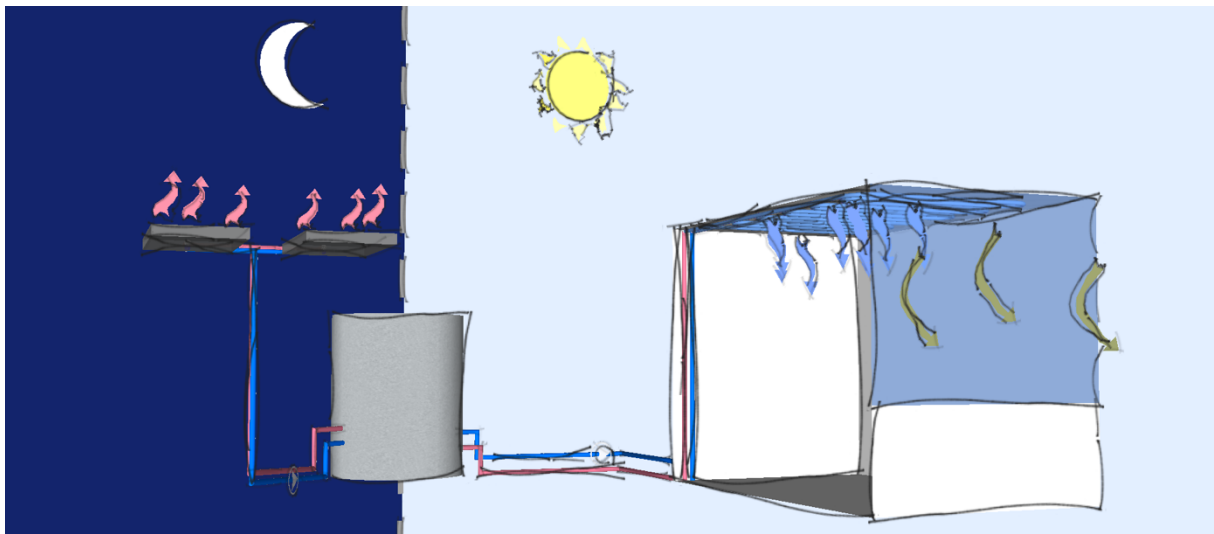


Masterarbeit am Lehrstuhl für energieeffizientes und nachhaltiges Planen und Bauen

Radiative Cooling im kühlgemäßigten Klima in Süddeutschland am Beispiel München



Technische Universität München
Lehrstuhl für energieeffizientes und nachhaltiges Planen und Bauen
Prof. Dr.-Ing. Werner Lang

Betreuer:

Daniel Kierdorf, M.Sc.

Autor:

Melih Pürnak, B.Eng.

Abgabedatum:

09.06.2017

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	4
Abkürzungs- und Indexverzeichnis	5
1 Einleitung	6
1.1 Motivation	6
1.2 Ziel und Gang der Arbeit.....	6
2 Energiespeicher – Definition, Nutzen und Anlagekombinationen zur Kälteerzeugung und -speicherung	7
2.1 Sensible Thermische Energiespeicher – Kältespeicher	9
2.2 Radiative Cooling – Theorie und Stand der Forschung/Technik	10
2.2.1 Passive Kälteerzeugung durch Strahlungskälte – Theorie und Funktionsprinzip	11
2.2.2 Radiative Cooling – aktuelle Forschungsprojekte.....	13
3 Hypothesen.....	17
4 Methodik	18
4.1 Beschreibung des Untersuchungsobjekts	18
4.1.1 Einstellpunkte und Nutzerverhalten	19
4.1.2 Standort und Klimaanalyse.....	20
4.1.3 Bautechnik	22
4.2 Kühllastberechnung	28
4.2.1 Kühllastberechnung nach VDI 2078 – Kurzverfahren.....	28
4.2.2 Kühllastberechnung nach VDI 2078 – EDV-Verfahren	30
4.2.3 Vergleich der Ergebnisse aus dem Kurz- und EDV-Verfahren	32
4.3 Auslegung des thermischen Speichers	33
4.4 Dynamisch thermische Simulation des Untersuchungsobjekts mit TRNSYS	34
4.4.1 Beschreibung und Modellierung des Anlagenkonzepts zur Kälteversorgung.....	34
4.4.2 Versuchsaufbau und Simulation des Kühlungskonzepts	37
4.4.3 Optimierung der Simulationsparameter mit Genopt	39

5	Interpretation der Ergebnisse	44
5.1	Simulationen i bis vi	44
5.2	Simulationen vii bis ix	46
5.3	Simulationen x bis xiii	48
5.4	Simulationen xiv bis xviii	51
5.5	Simulationen xix bis xxii	52
5.6	Simulationen mit Optimierung aller Variablen.....	54
5.7	Erkenntnisse aus den Simulationen	56
6	Falsifizierung und Verifizierung der Forschungshypothese	60
7	Energetische Bewertung und Einordnung in den Stand der Forschung.....	61
8	Fazit / Ausblick.....	63
9	Literaturverzeichnis.....	65
10	Abbildungsverzeichnis	68
11	Tabellenverzeichnis	70
12	Gleichungsverzeichnis	71
13	Anhangsverzeichnis und Daten-DVD	72

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
G	Gradstunden	Kh
η	Wirkungsgrad	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/h
P	Leistung	W
p	Druck	N/m^2 od. bar
ρ	Dichte	kg/m^3
Q	Energiemenge, Aufwand	Wh
\dot{Q}	Wärmestrom	W
T	Temperatur	$^{\circ}C$ od. K
t	Zeit	s
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/h

Abkürzungs- und Indexverzeichnis

Symbol	Bedeutung
abs	absolut
AUL	Außenluft
DK	Deckenkühlung
EFH	Einfamilienhaus
el	elektrisch
EZP	Ein-/Zweipunkt
fl	Fluid
PCM	Phase Change Material
peak	Spitzenleistung von Photovoltaikmodulen
PVT	Photovoltaik-Thermischer Kollektor
rel	relativ
RL	Rücklauf
SSV	Sonnenschutzverglasung
TES	Thermischer Energiespeicher
TESS	Thermal Energy System Specialists, eine Erweiterung für TRNSYS
TRNSYS	A Transient System Simulation Program
TRY	Testreferenzjahr
VL	Vorlauf
WSV	Wärmeschutzverglasung
0	bezogen auf Kälte bzw. Kühllast

1 Einleitung

1.1 Motivation

In Europa können ca. 50 % des Endenergieverbrauchs dem Wärme- und Kältesektor zugeordnet werden. Im Jahr 2010 betrug der Bedarf dieser Sektoren in Deutschland etwa 1430 TWh, der vor dem Strom- und Verkehrssektor, den größten sektoralen Bedarf darstellt (Sternier & Stadler, 2014, S. 120 & 535). Des Weiteren wird allein durch die Kältetechnik ca. 14 % des deutschen Elektroenergiebedarfes benötigt und hierdurch 5 % der bundesweiten direkten und indirekten Treibhausgasemissionen erzeugt (Umweltbundesamt, 2014, S. 5). Die Konditionierung von Gebäuden und die Bereitstellung von Kälte spielt insofern eine wichtige Rolle bei der nachhaltigen Entwicklung der energetischen Versorgung und der dadurch erzeugten Emissionsabgabe an die Umwelt. Die Bedarfsreduzierung, sowie die einheitliche energieeffiziente Erzeugung der benötigten Energie bzw. Konditionierung ist das Thema der kommenden Generationen, deren Tätigkeit durch den Bausektor bestimmt wird. Eine besonders energieeffiziente Bereitstellung von Kälte für die Klimatisierung von Räumen, ohne die Verwendung konventioneller Kälteerzeugung, soll daher in dieser Arbeit vorgestellt und untersucht werden.

1.2 Ziel und Gang der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit soll im Kontext der energieeffizienten Versorgung eines Bürogebäudes, das Untersuchungsobjekt Einzelbüro betrachtet werden. Hierbei handelt es sich um ein Einzelbüro mit passivhausähnlichem Baustandard am Standort München. Die Zielsetzung der Arbeit ist die Konzipierung und Untersuchung einer Kälteversorgung, die durch passive Gebäudetechnik eine nachhaltige Kühlung des betrachteten Objekts ermöglichen soll. Hierzu werden zu Beginn der Arbeit Speichertechniken, insbesondere thermische Energiespeicher (TES) und die Theorie des „Radiative Cooling“ (Kälteerzeugung durch nächtlichen Strahlungsaustausch einer Kollektorfläche mit dem Himmel bzw. Strahlungskälte) vorgestellt und aktuelle Ergebnisse aus der Forschung wiedergegeben. Nach einer Klimadatenanalyse und Kühllastberechnung für das Einzelbüro wird ein Anlagenkonzept entworfen und in TRNSYS modelliert. Der Hauptteil der Arbeit befasst sich mit der Analyse und Bewertung dieses Anlagenmodells, welches in mehreren Simulationsreihen mit verschiedenen Konfigurationsparametern erprobt wird. Schließlich werden die Erkenntnisse aus den Simulationen festgehalten und die Ergebnisse dieser Arbeit mit denen aus der Forschung verglichen. Die Bewertung der Tauglichkeit des Radiative Coolings am Standort München, sowie die damit verbundenen Möglichkeiten und Grenzen werden im Fazit-/Ausblickteil der Arbeit behandelt.

2 Energiespeicher – Definition, Nutzen und Anlagekombinationen zur Kälteerzeugung und -speicherung

Besteht zwischen der Erzeugung bzw. der Energieumwandlung und deren Verwendung eine zeitliche Differenz, so kommen in der Energietechnik häufig Speicher zum Einsatz, um wertvolle Energie (bzw. den nutzbaren Exergie Anteil der Energie) für eine spätere Verwendung zu bevorraten. (Sterner & Stadler, 2014, S. 43) definieren den Energiespeicher als eine energetische Einrichtung, welche die drei folgenden Prozesse beinhaltet: Einspeichern (Laden), Speichern und Ausspeichern (Entladen).

Die Exergie ist dabei der Anteil der Energie, der unter Umgebungsbedingungen uneingeschränkt in andere Energieformen umgewandelt werden kann (Sterner & Stadler, 2014, S. 539). Der nicht nutzbare Anteil der Energie wird dabei als Anergie bezeichnet. So ergibt sich folgende thermodynamische Definition für die Zusammensetzung der nutzbaren und nicht nutzbaren Anteile der Energie:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie}$$

Betrachtet man unter diesem Aspekt die Speicherung in einem thermischen Energiespeicher, entstehen im Allgemeinen keine Energieverluste, denn es gilt der thermodynamische Hauptsatz, dass Energie erhalten bleibt. Die nutzbare Exergie wird bei gleichbleibendem Energieinhalt in Anergie umgewandelt und kann für die vorgesehene Anwendung nicht mehr verwendet werden.

