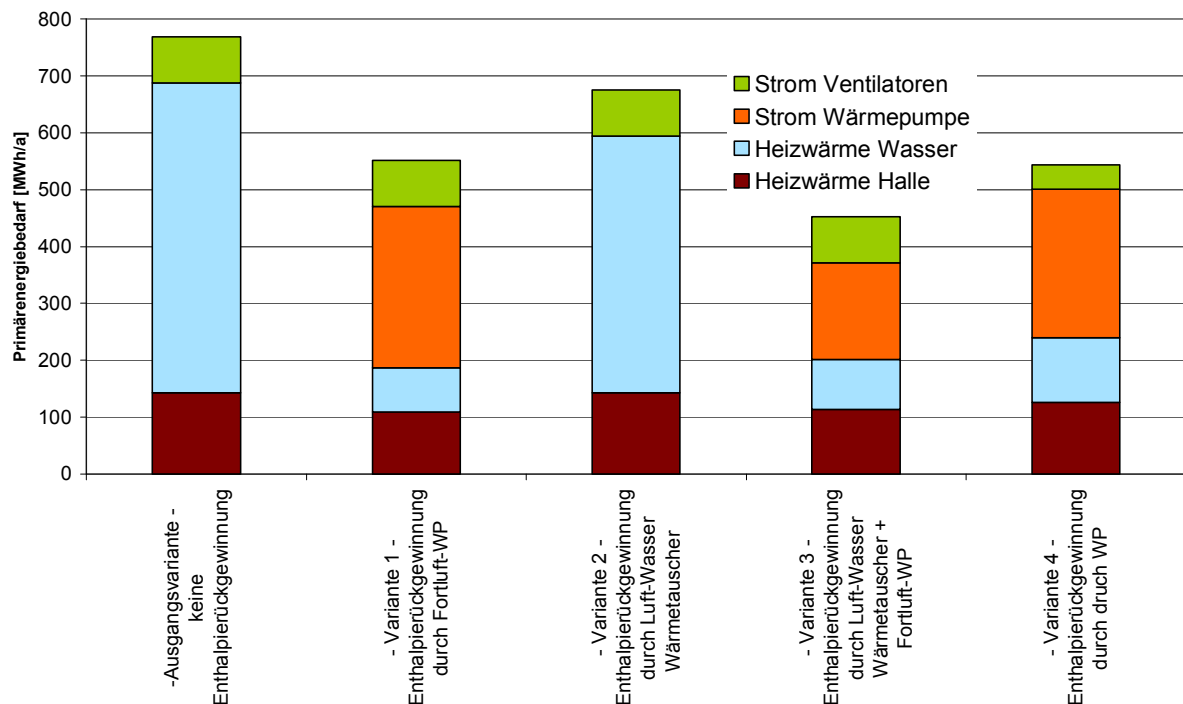


Abbildung 70: Vergleich der Varianten zur Nutzung der Enthalpie auf Basis des Primärenergiebedarfes – Primärenergiefaktor KWK =0,8; JAZ WP =6.

Ein weiterer Faktor, der das Verhältnis der Varianten untereinander maßgeblich beeinflusst, ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe. Diese ist für die Wärmeabgabe an den Warmwasserkreislauf mit 6 angenommen. Betrachtet man die Einsparpotentiale für eine Wärmepumpe mit schlechterer Arbeitszahl von z.B. 5, so ergibt sich folgendes Bild:

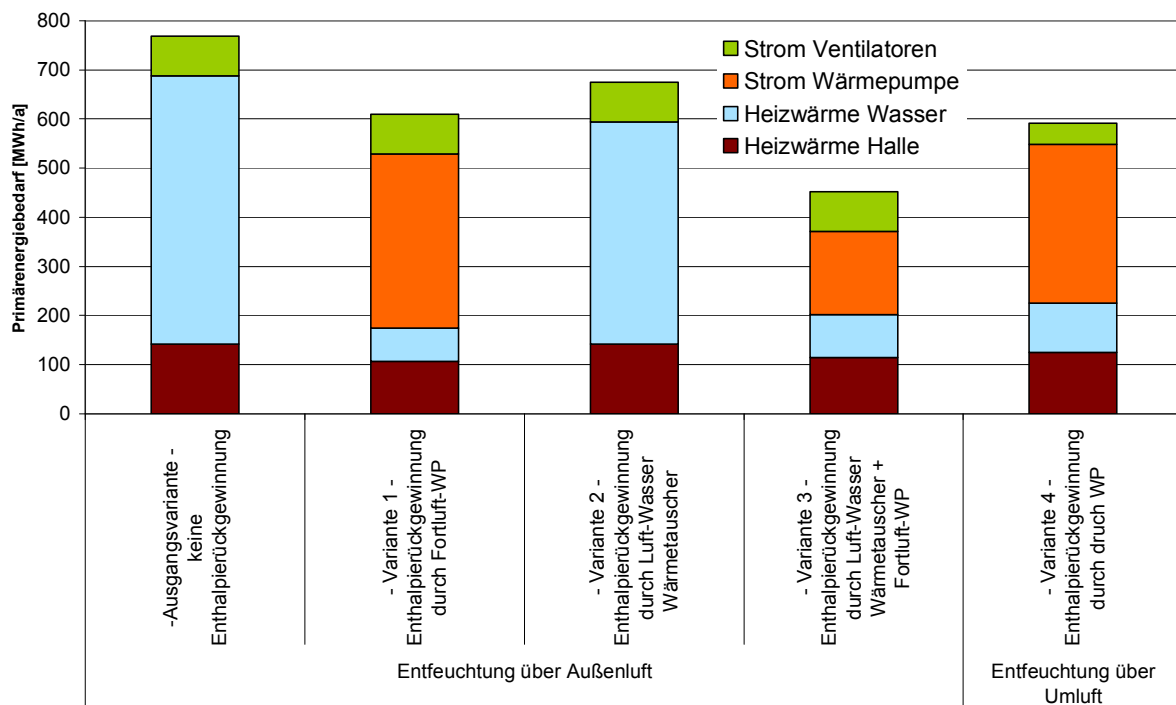


Abbildung 71: Vergleich der Varianten zur Nutzung der Enthalpie auf Basis des Primärenergiebedarfes – Primärenergiefaktor KWK =0,8; JAZ WP =5.