In Bezug auf die energetische Bewertung von Gebäuden wäre die Exergie Betrachtung ebenfalls sinnvoll. So werden nach der DIN V 18599 Energiebilanzen aufgestellt. Diese rein quantitative Betrachtung beinhaltet jedoch nicht die Qualität (Exergieanteil) der jeweiligen Energiemengen (Kalz & Koenigsdorff, 2016, S. 3). Die energetische Versorgung von Gebäuden würde wesentliche Effizienzgewinne erfahren, könnte man die Energiequalitäten innerhalb der Gebäude- oder sogar auf der Quartiersebene einfacher aufeinander abstimmen. Beispielsweise ist die entstehende Abwärme eines Technikraums durchaus als mögliche Wärme- / Energiequelle für eine Bauteilaktivierung nutzbar. Wird diese Kombination genutzt, kann auf einen unnötigen Exergie Verbrauch für die Aufbereitung des Heizwassers verzichtet werden. „Je besser das Temperaturniveau der Wärmequelle dem der Nutzung entspricht, desto niedriger ist der Exergieinsatz“ (Kalz & Koenigsdorff, 2016, S. 3). Dies senkt neben dem Exergiebedarf auch den in Summe eingesetzten Energiebedarf. Im Folgenden werden verschiedene Technologien zur Energiespeicherung vorgestellt. Der Fokus dieser Arbeit liegt

bei den sensiblen thermischen Energiespeichern, weshalb die Ausführung der anderen Technologien beschränkt ist.

Überblick über die Technologien zur Energiespeicherung, nach (Neupert, et al., 2009, S. 35):

- **Chemische Speicher:**
Elektrochemische Speicher, Stoffliche Energieträger, Chemische Speicher für stoffliche Energieträger, Thermochemische Speicher
- **Thermische Speicher:**
Latentwärmespeicher, Kapazitive („sensible“) Wärmespeicher
- **Elektrische/Elektromagnetische Speicher:**
Elektrochemische Kondensatoren, Supraleitende Spulen
- **Mechanische Speicher:**
Druckluftspeicher, Pumpspeicherkraftwerke, Schwungräder, Mechanische Speicher für stoffliche Energieträger

Ein wesentlicher Anteil der heutigen weltweiten Energiebereitstellung liegt in der Nutzung chemisch gebundener Energie. Zu den stofflichen Energieträgern zählen hier u.a. alle fossilen Energieträger. Durch deren Verbrennung bzw. Oxidierung, können immens hohe Energiemengen freigesetzt werden. Ein bedeutender Schritt in der Energietechnik wäre daher die Entwicklung und Nachbildung dieser hohen Energiespeicherdichten bei neuen Speichertechnologien, die durch regenerative Energiequellen beladen werden können.

Auch wenn die Aufmerksamkeit der Presse und dadurch der Allgemeinheit bei der Energiewende bei der elektrischen Energiegewinnung und –speicherung liegt, ist bei der thermischen Speichermöglichkeit ein hohes Potential vorhanden. Als Beispiel wird in (Hauer, Braun, Gils, Laing, & Gschwander, 2013) die Möglichkeit zur Speicherung von Kälteenergie in deutschen Haushalten genannt. Durch Latentkältespeicher in Kühlschränken könnte man in Zeiten hoher Leistungsabgaben erneuerbarer Energien z.B. den Kältebedarf des Kühlschranks für einen halben Tag speichern, welches einer elektrischen Last von 1 GW für 4 h entspricht (Dieser Betrachtung liegt die Annahme zu Grunde, dass von ca. 70 Mio. Kühlschränken in Deutschland 20 Mio. mit einem Latentkältespeicher ausgerüstet wären). Verglichen mit dezentralen elektrischen Speichern mit einer Speichergroße von 4 GWh, wäre der ökonomische Aufwand um ein vielfaches höher, vgl. (Hauer, Braun, Gils, Laing, & Gschwander, 2013, S. 92).

Im Bereich der sensiblen thermischen Speicher ist die Technik durch die relativ häufige Anwendung und Integration von thermischen Speichern in Anlagensystemen bereits sehr aus-

Radiative Cooling im kühlgemäßigten Klima in Süddeutschland am Beispiel München

gereift. In nahezu jeder Anlageninstallation befinden sich verschiedene Arten von sensiblen thermischen Speichern: Wärmepufferspeicher in Wohngebäuden, Kombispeicher für Heiz- und Trinkwarmwasser, Kaltwasserpufferspeicher zur Reduzierung der Kompressor Starts bei der Kompressionskälte usw.

2.1 Sensible Thermische Energiespeicher – Kältespeicher

Bei einem sensiblen TES wird die Energie durch die Veränderung der Temperatur des Mediums gespeichert. Die Temperaturerhöhung bzw. der Temperaturabfall verhält sich dabei linear zur Energiezunahme bzw. –abnahme. Die Veränderung der Energiemenge im Speichermedium führt direkt zu einer „fühlbaren“ (sensiblen) Temperaturveränderung. Im Gegensatz dazu ist bei einer latenten Energiespeicherung eine Veränderung der Temperatur nicht wahrnehmbar (z.B. Phase Change Materials – PCM). Dies lässt sich am Beispiel von Wasser, das das am meisten verwendete Speichermedium ist, gut erklären. Zwischen dem Gefrierpunkt von 0 °C und dem Siedepunkt von 100 °C ist es möglich mit Wasser sensibel zu speichern. Steigt die Anwendungstemperatur auf 100 °C so muss eine Verdampfungsenthalpie aufgewendet werden, um den Aggregatzustandswechsel zu vollziehen. Die Energie wird ab diesem Zeitpunkt latent gespeichert. Eine fühlbare bzw. messbare Temperaturveränderung ist im siedenden Medium nicht feststellbar. Sensible thermische Speicher besitzen dabei im Vergleich zu latenten und thermochemischen Speichern eine eher geringe Energiedichte, da (wie im vorherigen Beispiel) die Temperaturgrenzen (0 bis 100 °C bei Wasser) und die spezifische Wärmekapazität die begrenzenden Faktoren sind (Sternier & Stadler, 2014, S. 542). So besitzt ein Kaltwasserspeicher eine spezifische Speicherkapazität von $\sim 7 \text{ kWh/m}^3$ (bei $\Delta T = 6 \text{ K}$) und im Vergleich dazu ein Eisspeicher als Eisbank- oder Eiskugelsystem $\sim 53 \text{ kWh/m}^3$ (Hilligweg & Hofmann, 2003, S. 29).

Beim Einsatz von sensiblen thermischen Speichern im Bereich der Gebäudetechnik wird wie erwähnt zum größten Teil Wasser als Speicher- und Wärmeträgermedium verwendet. Wasser als einfach zu beschaffendes Medium besitzt sowohl wesentliche technische, als auch ökologische Vorteile. Es ist einfach zu handhaben und ist ökologisch Unbedenklich. Die volumetrische ($4175 \text{ kJ/m}^3\text{K}$) als auch (massen-) spezifische Wärmekapazität ($4,19 \text{ kJ/kgK}$) ist bei Wasser im Vergleich mit anderen Medien besonders hoch (Sternier & Stadler, 2014, S. 542 f.). Die temperaturabhängige Dichte führt zur Schichtung und damit verschiedenen nutzbaren Temperaturniveaus in einem Speicher. Als natürlicher Kälteüberträgerstoff bzw. Speichermedium ist Wasser daher im Vergleich mit synthetischen Wärmeträgerstoffen mit dessen

thermophysikalischen Eigenschaften und der ökologischen Unbedenklichkeit herausragend (vgl. (Urbaneck, 2012, S. 151)). Lediglich die Art und Konstruktion der Bevorratung des Speichermediums ist mit einem höheren ökologischen als auch ökonomischen Aufwand verbunden.

Pufferspeicher können sowohl als kurzzeitige, als auch langzeitige TES verwendet werden. Besonders bei langzeitigen, also saisonalen thermischen Speichern ist die Speicherdämmung zur Umgebung, sowie das Oberflächen/Volumen-Verhältnis (A/V) entscheidend. Weitere Technologien zur Langzeitspeicherung mit Wasser, wie Aquifer-, Kavernen-, Erdwärmensonden-, Erdwärmekollektoren-, Kies/Wasser- oder Erdreich/Wasser-Speicher, vgl. (Sterner & Stadler, 2014, S. 543) werden zur Vollständigkeit genannt, sind für das Thema dieser Arbeit aber nicht relevant und werden daher nicht weiter ausgeführt.

In der Kälteversorgung liegen die Speicher- bzw. Anlagenbetriebstemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur. Deshalb ist ein Exergiefluss von der Kälteerzeugung in Richtung des Verbrauchers vorhanden (Urbaneck, 2012, S. 5). Die Temperaturniveaus werden in (Sterner & Stadler, 2014, S. 535) für verschiedene Anwendungen folgendermaßen angegeben: Raumklimatisierung 6 bis 18 °C; Lebensmittelkühlung 5 bis 8 °C, Gefrieren von Lebensmittel -18 °C.

2.2 Radiative Cooling – Theorie und Stand der Forschung/Technik

Die architektonische Gestaltung von Neubauten in unserer Gegenwart setzt immer häufiger auf großflächig angelegte Glasfassaden oder ähnliche transparente Außenbauteile. Vor allem in Bürogebäuden wird durch die visuelle Verbindung nach außen eine bessere Arbeitsatmosphäre geschaffen, die zudem durch die Maximierung der Tageslichtausbeute im Raum den Einsatz der künstlichen Beleuchtung verringert (Lorenz & Tallavania, 2015, S. 43). Jedoch wird durch den höheren Anteil an Glasflächen auch der solare Energieeintrag in den Raum begünstigt. Hierdurch wird die Kühllast des Raumes gesteigert. Für uneingeschränkte Raumkonditionen muss daher in der Kühlperiode ein höherer anlagentechnischer Aufwand betrieben werden. Dieser ist wiederum mit höheren Energieeinsätzen verbunden.

Nach aktuellem Stand der Technik ist es jedoch möglich in Zeiten höherer Kühllasten, die mit höheren solaren Einstrahlungen verbunden sind, die Kühlung der Gebäude durch die solare Energie zu ermöglichen. Die weitverbreitete Kompressionskühlung kann hier beispielsweise durch eine Photovoltaikanlage unterstützt werden, wodurch die nötige elektrische Energie für den Betrieb der Kompressionskühlung durch photovoltaikgenerierten Strom zur Verfügung

gestellt werden kann. Eine weitere Möglichkeit besteht darin die Sonneneinstrahlung als thermische Energiequelle zu nutzen und die einfallende solare Energie als Wärmequelle für die Absorptionskühlung zu nutzen. Zu diesen aktiven Varianten, bei denen die Kälteerzeugung mit einem größeren anlagentechnischen Aufwand verbunden ist, existieren auch passive Methoden, mit denen Kälte erzeugt werden kann. Neben dem geringeren energetischen Herstellungsaufwand für die Produktion der Anlagenteile, sowie den ökonomischen Einsparungen und weiteren Aspekten, ist auch die Nachhaltigkeit dieser Techniken ein großer Vorteil. In diesem Zusammenhang wird die Kälteerzeugung mittels Radiative Cooling bzw. Strahlungskälte im Folgenden vorgestellt und beschrieben.

2.2.1 Passive Kälteerzeugung durch Strahlungskälte – Theorie und Funktionsprinzip

Eine Art der passiven Kälteerzeugung ist die Möglichkeit die Temperatur des Himmels zu nutzen. Das Prinzip beruht dabei auf dem Strahlungsaustausch zweier Oberflächen unterschiedlicher Temperatur. Die Strahlungsleistung eines Körpers nimmt nach dem Boltzmann'schen Gesetz um die vierfache Potenz (Lehrstuhl für Thermodynamik TUM, 2014) seiner Temperatur zu. Die emittierte Strahlung eines Objektes in Umgebungstemperatur ist dabei immer höher, als die des Nachthimmels, die in diesem Fall als zweite Oberfläche sehr niedriger Temperatur angesehen wird. Für die Ermittlung der Himmelstemperatur existieren verschiedene Ansätze. Meist ist eine Annäherung durch die Umgebungstemperatur schon ausreichend. Für eine genauere Ermittlung kann nach dem (Lehrstuhl für Thermodynamik TUM, 2014) folgender Ansatz von Berdahl und Martin verwendet werden, bei dem u.a. die unterschiedlichen Strahlungseigenschaften eines schwarzen Nachthimmels und die eines blauen Taghimmels berücksichtigt werden, vgl. (Eicker & Dalibard, 2011, S. 12):

$$T_{sky} = T_{\infty} \cdot [0,711 + 0,0056 \cdot t_{Tp} + 0,000073 t_{Tp}^2 + 0,013 \cdot \cos(15 \cdot t)]^{0,25} \quad (1)$$

Mit:

- T_{sky} – Himmelstemperatur [°C]
- T_{∞} – Umgebungstemperatur [°C]
- t_{Tp} – Taupunkttemperatur der Umgebungsluft [°C]
- t – die Zeit in Stunden nach Mitternacht [h]

In Summe erhält das Objekt mit der höheren Temperatur eine geringere Strahlungsleistung zurück als es emittiert und erfährt durch diesen physikalischen Effekt eine Abkühlung. Eine in den Nachthimmel ausgerichtete Fläche kann dadurch Temperaturen unterhalb der Umge-

bungstemperatur erreichen. Diese Strahlungskälte kann als eine passive Art der Kälteerzeugung in der Gebäudetechnik genutzt werden. Solarkollektoren wie etwa Flachkollektoren können durch den nächtlichen Betrieb als Wärmesenken dienen. Je nach Anlagenkonzept kann die erzeugte Kälte beispielsweise in Kaltwasserspeichern für Zeiten höherer Wärmelasten gespeichert werden. Anders als bei Solarkollektoren die zu Heizzwecken betrieben werden, kann jedoch der thermo-siphonische Zirkulationseffekt durch den Dichteunterschied des Wärmeträgermediums nicht genutzt werden und eine erzwungene Zirkulation durch Pumpen ist vorausgesetzt. Der Grund sind niedrige Temperaturdifferenzen die bei der Strahlungskühlung erreicht werden. In ariden Zonen (Israel), auf die sich die Arbeit von (Erell & Etzion, 2000) bezieht, werden nur Temperaturen zwischen 15-25 °C erreicht. Die erzielte Kühlleistung hängt dabei u.a. wesentlich vom Wärmeträgermassenstrom ab, der durch die Pumpe erzeugt wird. (Erell & Etzion, 2000) untersuchen die Kühlleistung von herkömmlichen Flachkollektoren, die zum Heizen konzipiert sind, unter klimatisch arider Umgebung. Für die rechnerische Abschätzung der Kühlleistung der Flachkollektoren verwenden Erell und Etzion als Grundlage die Gleichung nach (Duffie & Beckman, 2013, S. 262) für den Wärmegewinn von Flachkollektoren:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L n W F' y}{\dot{m} c_p}\right) \quad (2)$$

Mit:

- T_f – Fluidtemperatur [°C]
- T_{fi} – Fluidtemperatur am Kollektoreintritt [°C]
- y – Abstand vom Einlass [m]
- T_a – Umgebungstemperatur [°C]
- S – absorbierte solare Energie [W/m²]
- U_L – Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten [W/m²K]
- n – Anzahl der Rohre
- W – Abstand zwischen den Rohren [m]
- F' – Kollektoreffizienz
- \dot{m} – Massenstrom im Kollektor [kg/s]
- c_p – spezifische Wärmekapazität [kJ/kgK]

Für die Berechnung der Strahlungskälte wird der solare Wärmegewinn S aus der Gleichung (2) durch einen Ausdruck für die Wärmeverluste durch Strahlung ersetzt. Die Strahlungsverluste lassen sich durch das Boltzmann'sche Gesetz und den Temperaturen für

die Umgebung, den Kollektor, sowie der Himmelstemperatur berechnen, diese wird von (Erell & Etzion, 2000, S. 298) wie folgt angegeben:

$$R_{net} = 4\epsilon\sigma T_{air}^3 (T_{rad} - T_{sky}) \quad (3)$$

Mit:

- R_{net} – Wärmeverlust durch Strahlung [W/m^2]
- ϵ – Emissionsgrad der Kollektoroberfläche [-]
- σ – Stefan-Boltzmann-Konstante [$5,67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$]
- T_{air} – Umgebungstemperatur der Luft [K]
- T_{rad} – Temperatur des strahlenden Körpers [K]
- T_{sky} – äquivalente Himmelstemperatur [K]

Die beschriebene Berechnungsmethode nach (Erell & Etzion, 2000) zur Ermittlung der Kälteleistung durch die Nutzung des Radiative Cooling wird im Rahmen dieser Arbeit anhand von Rechenbeispielen, die Anhang 1 zu entnehmen sind, betrachtet.

Die rechnerische Leistungsermittlung wird in (Erell & Etzion, 2000) anschließend mit experimentellen Leistungsanalysen verglichen. Für eine bessere Nutzung der Strahlungskühlung, werden die Flachkollektoren modifiziert. Hierzu wird die Glasabdeckung auf der Oberseite des Moduls entfernt, um größere Wärmeverluste der dadurch ermöglichten Konvektion zu erzielen. Auch die Wärmedämmung des Moduls wird entfernt, um ebenfalls größere Kühlleistungen zu erzielen. Es wird beschrieben, dass eine Kühlung des Wärmeträgers erst erreicht wird, wenn die Fluidtemperatur um 3 K unterhalb der Umgebungstemperatur ist. Als Ergebnis der Wärmeabgabe der verglasten Kollektoren werden Wärmeabgabekoeffizienten zwischen $6 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ bei Windstille und bis zu $30 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ bei leichten Winden angegeben.

2.2.2 Radiative Cooling – aktuelle Forschungsprojekte

(Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003) untersuchen Flachkollektoren aus Kunststoff zur Strahlungskühlung in Kombination mit einem TES in einem Feldversuch und anschließenden Computersimulationen. Das Forschungsteam will kostengünstige, im Dach integrierbare Kollektoren untersuchen, die den Kühlbedarf eines Einfamilienhauses mit Standort Oslo decken können. Unter den Bedingungen eines Objektes mit hoher Infrarotemission und klarem Nachthimmel mit geringer Luftfeuchte, gehen die Autoren von max. $100 W/m^2$ Kühlleistung des Kollektors aus (Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003, S. 403). Die Kälteleistung des Kollektors wird in dieser Arbeit, im Unterschied zur bereits beschriebenen Methode von Erell und Etzion, über das

Produkt der zeitlichen Temperaturänderung des Systems (Flachkollektor und TES) und der Wärmekapazität des Systems abzüglich der Wärmezunahme durch die Zirkulationspumpe sowie der Wärmeverluste/-zunahme durch den Speicher bestimmt (Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003, S. 408). Unter den Bedingungen für ein Einfamilienhaus (EFH) wird ein $A_{\text{Kollektor}}/V_{\text{Speicher}}$ -Verhältnis von 0,019 m²/l festgelegt (Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003, S. 412). Dieser Wert beruht auf Simulationen mit unterschiedlichen A/V-Verhältnissen in der Arbeit und der beschränkten Flächen in einem EFH. In der Forschungsarbeit wird gezeigt, dass das passive Kühlsystem genug Kühlenergie für den nächsten Tag speichern kann, um den Kühlbedarf des betrachteten Objekts vollständig oder einen Großteil davon zu decken. Jedoch wird auch auf die wetterbedingte Leistungsabhängigkeit der Strahlungskühlung hingewiesen. So ist bei höherem Luftfeuchteanteil und hohem Wolkenanteil der Strahlungsaustausch zwischen Kollektoren und Himmel beeinträchtigt, vgl. (Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003) (Eicker & Dalibard, 2011) (Šikula, Vojk, Šíma, Plášek, & Gebauer, 2015). Nach (Šikula, Vojk, Šíma, Plášek, & Gebauer, 2015, S. 177) absorbiert die Luftfeuchtigkeit die vom Boden kommende Wärmestrahlung und emittiert diese teilweise wieder zurück.

Zur passiven Kühlung mit PVT-Kollektoren hat die Hochschule für Technik Stuttgart eine umfassende Forschungsarbeit durchgeführt. Hierzu existieren u.a. die Veröffentlichungen (Eicker & Dalibard, 2011), (Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014) und (Palla, et al., 2014).

(Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014) vergleichen vier verschiedene PVT-Kollektorbauarten auf Ihre Leistungsfähigkeit hin. PVT-Kollektoren bieten den Vorteil, dass Sie zeitgleich Wärme und Strom liefern können. Hierdurch kann ggf. eine limitierte Dachfläche, thermischen als auch elektrischen Ertrag mittels Photovoltaik aus der Sonnenenergie liefern. Die abgeführte Wärme führt zusätzlich zu einer Effizienzerhöhung der Photovoltaikmodule, die bei kühleren Temperaturen eine höhere Stromausbeute erzielen. Werden die Wärmeübertragungsflächen der Absorber auch nachts genutzt, so kann zusätzlich Kälte zur Verfügung gestellt werden. Dabei sind verglaste PVT-Kollektoren u.a. besser für die Warmwasserbereitstellung, da hier höhere Temperaturen erreicht werden. Hierdurch sinkt jedoch der PV-Ertrag. Im Gegenzug verhalten sich unverglaste PVT-Kollektoren bei der Kaltwassererzeugung besser (Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014, S. 3). Die vier untersuchten PVT-Kollektoren verfügen alle einen vollflächigen (holoedrischen) thermischen Absorber aus Polypropylen. Dabei werden drei Varianten, bei denen das PV-Modul unterschiedlich verbunden ist, mit einem losen Absorber ohne PV-Modul verglichen. Die verschiedenen Kollektoren werden in einem Messstand unter realen Bedingungen experimentell untersucht. Die in diesem Feldversuch ermittelten Leistungsdaten werden dann mit Hilfe eines TRNSYS Radiative Cooling im kühlgemäßigten Klima in Süddeutschland am Beispiel München

Types verglichen. Hierzu wird das TRNSYS Type 203 des Institutes für Solarenergieforschung Hammeln (ISFH) verwendet, das unabgedeckte PVT-Kollektoren nachbildet. Es wird versucht eine Parameterkonfiguration zu finden, bei der die Abweichung zu den ermittelten realen Werten möglichst gering ist. Hierzu koppeln die Forscher das Optimierungstool Genopt (Benutzung des Optimierungsalgorithmus GPSHooke-Jeeves) mit ihrem Modell in TRNSYS (Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014, S. 7). Der anschließende Leistungsvergleich mit Hilfe von typischen Kollektorkennlinien (Auftragung der Kollektoreffizienz über die Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Fluidtemperatur und der Umgebungstemperatur) zeigt u.a., dass sich bei der Kühlung des Fluides unterhalb der Umgebungstemperatur bei allen Kollektorarten eine thermische Effektivität von unter 0,5 einstellt. Für die Nutzung der Strahlungskühlung werden die Wichtigkeiten zweier Faktoren festgehalten. Zum einen ist es die Verbindungstechnik der Absorber mit dem PV-Modul und zum anderen das Verhältnis der Emissions- zur Absorptionsrate des Kollektors.