Die Einsparung der Varianten 1 und 4 gegenüber der Ausgangsvariante reduziert sich aufgrund der geringeren Jahresarbeitszahl auf nur noch 21 bis 23% und liegen damit noch etwas besser als Variante 2 (passiver Frischwasserwärmetauscher). Bei einem sehr guten Primärenergiefaktor der Nahwärmeversorgung (0,4) führt der Wärmepumpeneinsatz sogar zu einer Steigerung des Primärenergiebedarfes (Variante 1 und 4).

Bei dieser Analyse wurden die derzeitigen Primärenergiefaktoren in Ansatz gebracht. Insbesondere die Bewertung von Biomasse mit Faktor 0,4 kWh/kWh ist von großem Einfluss. Um im Sinne einer für die Gesamtnutzungsdauer eines Hallenbades nachhaltigen Planungsentscheidung Fehloptimierungen zu vermeiden, sollten die PE-Faktoren an dieser Stelle hinterfragt werden.

Unbestritten erlaubt die Nutzung von Biomasse einen hinsichtlich CO₂-Emissionen optimierten Gebäudebetrieb, auch sind solche Energieträger erneuerbar. Im Gegensatz zu den „technischen“ Quellen erneuerbarer Energie (Wind, Wasser, Sonne, etc.) sind die verfügbaren Energiemengen aber begrenzt und nicht wesentlich steigerbar [BMU 2004]. Zudem stehen die biogenen Ressourcen in zunehmender Nachfragekonkurrenz hinsichtlich Nahrungserzeugung und stofflicher Nutzung sowie zur Herstellung künstlicher Treibstoffe für den Verkehr. Dies wird auch die Einkaufspreise für solche Energieträger längerfristig beeinflussen.

Anders, als durch den günstigen PE-Faktor suggeriert, ist also auch im Bereich von Biobrennstoffen eine umsichtige und hoch effiziente Energienutzung unerlässlich. Der für die Zukunft anzunehmende deutliche Zuwachs bei den „technischen“ Formen

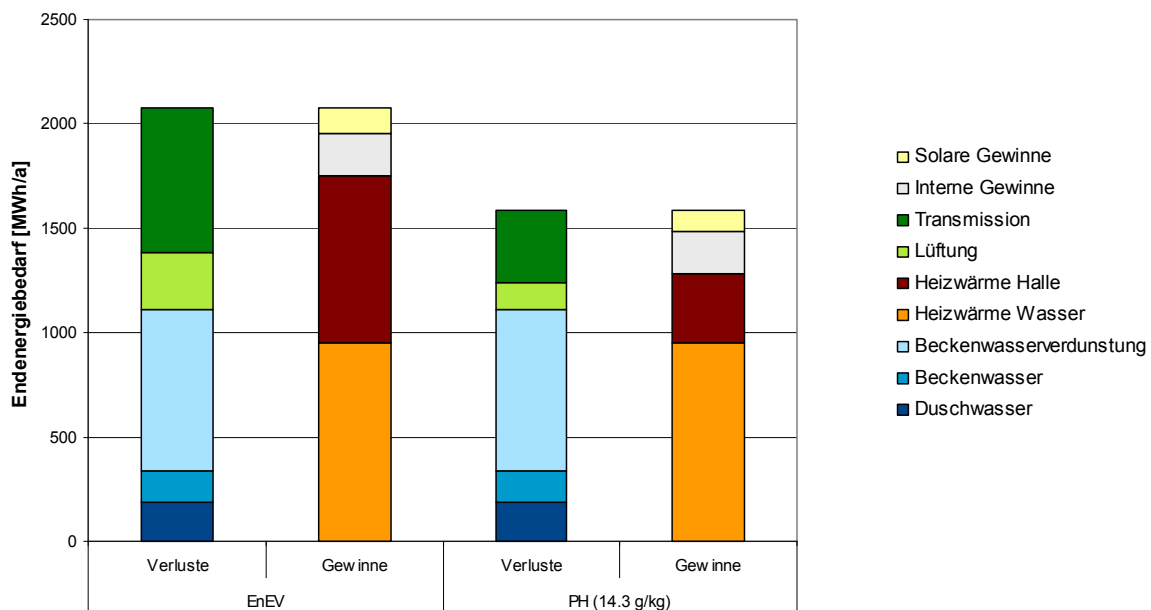


erneuerbarer Energien wird mit der Zeit eine Senkung des PE-Faktors für den Strom-Mix im europäischen Verbundnetz zur Folge haben. Dies sollte bei der Bewertung der Rechenergebnisse berücksichtigt werden.

6. Zusammenfassung der Ergebnisse

Hallenbäder weisen aufgrund der hohen Raumtemperaturen von 30 bis 34 °C und der hohen Beckenwasserverdunstung, die sowohl der Luft als auch dem Wasser Wärme entzieht, einen sehr hohen Energiebedarf auf. Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde überprüft, ob der Passivhausstandard hier einen bedeutenden Beitrag zur Energieeinsparung leisten kann. Die aus dem Passivhauswohn- und -nichtwohnbau bekannten Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz waren aufgrund der verschärften Randbedingungen und der unterschiedlichen Bilanzanteile von Gewinnen und Verlusten zu überprüfen.

Den größten Einzelposten stellt der Energiebedarf der Verdunstung von Beckenwasser dar. Hieraus wird deutlich, wo die besondere Herausforderung zur Energieeinsparung liegt.



Das Einsparpotential durch eine sehr gut gedämmte, wärmebrückenfreie und luftdichte Gebäudehülle liegt in einer Größenordnung von 27 % gegenüber dem EnEV Standard. Je geringer der Energieverlust über die Gebäudehülle wird, desto deutlicher treten die Verlustanteile durch Wasserverdunstung in den Vordergrund.