In (Eicker & Dalibard, 2011) werden PVT-Kollektoren für die Kühlung des home+ Gebäudes, das für den Solardecathlon 2011 entworfen wurde, untersucht. Im Konzept werden zwei PVT-Kollektoren ($P_{el, peak} = 410 \text{ W}$, $\eta = 14,7 \%$) in der Nacht für die Strahlungskühlung genutzt. Die erzeugte Kälte wird zum einen für die Entladung des im Gebäude vorhandenen PCMs und zum anderen für die Kühlung eines 1.200 l großen Kältespeichers verwendet. Der Speicher dient tagsüber als Wärmesenke für eine Kompressionskältemaschine. Ist die Temperatur des Kältespeichers unter $19 \text{ }^\circ\text{C}$, so wird das Medium zur direkten Kühlung über den Fußboden verwendet. Das entworfene Konzept wird mit TRNSYS-Simulationen untersucht. Unter den klimatisch heiß/trockenen Bedingungen von Madrid werden bei den in der Arbeit betrachteten PVT Kollektoren durchschnittliche Kühlleistungen von 41 W/m^2 ermittelt, die erreichte Durchschnitts-Speichertemperatur beträgt $20,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Die statische Kühlung des Gebäudes wird mit Kaltwasser Vorlauftemperaturen von $18 \text{ }^\circ\text{C}$ versorgt, die Rücklauftemperatur ist bei $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (Eicker & Dalibard, 2011, S. 21). Der Standort Madrid wird mit Shanghai verglichen, um einen heiß/feuchten Standort in die Betrachtung mit einzubeziehen. Unter diesen klimatischen Bedingungen werden Kühlleistungen von 61 W/m^2 und eine durchschnittliche Speichertemperatur von $30,1 \text{ }^\circ\text{C}$ erzielt. Die durch die PVT Kollektoren zur Verfügung gestellte Gesamtkühlleistung beträgt in Madrid 52 kWh/m^2 und in Shanghai 55 kWh/m^2 , vgl. (Eicker & Dalibard, 2011, S. 21). Die COP-Bewertung der Pumpen (Wirkungsgrad: erzeugte Kühlenergie / elektrischer Energieaufwand der Pumpen) variiert mit äußerst guten Werten zwischen 17 und 30 (Eicker & Dalibard, 2011, S. 19). Für die Simulation eines Strahlungskältesystems mit Standort München in dieser Arbeit, können die aufgeführten Werte gute Vergleichswerte darstellen.

Aufbauend auf den Studien für das home+ Gebäude werden in (Palla, et al., 2014) verschiedene Arten von PVT Kollektoren bezüglich ihrem Potenzial zur Bereitstellung von Strom, Wärme und Kälte an klimatisch unterschiedlichen Standorten untersucht. Je nach Art der Anwendung wird hier auf die Ausrichtung der Kollektorfläche eingegangen. Für Kühlungszwecke sind horizontal ausgerichteten Absorber (0°) mit einem Sichtfaktor gleich 1 am besten geeignet, da die Fläche die zum Nachthimmel ausgerichtet ist, maximiert wird. Anders verhält es sich bei Kollektoren die primär zur Wärmegewinnung oder Stromerzeugung genutzt werden. Hier ist die optimale Ausrichtung zur Sonne wichtig (Palla, et al., 2014, S. 3 f.). Abbildung 1 zeigt das Kühlpotenzial durch Strahlungskälte an den ausgewählten Standorten unter folgenden Bedingungen: Ausrichtung des Kollektors 0° , konst. Massenstrom $40 \text{ kg/m}^2\text{h}$, VL-Temperaturen mit $25/35/45^\circ\text{C}$.

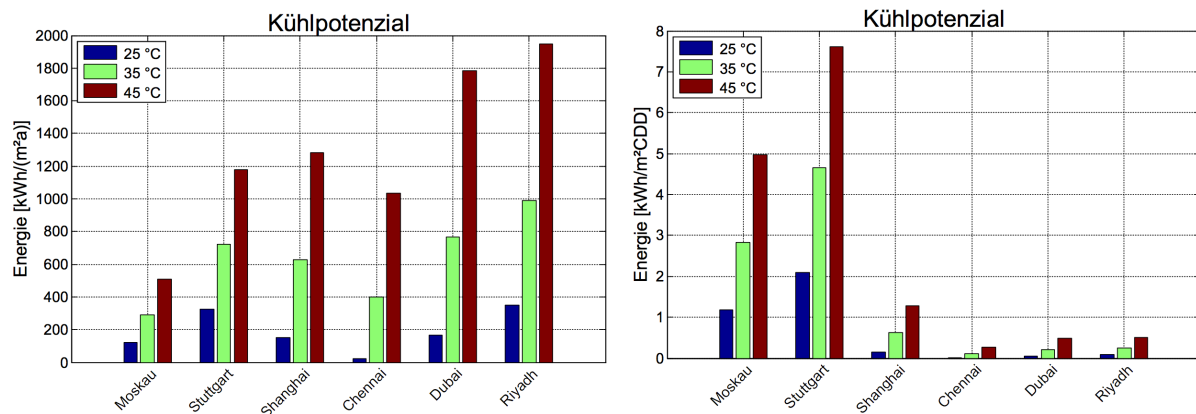


Abbildung 1: Ergebnisse des simulierten Kühlpotenzial (absolut) in der jeweiligen Kühlsaison der Städte (links) und Kühlpotenzial je CDD „Cooling Degree Day“ (rechts), aus der Originalquelle übernommen (Palla, et al., 2014, S. 10)

Der Abbildung ist das größere Potenzial für die Städte Moskau und Stuttgart unter den verglichenen Städten zu entnehmen, die vor allem bei Stuttgart die größte Leistungsfähigkeit, bezogen auf die Kühlgradstunden, zeigen. In Betrachtung der gemäßigten Klimazone Stuttgarts, zeigt auch der in dieser Arbeit behandelte Standort München eine hohe Ähnlichkeit auf. Nach der Kühllastzoneneinteilung Deutschlands in der (VDI 2078:2015-06) „Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)“ befindet sich Stuttgart in der Kühllastzone 4 und München in der Kühllastzone 3. Verglichen mit den Städten aus der beschriebenen Veröffentlichung, sind die klimatischen Unterschiede jedoch vernachlässigbar gering. Daher liegt die Vermutung einer ähnlich guten Kälteerzeugung durch Radiative Cooling in München nahe.

3 Hypothesen

Die Recherche zum Thema Radiative Cooling und Kältespeichern zeigte, dass es mit dem Stand der Technik möglich ist einen standardisierten Raum tagsüber mit einem Kältespeicher zu versorgen, der nachts die Kältegewinnung durch den Nachthimmel ermöglicht, um den thermischen Speicher zu beladen. Zur Überprüfung dieser Aussage werden für die vorliegende Arbeit folgende Hypothesen aufgestellt:

Hypothese 1:

Die Kälteversorgung eines Einzelbüros (nähere Beschreibung im Kapitel 4.1) ist über die gesamte Kühlperiode von April bis Oktober des betrachteten Standortes München mit einem Kältespeicher möglich. Der Kältespeicher wird über einen Flachkollektor versorgt, der durch die nächtliche Kälteerzeugung (Strahlungskälte) Kälte zur Verfügung stellt. Die Kälteabgabe an den Raum erfolgt durch eine Deckenkühlung (DK).

Hypothese 2:

Aufbauend auf der ersten Hypothese ist die Auslegung des Kältespeichers auf die kühllastmäßig stärkste Schönwetterperiode ausreichend für die Versorgung der gesamten Kühlperiode. Während der stärksten Schönwetterperiode kann der Speicher durch die nächtliche Strahlungskühlung ggf. zusätzlich nachbeladen werden.

4 Methodik

Die Hypothesen werden an einem Einzelbüro untersucht, das in einer vorhergehenden Abschlussarbeit (Lorenz & Tallavania, 2015) entworfen wurde. Durch die Erkenntnisse aus dem Einzelbüro kann durch die Multiplikation der ermittelten Werte, eine Skalierung auf die Gebäude- bzw. auf Quartiersebene vollzogen werden, dass im Kontext der energieeffizienten Versorgungsplanung eines Bürogebäudes verwendet werden kann. Im nächsten Unterkapitel wird die geometrische und räumliche Gegebenheit des betrachteten Bürozimmers näher beschrieben.

4.1 Beschreibung des Untersuchungsobjekts

Das Untersuchungsobjekt ist ein Einzelbüro, das unter Einhaltung der Arbeitsstättenrichtlinie (ASR) entworfen wurde. Folgende Daten werden für das Einzelbüro angenommen:

Grundfläche nach ASR A1.2 – 5(3): min. 8,00 m²;

Gewählte Grundfläche: 11,18 m² (2,60 m x 4,30 m)

Fensterfläche: 5,20 m² über die gesamte Raumbreite, mit einer Brüstungshöhe von 1 m, Ausrichtung nach Süden (Azimut: 0°)

Die Abbildung 2 zeigt den Grundriss des Einzelbüros, sowie eine Rendering Darstellung mit beispielhafter Einrichtung. Die Nachbarräume werden als beheizte Büroräume betrachtet, sodass die begrenzenden Wandflächen keine Wärmesenken oder -quellen darstellen. Zudem wird um den Bedingungen der vorhergehenden Abschlussarbeit gerecht zu werden, von einem Büro mit einer Höhe vom Erdboden von mindestens 12,00 m ausgegangen. Ein Stockwerk wird nicht festgelegt. Die festgelegte Höhe des betrachteten Raumes schließen Wärmeverluste an die Räume unterhalb des betrachteten Büroraums aus. Auch die Decke des Raumes wird als wärmenneutral betrachtet, sodass sich stets immer ein Raum oberhalb des Untersuchungsobjekts befindet. In den nachfolgenden Berechnungen zur Heiz- und Kühllast des Gebäudes hat sich gezeigt, dass die Höhe des Raumes einen Einfluss auf die Lasten hat. Im entsprechenden Kapitel wird hierauf nochmal eingegangen.