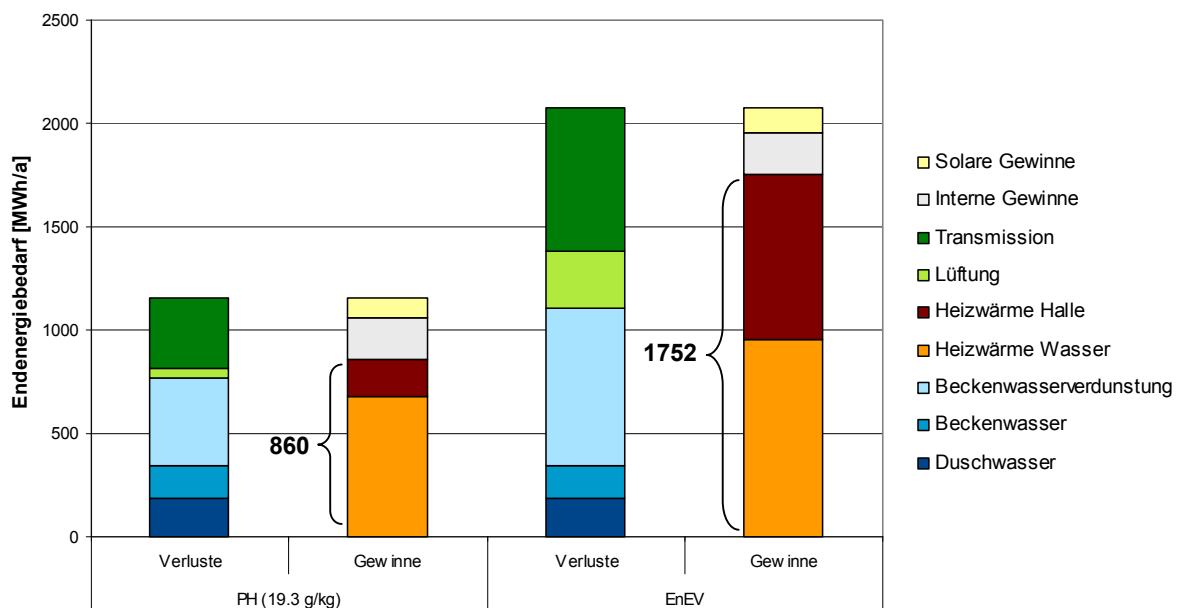
Ein weiterer wesentlicher Unterschied zu bereits untersuchten Passivhaus-Nichtwohngebäuden besteht in der Dimensionierung und Regelung der Lüftung. In nahezu allen bis heute realisierten Passivhausprojekten wird der Luftwechsel nach



den Anforderungen einer hygienisch einwandfreien Raumlufte dimensioniert. In Hallenbädern wird häufig über die Anpassung der Luftmengen die Hallenfeuchte geregelt. Diese Luftmengen liegen deutlich über der für die projektierte Nutzerzahl notwendige Frischluftmengen von $30 \text{ m}^3/(\text{Person} \cdot \text{h})$.

Die Ursache für die Wasserverdunstung ist das Dampfdruckgefälle zwischen Beckenwasser und Hallenluft. In Kapitel 5.1.2 wird der Einfluss der zulässigen Hallenluftfeuchte auf die Verdunstung diskutiert. Die wesentlichen Maßnahmen zur Reduzierung des Verdunstungsenergiebedarfes sind einmal die Minimierung der Verdunstung selbst und die Nutzung der in der Abluft enthaltenen Enthalpie.

Eine Reduzierung der Verdunstung kann effektiv nur über die Senkung des Dampfdruckgefälles erreicht werden. Die Anforderungen an eine sehr gute Behaglichkeit begrenzen den Spielraum zur Senkung von Luft- und Wassertemperaturen. Anforderungen an Materialschutz und Kondensatfreiheit bilden die Grenze für die Höhe der zulässigen Hallenluftfeuchte. Diese wird nach den derzeitigen Erkenntnissen bei einer Hallentemperatur von $32 \text{ }^\circ\text{C}$ auf 64% begrenzt ($19,3 \text{ g/kg}$).



Diese Anhebung der Hallenluftfeuchte bewirkt eine weitere deutliche Reduzierung der Heizwärme für Halle und Warmwasser aufgrund der geringeren Verdunstung. Gegenüber der EnEV Variante beträgt die Heizeneinsparung 50% .

Energieeinsparung durch hocheffiziente Gebäudehüllen

Hochwärmegedämmte Gebäudehüllen sind in unzähligen Passivhaus- und Niedrigstenergiehausprojekten bekannt. Hinsichtlich der verschärften Randbedingungen in Hallenbädern stellen sich aber Fragen bezüglich Luftdichtheit und Dampfdiffusionseigenschaften, insbesondere bei leichten Konstruktionen in Dach und Wand. Anhand von Dampfdiffusionsberechnungen verschiedener Wandaufbauten konnte gezeigt werden, dass die aus Wohn- und Bürobau bekannten



Wandaufbauten auch für Hallenbäder geeignet sind, solange Leckagen und Verletzungen der dampfdichten Innenseite sorgfältig vermieden werden.

Glasfassaden genießen in Hallenbädern besonders hohen Stellenwert. Reichen sie bis auf den Boden, so stellen sie für den Schwimmer im Becken als auch für die Besucher am Beckenrand einen Sichtbezug nach Außen her. Bei optimierter Planung leisten sie zudem einen beachtlichen Beitrag zur Tageslichtautonomie und damit zur Stromeinsparung (Kapitel 4.4). Nachteilig wirkt sich der höhere U-Wert der Glasfassaden im Vergleich zu opaken Bauteilen und die damit verbundene Gefahr von Kondensat bei niedrigen Außentemperaturen aus. Ist die Gebäudehülle wärmebrückenfrei konzipiert, so stellt der Glasrand der Pfosten-Riegel-Konstruktion den „schwächsten“ Punkt der Gebäudehülle dar. In Kapitel 2.1 werden konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung von Pfosten-Riegel-Fassaden vorgestellt. Hier liegt ein hohes Potential für weitere Energieeinsparungen von Gebäuden mit hohen Raumlufffeuchten. Allerdings sind bereits heute hochwertige Pfosten-Riegel-Systeme verfügbar, die Raumlufffeuchten bis zu 76% zulassen.