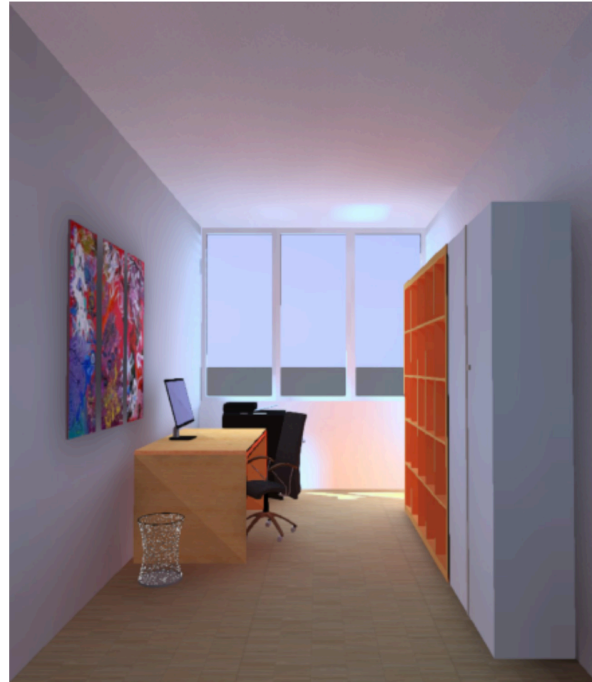
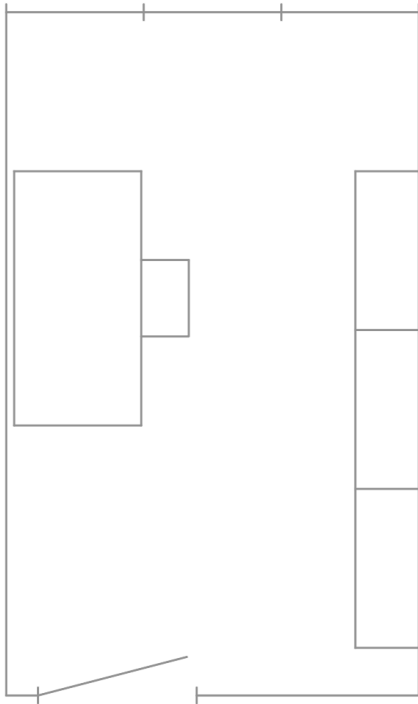


Abbildung 2: Grundriss und Rendering des Einzelbüros nach (Lorenz & Tallavania, 2015), aus der Originalquelle übernommen

4.1.1 Einstellpunkte und Nutzerverhalten

Die Betriebszeit wird auf werktags 7 bis 18 Uhr festgelegt. Es wird davon ausgegangen, dass das Büro mit einer Person besetzt ist, die nach DIN 1946-2 (in TRNSYS - TRNBuild enthalten): „Körperlich nicht tätig bis leichte Arbeit im Stehen, Aktivitätsgrad I bis II“ bei einer Raumtemperatur von 20 °C eine Gesamtwärmeabgabe von 120 W hat. Als weitere innere Last wird ein Computer mit 140 W angesetzt, so wie von einer künstlichen Beleuchtung von 13 W/m² ausgegangen. Die (DIN EN 16798-1:2015-07, S. 62) gibt für die Betriebszeiten eines Einzelbüros die gleichen Betriebszeiten an. Lediglich die spezifische Gesamtwärmeabgabe des Nutzers wird mit 8,3 W/m² und die Geräteleistung mit 12 W/m² angegeben, woraus sich eine Wärmeleistung von 92,8 W für den Nutzer und 134,2 W für die Geräte beim betrachteten Untersuchungsobjekt ergeben würden. Die Beleuchtungsleistung wird in dieser Arbeit zusätzlich mitbetrachtet.

Eine Fensterlüftung die durch den Nutzer gesteuert werden kann wird nicht vorgesehen. Für die Lüftung des Einzelbüros wird, wie in Passivhausbauten üblich, eine mechanische Lüftung vorgesehen. Die Luftmenge wird anhand der (DIN EN 16798-1:2015-07, S. 48f. - Anhang

B2) betrachtet, in der die Innenraumklima Kategorie II pro Person 7 l/s bzw. 25 m³/h vorsieht. Für den Raum kann die Frischluftmenge bei einem Gebäude mit geringer Geruchsemission in der gleichen Kategorie mit 0,7 l/(sm²) bzw. 2,5 m³/hm² angesetzt werden. Eine weitere Betrachtung wird mit dem Mindestluftwechsel von 0,5 h⁻¹ für den Raum angesetzt. Es ergeben sich die Gesamtluftmengen von 41,77 bzw. 53,4 m³/h. Die Steuerung der Einlasstemperatur im Rahmen des entworfenen Kälteversorgungskonzepts wird im Kapitel 4.4.1 näher beschrieben.

4.1.2 Standort und Klimaanalyse

Als Standort für den untersuchten Einzelbüroraum wird München als Großstadt in Süddeutschland festgelegt. Hierdurch sollen städtische Büroräume in Süddeutschland untersucht werden. Die Simulationen werden mit dem aktuellen Testreferenzjahr (TRY) 2011 für München Riem des Deutschen Wetterdienstes durchgeführt. Vor Beginn der Simulation wird der Wetterdatensatz in Bezug auf die Kühlperiode analysiert. Für ein Anlagenkonzept mit einem thermischen Energiespeicher ist die Wahl der nötigen Speichergröße ein entscheidender Faktor. Im Idealfall sollte der in dieser Arbeit vorgesehene Kältespeicher im entworfenen Konzept die Kälteleistung über eine gesamte Schönwetterperiode hin zur Verfügung stellen können. So soll eine mehrtägige Spitzenkältezeit überbrückt werden. Hierzu wird der Wetterdatensatz in den Monaten April bis September (Kühlperiode) für den Standort München untersucht. Zusammen mit der Lufttemperatur und der einfallenden Sonnenstrahlung (diffus und direkt) werden die Daten monatsweise dargestellt.

Ein Auszug dieser Auswertung ist im Anhang 2 hinterlegt, in der die ausschlaggebenden Monate Mai bis August, sowie die im Folgenden betrachteten Schönwetterperioden markiert sind. Zur Analyse der Wetterdaten werden die Kühlgradstunden (in Anlehnung an die Gradtagzahl Berechnung der DIN 4710 Blatt 2 „Meteorologische Daten in der technischen Gebäudeausrüstung“) der ausgesuchten Zeiträume aus den mittleren stündlichen Außenluft (AUL) -Temperaturen bestimmt. Die Methode der Kühlgradstunden wird hierbei um die Bewertung nach Anzahl der berücksichtigten Stunden erweitert und in dieser Arbeit als relative Kühlgradstunden $G_{K,rel}$ mit der Einheit [Kh/h] definiert. Hierbei handelt es sich um die Summe der Kühlgradstunden des betrachteten Zeitraumes durch die Anzahl der betrachteten Stundenmittelwerte für die AUL-Temperatur, vgl. Gleichung (4):

$$G_{K,rel} = \frac{\sum_1^n (T_{\infty} - T_{Bezug})}{n} \quad (4)$$

Mit:

- n – die Anzahl der Stunden der betrachteten Schönwetterperiode
- T_{∞} – Umgebungstemperatur
- T_{Bezug} – Bezugstemperatur (in dieser Betrachtung mit 18 °C angesetzt)

Bei einer Betriebszeit von 7 bis 18 Uhr ergibt sich für die ausgewählten sechs Betrachtungszeiträume folgende Werte der relativen Kühlgradstunden und der über den Zeitraum gemittelten Strahlungswerte, s. Tabelle 1:

Tabelle 1: Betrachtete Schönwetterperioden in den Monaten Mai bis August und berechnete rel. Kühlgradstunden (Betriebszeit 7 bis 18 Uhr; Bezugstemperatur 18 °C), mittlere direkte und diffuse horizontale Strahlung und die Dauer der jeweiligen Periode

Periode	Stunde im Jahr		$G_{k, \text{rel}}$ [Kh/h]	mittl. dir. hor. Strahlung [W/m ²]	mittl. dif. hor. Strahlung [W/m ²]	Zeitdauer [d]
	von	bis				
Mai_#1	3253	3430	2,59	335,92	123,69	7,46
Jun_#1	4017	4153	6,19	241,51	177,23	5,71
Jul_#1	4498	4634	4,87	287,30	148,92	5,71
Jul_#2	4750	4941	5,11	305,54	156,14	8,00
Aug_#1	5458	5593	6,38	293,69	135,67	5,67
Aug_#2	5674	5835	5,00	221,00	133,94	7,88

Die höchsten Kühlgradstunden werden in den beiden Zeiträumen Jun_#1 und Aug_#1 erreicht. Durch den relativ hohen Verglasungsanteil des Einzelbüros und den damit verbundenem solaren Wärmegewinn ist es notwendig auch die Einstrahlungswerte mit einzubeziehen. In der Periode Jul_#2 sind die höchsten Strahlungswerte vorhanden, die relativen Kühlgradstunden sind jedoch geringer wie Jun_#1 und Aug_#1. Daher sind die letztgenannten Perioden ausschlaggebend. Die ermittelte Zeitdauer von beiden Perioden ist nahezu identisch. Die Zeitdauer der Spitzenlast, die durch eine Kälteversorgung bzw. einem Kältespeicher überbrückt werden muss, wird auf Grundlage dieser Betrachtung auf 5,7 d ausgelegt. Die Außenlufttemperatur, sowie der Strahlungsverlauf, im Monat August in München ist in der Abbildung 3 dargestellt. Der rot markierte Bereich zeigt die Periode Aug_#1 mit der höchsten äußerlichen Belastung für das Raumklima des betrachteten Raumes.