In Bezug auf die großen Glasfassaden wird häufig die Notwendigkeit einer Sonnenschutzverglasung diskutiert. Diese reduziert den Eintrag solarer Lasten in das Gebäude. Aufgrund der hohen Innenraumtemperaturen sind aber solare Gewinne ganzjährig nutzbar, sodass eine feste bauliche Reduzierung nicht erwünscht ist.

Anhand dynamischer Simulationen wurden die Temperaturverläufe der Halle im Sommerhalbjahr für verschiedene Klimazonen untersucht und hinsichtlich der Überhitzungsgefahr beurteilt. Selbst großzügig verglaste Hallen mit Süd-, West- und Ostfenstern liegen max. 2 K über der Solltemperatur, sodass die Verwendung von Sonnenschutzverglasung nicht erforderlich ist.

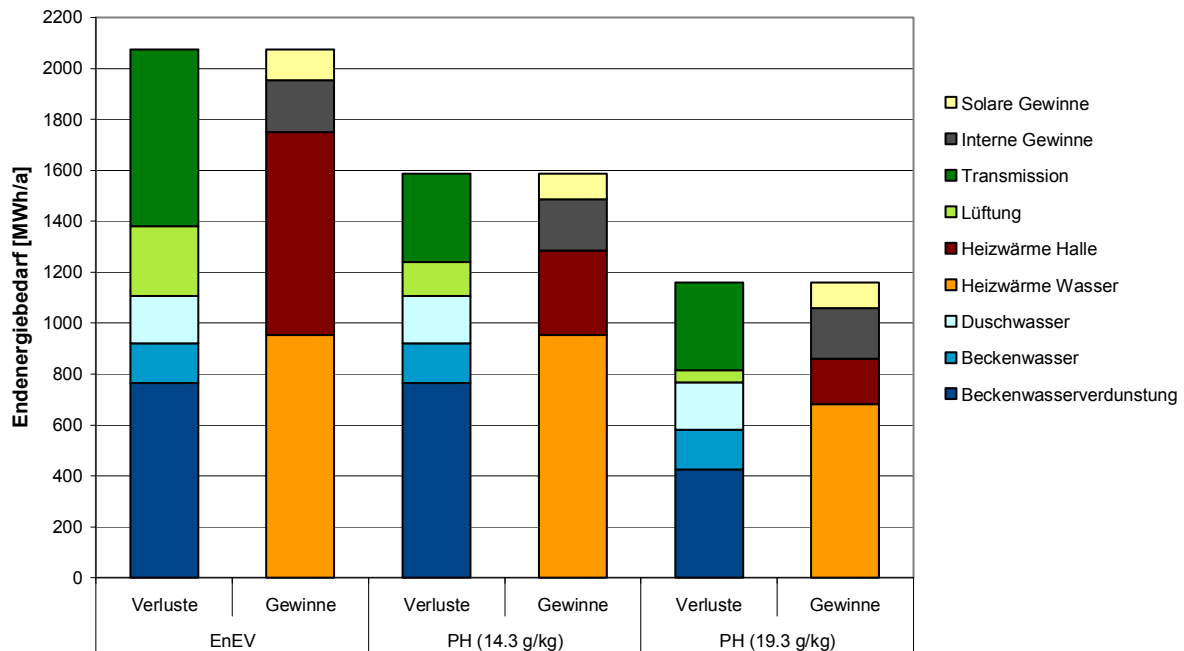
Die hohe thermische Qualität einer Hülle nach Passivhausanforderungen macht es nach momentanem Kenntnisstand nicht erforderlich zu dem Außenluftwechsel einen zusätzlichen Umluftwechsel vorzusehen. Die Durchspülung der Halle wird bei guter Planung der Zuluft Elemente auch bei geringeren Luftmengen sichergestellt.

Einsparung durch hocheffiziente Gebäudetechnik

Der zweite Teil der Studie beschäftigt sich überwiegend mit der Frage wie die in der Abluft enthaltene Enthalpie zurückgewonnen werden kann. Die Abluft enthält je Kilogramm trockene Luft 19,3 g Wasser (32 °C und 64 % rel.H.). Selbst hocheffiziente Lüftungsgeräte mit trockenen Wärmebereitstellungsgraden von 85 % können nur einen kleinen Teil der gebundenen Feuchte auskondensieren. Die Fortluft besitzt mit 19 °C und knapp 14 g/kg immer noch eine hohe Enthalpie. Als Varianten zur Enthalprierückgewinnung wurden aktive Systeme mit Wärmepumpen und passive Systeme mit Frischwasserwärmetauschern untersucht. Erstere können die Fortluft stark abkühlen und gewinnen einen großen Teil der Enthalpie zurück, allerdings unter nennenswertem Stromeinsatz. Frischwassergegenströmer kühlen die Fortluft bis auf max. 10 °C ab, benötigen aber keinerlei Strom. Der Einsatz von



Wärmepumpen zur Enthalpierückgewinnung erfordert zudem nicht zwingend hocheffiziente Wärmerückgewinner. Wird stattdessen ein Standardgerät (75 %) gewählt, so wird dies zum überwiegenden Teil von der Wärmepumpe kompensiert. Wird allerdings auf den Einsatz von aktiven oder passiven Maßnahmen zur Enthalpierückgewinnung verzichtet, so steigt die Bedeutung eines hocheffizienten Wärmeübertragers.



Der Vergleich einer außenluftgeführten Volumenstromregelung mit nachgeschalteter Fortluftwärmepumpe im Vergleich zum Umluftbetrieb mit Wärmepumpe zeigt, dass die Umluftvariante zu geringen Mehreinsparungen führt. Dies wird allerdings mit einem deutlich geringeren Frischluftanteil (30% des Auslegungsvolumenstroms) erkauft. Aufgrund der offenen Fragestellung hinsichtlich Schadstoffbelastungen wird bis zum Vorliegen neuerer Erkenntnisse ein höherer Außenluftwechsel und damit die Variante mit Fortluftwärmepumpe als empfehlenswert erachtet.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass durch weitgehende Effizienzmaßnahmen an Gebäudehülle und -technik eine Primärenergieeinsparung für Heizwärme der Halle und des Wassers sowie für Ventilatorenstrom von 60 % gegenüber einem EnEV-Hallenbad erreichbar ist. Durch Nutzung der Fortluftenthalpie lässt sich eine weitere Primärenergieeinsparung von nochmals 40% erreichen.



7. Literatur

[Stichel 1986]	Korrosion und Korrosionsschutz von Metallen in Schwimmhallen, <i>Stichel, Wolfgang</i> Forschungsbericht 126, S. 41, Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM), Berlin 08/1986
[VDI 2089]	Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern Hallenbäder, VDI 2089, Entwurf März 2005
[ASHRAE 2005]	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE): ASHRAE 2005 Fundamentals.
[Gagge 1986]	A standard predictive index of human response to the thermal environment, <i>Gagge, A.P., A.P.Fobelets, L.G. Berglund</i> ASHRAE Transactions, Vol. 92:2B (1986), 709-731.
[Stottmeister 2006]	Trichloramin in der Hallenluft, <i>Stottmeister, Ernst; Voigt, Kerstin</i> , Bädertechnik, A.B. Archiv des Badewesens
[WITTING 1997]	Praktikable Qualitätssicherungskonzepte für die Routine Spurenanalytik Organischer Schadstoffe, <i>Witting U., Cammann K., Binding N., Karst U., Pötter W., Czeschinski P.A., Klänning H.</i>
[DIN EN ISO 13790]	Energieeffizienz von Gebäuden - Berechnung des Energiebedarfs für Heizung und Kühlung (ISO 13790:2008); Deutsche Fassung EN ISO 13790:2008 ; September 2008
[PHPP2007]	Energiebilanz Software : Passivhaus Projektierungs Paket 2007 Passivhaus Institut Darmstadt
[Kah 2009]	Leitfaden für energieeffiziente Bildungsgebäude im Neubau und bei der Modernisierung" <i>Kah Oliver</i> , Passivhaus Institut, 2009
[Schnieders 2009]	Passive Houses in South West Europe. A quantitative investigation of some passive and active space conditioning techniques for highly energy efficient dwellings in the South West European region. 2nd, corrected edition. <i>Schnieders, Jürgen</i> . Darmstadt, Passivhaus Institut, 2009
[DWD]	Deutscher Wetter Dienst
[Delphin 4]	Bauklimatik Dresden Simulationsprogramm für den gekoppelten Wärme-, Feuchte- und Stofftransport
[Gundermann 1997]	Trihalogenmethane in Hallenbädern mit Meerwasser- und Solebecken, Belastungen von Wasser, Luft und Personen – Faktoren der Bildung – Möglichkeiten der Verminderung, <i>Gundermann K.O., Jentsch F., Matthiessen A.</i> Institut für Hygiene und Umweltmedizin der Universität Kiel, 1997
[BMU 2004]	Ökologisch optimierter Ausbau der Nutzung erneuerbarer Energien in Deutschland, <i>J. Nitsch, M. Pehnt, M. Fishedick u. a.</i> , DLR Stuttgart, IFEU Heidelberg, WI Wuppertal, Forschungsvorhaben FKZ 901 41 803 im Auftrag des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2004.
[SOLIDO]	PHYSIBEL SOFTWARE for thermal simulation
[BMBF-Projekt 2003]	Abschlussbericht für das BMBF-Projekt : 02 WT 0001/9 :Minimierung von Desinfektionsnebenprodukten unter Berücksichtigung chemischer Aspekte und neuer Aufbereitungstechnologien. Engler-Bunte-Institut, Lehrstuhl für Wasserchemie
[Zywicky 2006]	Menerga Apparatebau GmbH <i>Dipl.-Ing (FH) Christian Zywicky</i>



[DIN EN ISO 7730]	Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005, Berichtigungen zu DIN EN ISO 7730:2006-05
[DIN 18334]	Zimmer- und Holzbauarbeiten ATV DIN 18334, Stand Oktober 2006
[DIN 68800]	Holzschutz – Vorbeugende bauliche Maßnahmen im Hochbau (1996)
[DIN 67526-3]	DIN 67526 Teil 3, Sportstättenbeleuchtung, Richtlinien für die Beleuchtung mit Tageslicht, Berlin 1976.
[DIN EN 12193]	DIN EN 12193, Licht und Beleuchtung – Sportstättenbeleuchtung, Berlin 2008.
[FVLR]	Fachverband Tageslicht und Rauchschutz e. V., Heft 9, Lichtkuppeln und Lichtbänder, Heft 9, Detmold, www.fvlr.de
[KOK 2002]	Koordinierungskreis Bäder, Richtlinien für den Bäderbau, Deutsche Gesellschaft für das Badewesen e.V., Essen 2002.
[LEE]	Leitfaden Elektrische Energie im Hochbau, Institut Wohnen und Umwelt, im Auftrag des Hessischen Ministeriums für Umwelt, Landwirtschaft und Forsten, Darmstadt 2000.
[SIA 380/4]	Elektrische Energie im Hochbau, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, Zürich, Ausgabe 2006.
[SLG 1989]	Schweizerische Lichttechnische Gesellschaft (SLG/USL), Innenraumbeleuchtung mit Tageslicht, SEV 8911.1989 SEV / VSE, Zürich, 1989.