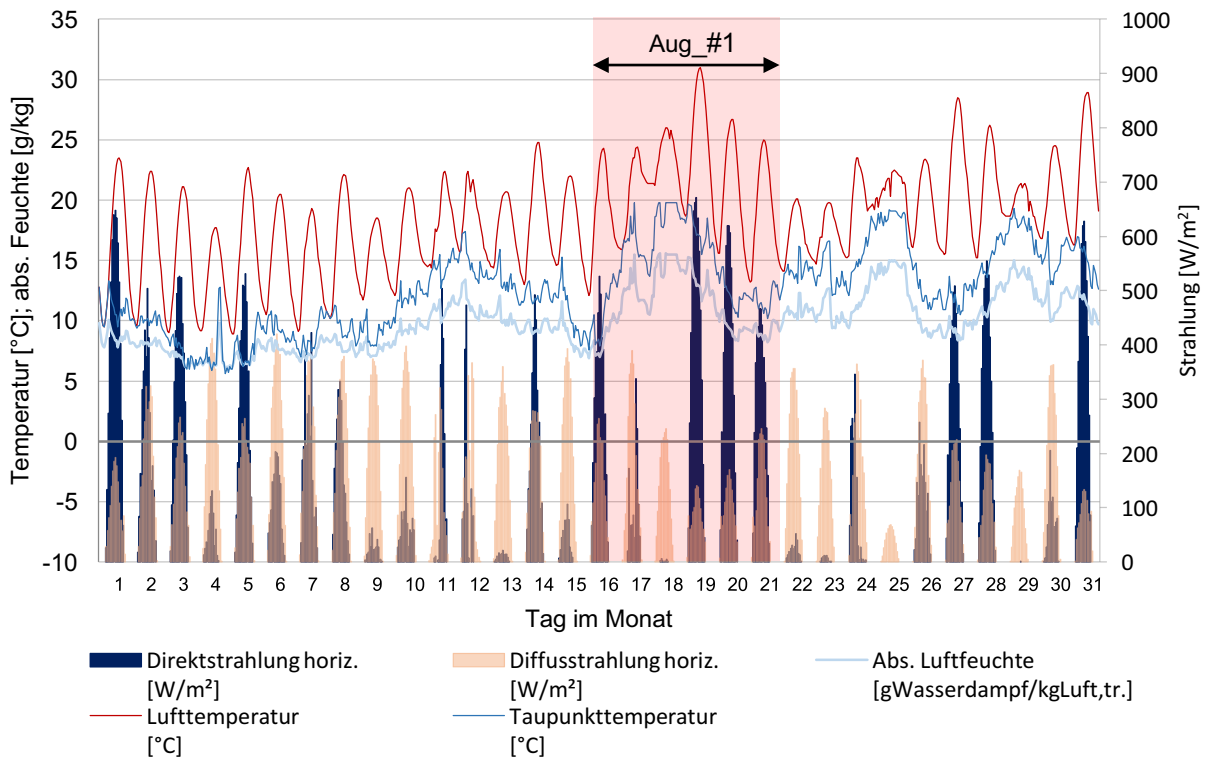


Abbildung 3: Verlauf der Luft- und Taupunkttemperatur, abs. Luftfeuchte und der direkten und diffusen Strahlung im August am Standort München; rote Markierung zeigt die Schönwetterperiode Aug_#1

4.1.3 Bautechnik

Die Wandaufbauten des Büros werden so gewählt, dass aktuelle gesetzliche Bestimmung wie die EnEV 2014 (mit aktuellen Verschärfungen seit dem 1. Januar 2016), weit unterschritten werden. Es sollen gezielt zukünftige Energiesituationen betrachtet werden. Eine nächste Verschärfung der Energieeinsparverordnung ist nur mit pauschalen Werten festgelegt. Daher wird bei der Erstellung der Bautechnik des Büroraums von einem Niedrigenergiehaus mit passivhausähnlichen Werten ausgegangen. Hierzu gibt das Passivhausinstitut für ein Nichtwohngebäude im Passivhausstandard die in der Tabelle 2 aufgeführten Leistungs- bzw. Energiekennwerte an. Die Angabe von konkreten U-Werten für die Ausführung von opaken und transparenten außenluftberührten Bauteilen findet nicht statt. Die Einhaltung der Bewertungskriterien ist daher Priorität und nimmt z.B. auf die Gestaltung des genauen Aufbaus bzw. U-Wertes der Außenwand nur einen indirekten Einfluss. Dieser zeigt sich erst beim energetischen Performance des Gebäudes.

Tabelle 2: Bewertungskriterien für die Passivhaus Zertifizierung eines Nichtwohngebäudes des Passivhaus Instituts nach (Passivhaus Institut, 2013)

Heizwärmebedarf	$\leq 15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
<i>od. alternativ Heizlast</i>	$\leq 10 \text{ W}/\text{m}^2$
Kühlen (Nutzkältebedarf)	$\leq 15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
Primärenergie	$\leq 120 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
Luftdichtheit n_{50}	$\leq 0,6 \text{ h}^{-1}$

Ausgehend vom Standort und den niedrigen Werten des Passivhausstandards wird für die TRNSYS Simulation ein Type 56 Modell mit möglichst geringen U-Werten für die außenliegenden Bauteile erstellt. Dies beinhaltet eine möglichst gute Dämmung (Hartschaum-PUR Dämmung mit 20 cm) und die Verglasung wird als dreifache Wärmeschutzverglasung (WSV3) mit Xenon Füllung ausgewählt ($U_{\text{Glas}} = 0,4 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$). Als Sonnenschutz wird eine „Equation“ eingesetzt, die ab einem Schwellwert von $200 \text{ W}/\text{m}^2$ das einfallende Sonnenlicht um 25 % mindert. Hierdurch soll ein außenliegender Sonnenschutz simuliert werden. Die Innenwände des Raumes werden als „adjacent“ Bauteile definiert und werden dadurch in der Simulation als adiabate Oberflächen betrachtet (adjacent steht für benachbarte Bauteile, d.h. Bauteile mit direktem Kontakt zu den Nachbarzimmern). Ein Wärmetausch findet daher nur durch die Außenwand oder die Verglasung statt. Die Außenwand des Büros wird als „boundary“ Wand definiert, wobei diese Art von Bauteilen als Grenzen des Raumes definiert werden, die anders als adjacent Bauteile zum dynamisch thermischen Verhalten des Raumes beitragen und mit den äußeren bzw. inneren Gegebenheiten interagieren.

Die Simulation „Ausgangsfall“ simuliert einen unconditionierten Raum, ohne Heizung, Kühlung und Lüftung. Die inneren Lasten (Personen, Beleuchtung und Geräte) durch die Benutzung des Raumes werden mitbetrachtet. Die Ergebnisse der Simulation mit dem Jahresverlauf der Außen- und Innentemperatur werden in der Abbildung 4 dargestellt. Der Verlauf der Innentemperatur zeigt ein deutliches Überhitzungsproblem des Büros. Die Raumtemperatur fällt nur in einer sehr kurzen Zeit im Jahr unter $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Bis etwa Ende Februar ist die Innentemperatur in einem akzeptablen Temperaturband zwischen 20 und $26 \text{ }^\circ\text{C}$. Bedingt durch die außerordentlich guten Dämmwerte, besteht im betrachteten Raum ein äußerst geringer Heizbedarf, wenn die Lüftung nicht mitbetrachtet wird.

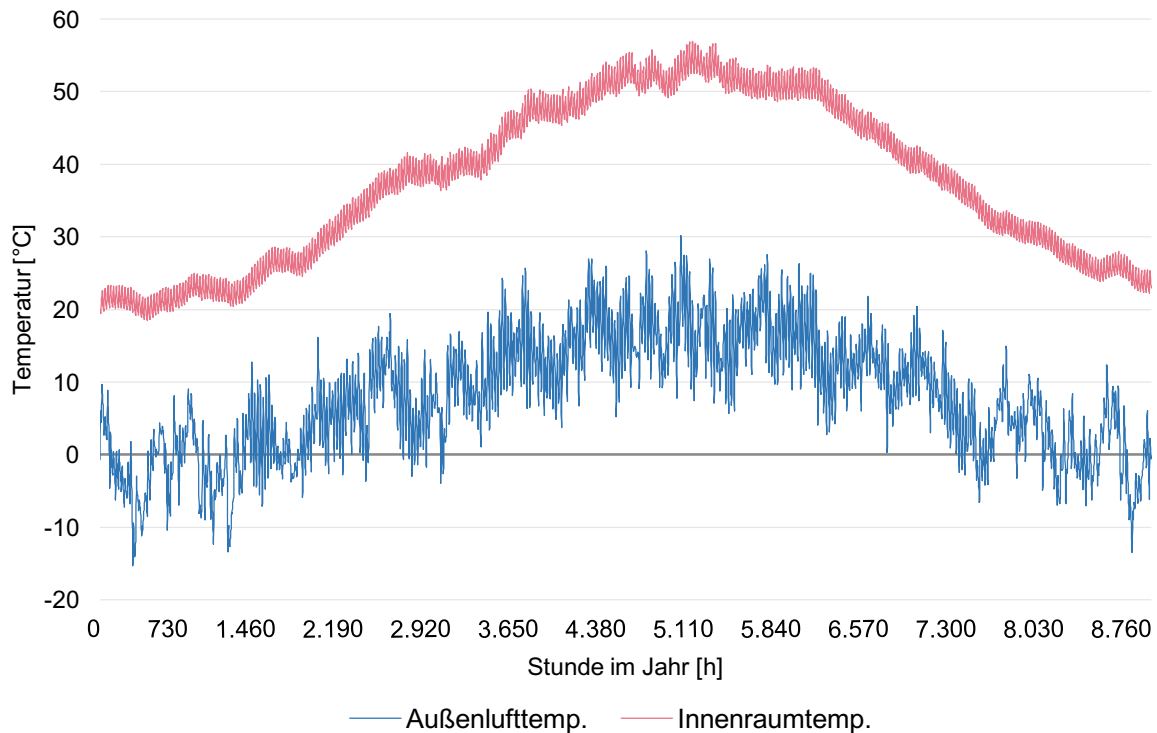


Abbildung 4: Simulation des Einzelbüros im Ausgangsfall ohne Konditionierung des Raumes – statische Betrachtung der Bautechnik

Die internen Wärmegewinne durch die Nutzung und die solaren Wärmegewinne decken nahezu den gesamten Wärmebedarf. Ab Februar besteht jedoch im gesamten Jahr ein Kühlbedarf. Die große Fensterfläche im Raum sorgt für hohe interne solare Gewinne. Die gute Dämmung, in Kombination mit einer Wärmeschutzverglasung, führt zum permanenten Aufheizen des Raumes (ähnlich eines Treibhauseffektes), ohne dass die Wärme abgeführt werden kann. Die Verglasung im Büro ist die Hauptursache für äußerliche Einflüsse. Der hohe Dämmstandard der Außenwand bewirkt eine hohe Isolation nach außen und bietet daher wenig Beeinflussungsmöglichkeiten. Die solaren Erträge zeigen sich beträchtlich in der Steigerung der Kühllast und Senkung der Heizlast. Um den Einfluss unterschiedlicher Verglasungsarten auf die Lasten hin zu untersuchen, werden im nächsten Schritt bei verschiedenen Verglasungsarten die Heiz- bzw. Kühllasten ermittelt.

Für die Simulation wird die interne Heizung und Kühlung des Type 56 aktiviert, um die Heiz- bzw. Kühllast der jeweiligen Stunde aufzeichnen zu können. Die mechanische Lüftung bleibt weiterhin deaktiviert. Je nach Zulufttemperatur hätte die Lüftung einen Einfluss auf die Lasten des Raumes. Bei einer Zulufttemperatur von 20 °C würde die mechanische Belüftung die Kühlung des Raumes unterstützen. Wäre es auf eine Zulufttemperatur von 26 °C ausgelegt,

würde sie im Heizfall den Bedarf an Wärme senken. Für die statische Betrachtung der Bautechnik ist sie aber nicht relevant.

Die zu Beginn festgelegte Bautechnik wird für den Vergleich durch eine zweifache Sonnenschutzverglasung (SSV2) ersetzt. Sonnenschutzverglasungen besitzen durch metallische Beschichtungen im Inneren der Scheibe einen höheren Reflexionsgrad, wodurch ein großer Teil des Lichts zurück nach außen reflektiert werden kann und ein Wärmeertrag im Raum vermieden wird. Die nachfolgende Tabelle zeigt die verglichenen vier Varianten der Außenwandausführung inklusive den unterschiedlichen Verglasungsarten.

Tabelle 3: Übersicht der verglichenen Bautechnikvarianten für die Ausführung der Außenwand und der Verglasung

	SSV2-10cm	SSV2-20cm	WSV3-10cm	WSV3-20cm
$U_{\text{Verglasung}}$ [W/m ² K]	1,3	1,3	0,4	0,4
U_{Rahmen} [W/m ² K] (15 % Rahmenanteil)	2,27	2,27	2,27	2,27
g-Wert [-]	0,212	0,212	0,408	0,408
Dämmstärke [cm]	10	20	10	20

Neben den unterschiedlichen Verglasungen WSV und SSV wird bei beiden Ausführungen eine zusätzliche Variante mit einer niedrigeren Dämmstärke in die Betrachtung mit einbezogen. Damit ist es möglich das Verhalten bei einer geringeren Isolation nach außen zu analysieren. Die Simulationsergebnisse der vier Varianten werden in der Abbildung 5 dargestellt.

Der Energiebedarf wird bei den Varianten mit der Sonnenschutzverglasung deutlich gesenkt. Der Kühlbedarf für das betrachtete Büro wird durch die Änderung der Verglasung auf eine zweifache SSV um ca. 69 % deutlich reduziert. Die im Kühlbedarf eingesparte Energie wird benötigt um den Wärmebedarf des Raumes zu decken. Hier macht sich der deutlich schlechtere U-Wert der SSV bemerkbar. Zwischen dem gesamten Energiebedarf für die Ausgangsvariante WSV3-20cm mit 50,9 kWh/m²a und der SSV2-20cm mit 41,5 kWh/m²a besteht jedoch eine Bedarfsreduktion von ca. 18,5 %. Eine geringere Dämmstärke bringt Vorteile bei der Wärmeschutzverglasung. Hier kann die schlechtere Isolation die Kühllast verringern.

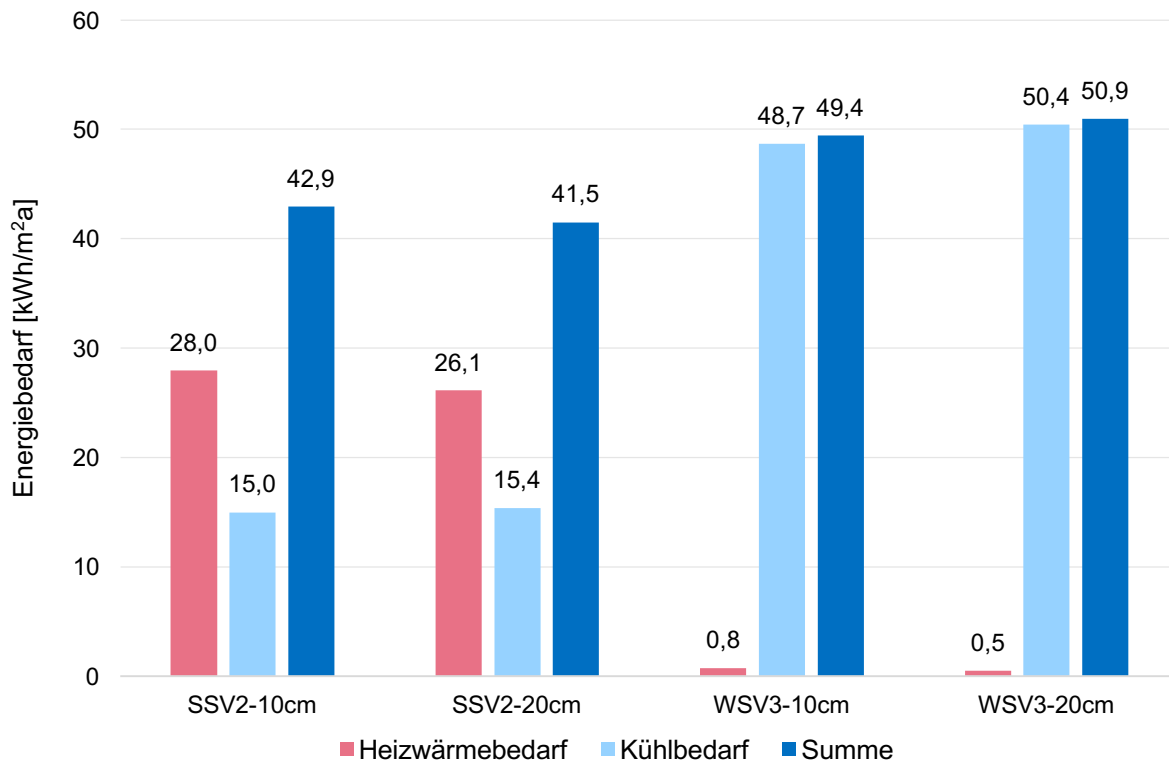


Abbildung 5: Vergleich des Heiz- und Kühlbedarfs des Büros mit verschiedenen Bautechnikvarianten für die Außenwand- und Verglasungsausführung

Durch höhere Wärmeverluste dieser Bauart kann bei einer Überhitzung des Raumes die Wärme eher nach außen abgegeben werden, als bei der Ausgangsvariante. Trotz der Steigerung des Heizbedarfs ist die Summe der benötigten Energie mit einer geringeren Dämmstärke niedriger. Eine Dämmung mit 10 cm wirkt sich dahingegen bei einer SSV negativ aus und führt bei beiden SSV Varianten zu einem insgesamt höheren Energiebedarf.

Ausgehend von den Ergebnissen der beschriebenen Simulation wird für die weitere Modellierung des Untersuchungsgegenstandes die Bauvariante SSV2-20cm ausgewählt. Der niedrige Energiebedarf bzgl. der Kälte- und des Gesamtbedarfs ist ausschlaggebend. Die Bedarfswerte für die Kühlung des Büros werden in Bezug auf die Passivhauswerte (vgl. Tabelle 2) bei der ein Kältebedarf von $\leq 15 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ angegeben wird, knapp eingehalten. Die Energiekennwerte für den Heizbedarf können in dieser Variante nicht eingehalten werden. Eine Optimierung hinsichtlich des Energiebedarfs ist mit der ausgewählten Variante für die Thematik der Kälteversorgung dieser Arbeit erreicht und wird dahingehend nicht weiter in Bezug auf eine Optimierung des Heizbedarfs betrachtet. Der Aufbau der Außenwand wird in der Tabelle 4 dargestellt. Alle verwendeten Bauteile sind in der Standard TRNSYS 17 Library enthalten. Der U-Wert der opaken Außenwand beträgt $0,094 \text{ W/m}^2\text{K}$. Im Vergleich wird für

den Passivhausstandard kein konkreter U-Wert für opake Außenwände genannt, da die Anforderungen nach Tabelle 2 zu erfüllen sind. Allerdings wird für das Erreichen eines EnerPHit-Standards, das für die Zertifizierung von modernisierten Altbauten anzuwenden ist und auf Passivhaus-Komponenten bei relevanten Bauteilen setzt, ein U-Wert für eine opake Gebäudehülle zur Außenluft von $0,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ angegeben, vgl. (Passivhaus Institut, 2016, S. 8). Die Erfüllung dieser Angabe ist mit dem verwendeten Außenwandaufbau ebenfalls möglich.

Tabelle 4: Aufbau der modellierten Außenwand von innen (links) nach außen (rechts)

	Gipsputz	Normal- beton	PUR020	Zement- mörtel
Schichtdicke [m]	0,01	0,2	0,2	0,01
Dichte [kg/m^3]	1.200	2.400	40	2.000
Wärmeleitfähigkeit [kJ/hmK]	1,26	7,56	0,07	5,04
spez. Wärmekapazität [kJ/kgK]	1	1	2,09	1

4.2 Kühllastberechnung

4.2.1 Kühllastberechnung nach VDI 2078 – Kurzverfahren

Im Vorfeld der instationären Gebäudesimulation mit TRNSYS wurde eine Kühllastberechnung nach der VDI 2078 - „Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)“ durchgeführt. Hierdurch soll überschlägig die Kühllast des Raumes mit den späteren Werten in TRNSYS vergleichbar gemacht werden und die Plausibilität des Modells überprüft werden. Die verwendeten Gleichungen und Tabellenwerte sind aus den Quellen (VDI 2078:2015-06), (Ullrich, 1999) und (Deichsel, 2012) übernommen.

4.2.1.1 Innere Kühllasten:

Die inneren Kühllasten \dot{Q}_I ergeben sich aus der Summe der Wärmeabgabe durch die Personen, der Beleuchtung, der Maschinen, sowie der Innenbauteile (z.B. Innenwände/Wärme aus den Nachbarräumen), vgl. Gleichung (5).

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_P + \dot{Q}_B + \dot{Q}_M + \dot{Q}_G + \dot{Q}_C + \dot{Q}_R \quad (5)$$

Mit den Indizes: P für Wärmeabgabe der Personen, B für die Beleuchtungswärme, M für Maschinen und Geräthewärme, G für Wärmeaufnahme/-abgabe bei Stoffdurchsatz (z.B. Kühlwasser), C für sonstige Wärmezuz- bzw. Wärmeabfuhr und R für Wärmeaustausch mit Nachbarräumen. Für den Untersuchungsgegenstand des Einzelbüros entfallen die drei letztgenannten Wärmelasten. Die Kühllast durch Personen \dot{Q}_P wird nach Gleichung (6) wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_P = n \cdot q_p \cdot s_i \quad (6)$$

Hierbei steht n für die Anzahl der Personen, q_p die Wärmeabgabe pro Person ($q_p = 120 \text{ W/Person}$ und s_i für den inneren Kühllastfaktor (Annahme: Konvektionsanteil der inneren Last von 40%, somit $s_i = 0,9$). Die Last durch die Beleuchtung wird nach Gleichung (7) berechnet:

$$\dot{Q}_B = P \cdot l \cdot \mu_B \cdot s_i \quad (7)$$

Mit P für die Anschlussleistung der Beleuchtung (angesetzt mit 13 W/m^2 , l als Gleichzeitigkeitsfaktor (angesetzt mit 1 für den „worst case“ – Fall), μ_B der Raumbelastungsgrad infolge der Beleuchtung (ebenfalls mit 1 für den ungünstigsten Fall angenommen) und der zuvor bestimmte innere Kühllastfaktor mit 0,9. Die Belastung des Raumes durch Maschinen und Geräte wird nach Gleichung (8) betrachtet:

$$\dot{Q}_M = l \cdot s_i \cdot \mu_a \cdot \sum P_j \quad (8)$$

Die Maschinenlast setzt sich zusammen aus P_j für die Nennleistung der j -ten Maschine (angenommen mit 140 W), μ_a für den Belastungsgrad (Annahme: 0,9), sowie der Gleichzeitigkeitsfaktor und dem inneren Kühllastfaktor, die wie bei den vorherigen Gleichungen unverändert bleiben.