Anhang

A Dokumentation des Simulationsmodells

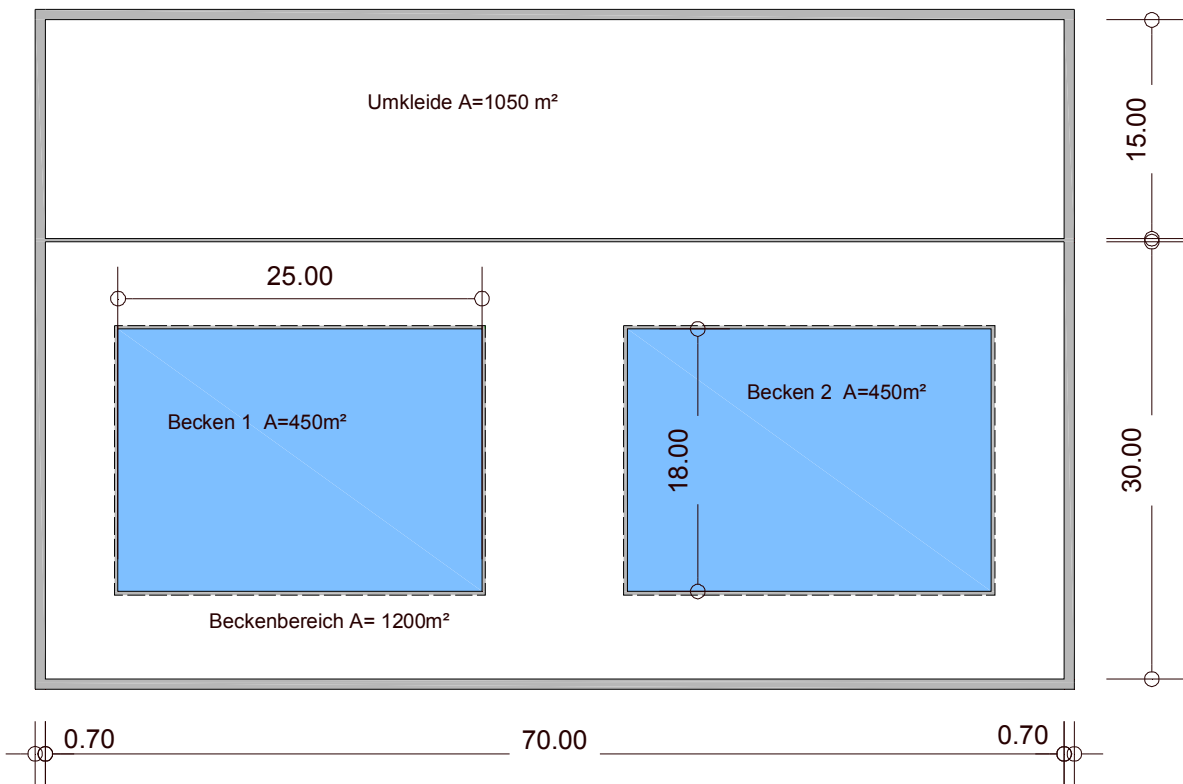
A.1 Allgemeines

Für die dynamische Gebäudesimulation wurde ein einfaches Modell einer kompakten Schwimmhalle verwendet. Die Abbildungen in den folgenden Abschnitten zeigen die Ansichten sowie Querschnitte und den Grundriss der Halle. Es handelt sich um ein kompaktes, teilweise unterkellertes Gebäude mit verglasten Flächen in alle Himmelsrichtungen. Die Halle enthält zwei Schwimmbecken mit je 25 m Länge bzw. einer gesamten Wasseroberfläche von 900 m². Wasserattraktionen wurden zunächst nicht berücksichtigt. An die Nordseite der Halle grenzt der Eingangs- und Umkleidebereich an. Von Interesse sind jedoch nur die Verhältnisse in der Schwimmhalle, der Umkleidebereich wurde im Rahmen dieser Untersuchung daher nicht im Detail betrachtet.

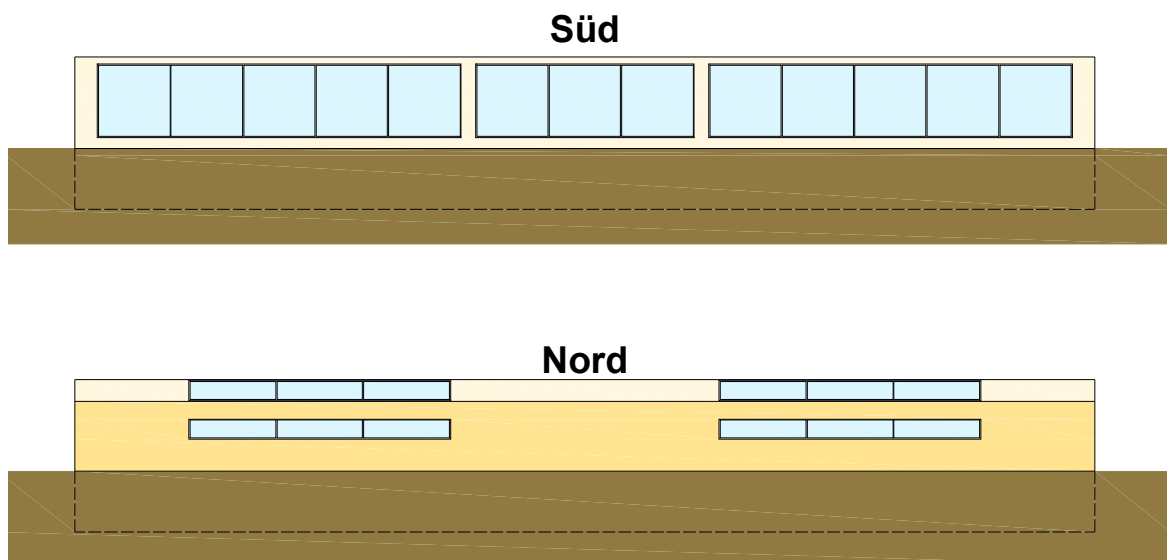
Betriebszeiten: Täglich 6 bis 22 Uhr

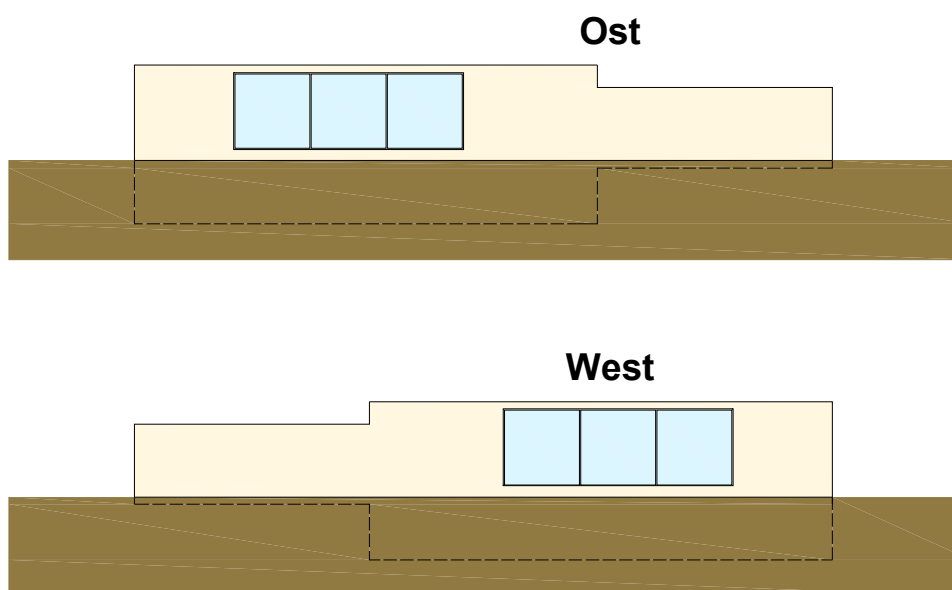
Tägliche Besucherzahl: 600 Personen

A.2 Grundriss



A.3 Ansichten





A.4 Zoneneinteilung

- Zone 1 = Halle
- Zone 2 = Becken 1
- Zone 3 = Becken 2
- Zone 4 = Keller
- Zone 5 = Umkleide

A.5 Bauteile

Außenwand				
U-Wert des Bauteils [W/(m²K)]			0.106	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Außenputz	1.5	1900	0.85	0.8
Polystyrol-Hartschaum 035	30	30	1.8	0.035
Ziegelmauerwerk 1400	36.5	1400	0.836	0.58
Zementputz	1.5	2000	1.05	1.4



Dach				
U-Wert des Bauteils [W/(m ² K)]			0.111	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Betondachsteine	4	2400	1.08	2.3
Luftschicht horizontal	2	42	0.272	0.12
Polystyrol-Hartschaum 035	30	30	1.8	0.035
Spanplatte	1.3	600	1.98	0.13

Bodenplatte				
U-Wert des Bauteils [W/(m ² K)]			0.129	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Styrodur	30	33	1.5	0.04
Normalbeton	20	2400	1.08	2.1

Kellerwand				
U-Wert des Bauteils [W/(m ² K)]			0.129	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Styrodur	30	33	1.5	0.04
Normalbeton	17.5	2400	1.08	2.1

Beckenaufbau				
U-Wert des Bauteils [W/(m ² K)]			2.638	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m ³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Normalbeton	25	2400	1.08	2.1



Trennwand				
U-Wert des ungedämmten Bauteils [W/(m²K)]			2.742	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Zementputz	1.5	2000	1.05	1.4
Normalbeton	17.5	2400	1.08	2.1
Polystyrol-Hartschaum 035	0 / 20	30	1.8	0.035
Zementputz	1.5	2000	1.05	1.4

Zwischendecke				
U-Wert des ungedämmten Bauteils [W/(m²K)]			2.566	
U-Wert des gedämmten Bauteils [W/(m²K)]			0.167	
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärme- kapazität c [kJ/(kgK)]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Zementputz	1.5	2000	1.05	1.4
Normalbeton	25	2400	1.08	2.1

A.6 Fenster

Im Folgenden sind die Fenster- und Fensterrahmeneigenschaften aufgelistet. Die Tabelle beschreibt die Größen der verglasten Flächen auf den einzelnen Fassaden.

U-Wert	=	0,7 W/(m²K)
g-Wert	=	0,5 bzw. 0,25 bei Sonnenschutzverglasung
ΨEinbau	=	0,04 W/(mK)
ΨGlasrand	=	0,038 W/(mK)

Fassade	Verglaste Fläche (m²)		Verglasungsanteil	
	Variante 1	Variante 2	Variante 1	Variante 2
Nord (Umkleide)	75		23 %	
Nord	75		53 %	
Ost	0	75	-	37 %
Süd	250	325	54 %	70 %
West	0	75	-	37 %



A.7 Lüftung

Die Simulation enthält zwei Modelle für die Führung der Luftvolumenströme: In einer Variante werden alle Volumenströme der verschiedenen Zonen (Halle, Umkleide, Keller) vermischt und über ein großes zentrales Lüftungsgerät mit Wärmerückgewinnung geführt. Das zweite Modell hingegen enthält zwei getrennte Lüftungsgeräte. Hier wird die Hallenbelüftung vom restlichen Lüftungskonzept getrennt betrachtet. In diesem Fall kann die Wärmerückgewinnung für die Zonen 4 und 5 (Keller, Umkleide) per Sommerbypass zwischen Mai und September umgangen werden. Die effektiven trockenen Wärmebereitstellungsgrade beider Wärmetauscher beträgt 85 %.

In der Schwimmhalle (Zone 1) richtet sich der Außenvolumenstrom nach den Feuchteverhältnissen, er wird in jedem Zeitschritt neu berechnet um die gewünschte Hallenfeuchte zu halten. Die Begrenzungen für den maximalen und minimalen Außenluftvolumenstrom wurden nach den Anforderungen der DIN 2089 ausgelegt (Maximal: Auslegungsvolumenstrom der Lüftungsanlage nach DIN 2089; Minimal: 30% des Auslegungsvolumenstroms bzw. 15% wenn die Schadstoffkonzentration dies zulässt). Soll die Entfeuchtung *nicht* ausschließlich über die Außenluft erfolgen, so wird der Halle während den Öffnungszeiten durchgängig der minimal erforderliche Außenluftvolumenstrom zugeführt. Außerhalb der Öffnungszeiten findet in diesem Fall kein Luftaustausch zwischen der Halle und der Außenluft statt. Die Hallenluft wird aktiv entfeuchtet, um das gewünschte Feuchtniveau zu erreichen.

In der Umkleide (Zone 5) und dem Keller (Zone 4) sind während den Öffnungszeiten konstante Luftwechselraten von jeweils $0,4 \text{ h}^{-1}$ und $0,2 \text{ h}^{-1}$ angesetzt. Zusätzlich wird im Umkleidebereich (Zone 5) der nach DIN 2089 erforderliche Volumenstrom für die Duschen zu- und abgeführt. Nachts findet in diesen Zonen kein mechanischer Luftwechsel statt.

In allen belüfteten Zonen kommt durchgängig eine Infiltration durch die Undichtheit des Gebäudes hinzu, welche mit einem n_{50} -Wert von ca. $0,6 \text{ h}^{-1}$ berücksichtigt wurde. Eine zusätzliche Lüftung über die Fenster wurde zunächst nicht angesetzt, wobei dieser Effekt im Falle von Überhitzung im Sommer gegebenenfalls in einer weiteren Studie untersucht werden sollte.

Zwischen der Schwimmhalle und den Umkleiden findet bedingt durch den Personenverkehr ein Luftaustausch statt. Dieser wird mit einem mittleren Austausch von $1250 \text{ m}^3/\text{h}$ während den Öffnungszeiten berücksichtigt.



A.8 Heizung und Kühlung

Die folgenden Soll-Temperaturen gehen aus der DIN 2089 hervor. Die Schwimmhalle (Zone 1) wird auf 32 °C beheizt, während die Becken (Zonen 2 & 3) durch aktive Beheizung oder ggf. Kühlung mit einer konstanten Temperatur von 28 °C simuliert werden. Die Solltemperatur des angrenzenden Eingangs- bzw. Umkleidebereiches (Zone 5) liegt bei 24 °C. Ausschließlich der Keller wird im Modell nicht aktiv gekühlt oder geheizt, da es hier keine konkreten Anforderungen an die Temperaturverhältnisse gibt.

Der Heizbedarf des nachfließenden Frischwassers wird in der Simulation nicht berücksichtigt.

A.9 Interne Wärmegewinne

Es wurde von einer Beleuchtungsstärke von 200 lux ausgegangen, sowohl in der Schwimmhalle als auch im Umkleidebereich. Dies entspricht einer Leistung von 7,2 W/m². Im Umkleidebereich (Zone 5), bei einer durchschnittlichen täglichen Beleuchtungszeit von 8 Stunden wegen geringer Tageslichtnutzung, ergibt sich eine mittlere Leistung von 3,6 W/m². Für die Halle (Zone 1) wird eine sehr gute Tageslichtnutzung vorausgesetzt, so dass die Beleuchtung nur in den Morgen- und Abendstunden benötigt wird. Somit liegt die Berechnung des Heizwärmebedarfs eher auf der sicheren Seite. Es wurde zwischen den Sommer- und Wintermonaten differenziert, mit 3 Beleuchtungsstunden während den Sommermonaten und 8 Stunden im Winter.

Im Umkleidebereich (Zone 5) wurde zusätzlich eine mittlere Leistung von 1,9 kW für die sich dort aufhaltenden Personen gerechnet.

Im Keller (Zone 4) bestehen die internen Wärmegewinne aus der Wärmeabgabe der installierten Pumpen. Bei einer elektrischen Pumpeneffizienz von 80 % ergibt sich eine mittlere Wärmeabgabe von durchgängig 4,2 kW.

A.10 Verdunstung / Feuchtequellen

Die verdunstende Wassermenge der Schwimmbecken wurde nach VDI 2089 berechnet. In der folgenden Tabelle sind alle verwendeten Wasserübergangskoeffizienten aufgelistet. Die Verdunstungsenthalpie wird zu 100 % oder 80 % dem Wasser entzogen (zwei Varianten).



		Wasserübergangs- koeffizient [m/h]
Während den Öffnungszeiten	Durchgängig benutztes Becken	28
	Reduzierte Verdunstung	14
Außerhalb der Öffnungszeiten	Unbedeckte Wasseroberfläche	7
	Bedeckte Wasseroberfläche	0,7

Im Umkleidebereich sind die Duschen als Feuchtequelle mit durchschnittlich 20 kg/h Wasserverdunstung berücksichtigt (Abschätzung).

A.11 Verschattung

Es wurde keine Verschattung des Gebäudes berücksichtigt. Für die Fensterflächen wurde keine außenliegende Verschattung angesetzt.

A.12 Klima

Verwendet wurden am PHI vorliegende Datensätze des Testreferenzjahres [DWD] der Regionen 4 (Berlin), 5 (Essen), 12 (Frankfurt) und 13 (Muenchen).



B Vergleichsmodell EnEV

B.1 Bauteile

Außenwand

U-Wert des Bauteils [W/(m²K)]			0.427
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Außenputz	1.5	1900	0.8
Dämmung	8	30	0.040
Stahlbeton	36.5	2400	2.1
Zementputz	1.5	2000	1.4

Dach

U-Wert des Bauteils [W/(m²K)]			0.44
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Stahlbeton	30	2400	2.3
Dämmung	8	30	0.040

Bodenplatte

U-Wert des Bauteils [W/(m²K)]			0.349
Material	Dicke d [cm]	Dichte ρ [kg/m³]	Wärmeleit- fähigkeit λ [W/(mK)]
Estrich	6	2000	1.4
Dämmung	4	30	0.04
Stahlbeton	30	2400	2.1
Dämmung	6	30	0.04

B.2 Fenster

Im Folgenden sind die Fenster- und Fensterrahmeneigenschaften aufgelistet. Die folgende Tabelle beschreibt die Größen der verglasten Flächen auf den einzelnen Fassaden.

U-Wert = 1,2 W/(m²K)
g-Wert = 0,6



Fassade	Verglaste Fläche (m²)
Nord Umkleide	75
Ost	75
Süd	300
West	75

B.3 Lüftung

Das Lüftungsgerät besitzt einen Wärmeübertrager mit 75 % Wärmerückgewinnung. Die Luftmengen sind entsprechend der VDI 2089 für eine Hallenfeuchte von 14,3 g/kg ausgelegt. Zusätzlich zum erforderlichen Außenluftstrom wird ein Umluftstrom zur besseren Durchspülung der Halle vorgesehen. Die Stromeffizienz der Ventilatoren wird mit 0,9 Wh/m³ entsprechend den geltenden Anforderungen angenommen.