Die Summe der inneren Lasten durch die Personen, der Beleuchtung sowie den Maschinen und Geräten ist folglich:

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_P + \dot{Q}_B + \dot{Q}_M = 108 \text{ W} + 145,34 \text{ W} + 113,4 \text{ W} \approx 367 \text{ W}$$

4.2.1.2 Äußere Kühllasten

Die äußeren Kühllasten \dot{Q}_A werden nach Gleichung (9) berechnet und setzen sich zusammen aus den Indizes W für den Wärmestrom durch die Außenwände und Dächer, T für die Transmissionswärme durch die Fenster, S für die Strahlungswärme durch die Fenster, LF für den Wärmestrom durch Fugenlüftung.

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_W + \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_{LF} \quad (9)$$

Der Wärmestrom durch die Außenwand des Büros wird nach Gleichung (10) berechnet. Die Berücksichtigung der Speicherfähigkeit der Außenwand (Phasenverschiebung und Änderung der Amplitude d. Oberflächentemperatur) wird durch die äquivalente Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{äq}}$ mit 8 K berücksichtigt. U steht für den Wärmedurchgangskoeffizienten (0,09 W/m²K) und A für die Fläche der Außenwand mit 2,6 m²:

$$\dot{Q}_W = U \cdot A \cdot \Delta\vartheta_{\text{äq}} \quad (10)$$

Der Transmissionswärmestrom durch die Fenster wird identisch zur Gleichung (10) berechnet, allerdings wird statt der äquivalenten Temperaturdifferenz, die Temperaturdifferenz zwischen der Außenlufttemperatur (in der Kühllastzone 3 für München beträgt diese zum Berechnungszeitpunkt 31,1 °C) und der Raumlufttemperatur von 26 °C verwendet. Der U -Wert des Fensters bei der Wahl der 2-fachen Sommerschutzverglasung beträgt 1,3 W/m²K. Die Berechnung der Kühllast infolge der Strahlung durch das Fenster wird in der Gleichung (11) beschrieben:

$$\dot{Q}_S = [A_I \cdot I_{\text{max}} + (A - A_I) \cdot I_{\text{diff, max}}] \cdot b \cdot s_a \quad (11)$$

A_I beschreibt die besonnte Glasfläche, A die gesamte Glasfläche. Die Extremsituation betrachtend wird hier davon ausgegangen, dass die gesamte Glasfläche besonnt wird. Bei einem Rahmenanteil von 15 % ergibt dies eine Glasfläche von 4,42 m². I_{max} stellt den Maximum Radiative Cooling im kühlgemäßigten Klima in Süddeutschland am Beispiel München

malwert der Gesamtstrahlung durch die verglaste Fläche mit 385 W/m^2 dar, $I_{\text{diff,max}}$ den Maximalwert für die diffuse Strahlung mit 129 W/m^2 . Allerdings wird der diffuse Anteil in der Gesamtstrahlung mitberücksichtigt und durch die Annahme, dass die gesamte Glasfläche besonnt wird, fällt das Produkt in der Gleichung mit dem diffusen Anteil weg. Die Variable b steht für den Durchlassfaktor. Dieser wird bei einer Annahme eines Reflexionsglases und einer außenliegenden Jalousie mit $\sim 0,07$ angesetzt. Der Kühllastfaktor für äußere Strahlungslasten s_a ist $0,87$. Die Kühllast aufgrund der Fugenlüftung wird durch Gleichung (12) berechnet:

$$\dot{Q}_{LF} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_{AUL} - \vartheta_{RL}) \quad (12)$$

Die Gleichung beinhaltet den Volumenstrom \dot{V} der Fugenlüftung, welche bei einem Passivhaus maximal $0,6 \text{ h}^{-1}$ betragen darf, vgl. (Passivhaus Institut, 2013). Hierdurch ist eine Infiltration von $\sim 20,1 \text{ m}^3/\text{h}$ anzusetzen. Die Dichte ρ der Luft beträgt $1,2 \text{ kg/m}^3$, die spezifische Wärmekapazität 1 kJ/kgK . Die Temperaturdifferenz zwischen der Außenluft und der Raumluft beträgt, wie in der Berechnung des Transmissionswärmestroms durch die Verglasung, $5,1 \text{ K}$.

Die Äußere Kühllast setzt sich wie folgt zusammen:

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_W + \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_{LF} = 1,9 \text{ W} + 34,5 \text{ W} + 99,9 \text{ W} + 34,2 \text{ W} \approx 170,5 \text{ W}$$

Die Summe aus der äußeren und inneren Kühllast ergibt somit $537,5 \text{ W}$. Hierbei ist darauf hinzuweisen, dass für die Rechnung mit dem Kurzverfahren immer die Extremsituation betrachtet werden. So sind die inneren und äußeren Kühllastfaktoren mit den höchsten Werten angesetzt, genauso wie die Einstrahlungswerte usw. Daher ist der rechnerische Wert von $537,5 \text{ W}$ ein äußert theoretischer Wert, der in der Praxis nie erreicht werden würde.

4.2.2 Kühllastberechnung nach VDI 2078 – EDV-Verfahren

Mit der TGA-Software „mh-Software“ wird eine EDV-Kühllastberechnung nach VDI 2078 durchgeführt. Die EDV-Methode soll als Vergleich für das Kurzverfahren dienen und zeitgleich mit der instationären Simulation mit TRNSYS durch die Eingabe der selben Eingabewerte eine alternative Methode zur Ermittlung der Kühllast bieten. Für die Modellierung des Einzelbüros wird mit Hilfe des Grundrisses der Raum mit der zuvor gewählten Bautechnik aufgebaut. So entspricht der Schichtenaufbau der Außenwand, die Verglasung, die Beschattung usw. den gewählten Standards. Zusätzlich sind Aufbauten für die Innenwände und Geschosdecken zu wählen. Diese werden am Beispiel der Innenwand so gewählt, dass eine

möglichst hohe Dämmung (20 cm, wie die Außenwand) zum Nachbarraum vorhanden ist, sodass nur eine minimale Einwirkung stattfindet. Der Aufbau einer adiabaten Wand, wie bei TRNSYS, ist mit mh-Software nicht möglich. Das Einzelbüro wird in dreifacher Ausführung in drei übereinanderliegenden Stockwerken aufgebaut. Für die Kühllastbetrachtung wird nur das mittlere Stockwerk herangezogen, für das eine Stockwerkshöhe von 12 m eingegeben wird, um die Ausgangsbedingungen des Untersuchungsobjekts einzuhalten (vgl. Kapitel 4.1). Die vollständigen Eingabedaten und Berechnungsergebnisse der Software sind den Anhängen 3 und 4 zu entnehmen. Die Abbildung 6 zeigt den Vergleich der Ergebnisse mit den zwei Regelungsarten des Einzelbüros. Die Ergebnisse zeigen je nach Wahl des Raumreglers vergleichbare bzw. abweichende Ergebnisse zur Rechnung aus dem Kurzverfahren.

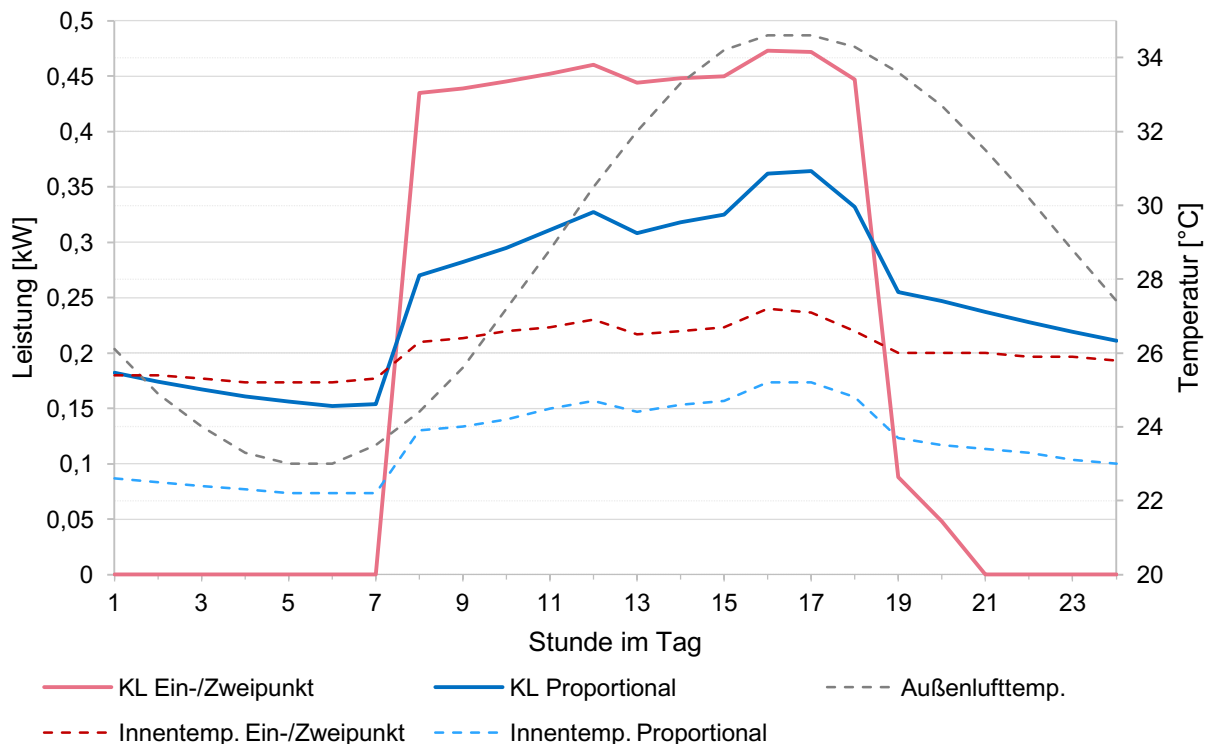


Abbildung 6: Ergebnisse der Kühllastberechnung mit mh-Software, Verlauf der Kühllasten (KL) und Temperaturen mit Ein-/Zweipunkt- und Proportional Regler am Auslegungstag Juli

Die Kühllastberechnung wird mit einem Ein-/Zweipunkt (EZP) Regelung und einem P-Regler (Proportional-Regler) durchgeführt. Die EZP-Regelung erreicht eine max. Kühllast von 473 W zwischen 15 – 16 Uhr. Im Vergleich wird mit dem P-Regler eine Kühllast von 364 W zwischen 16 – 17 Uhr erreicht. Der Unterschied beruht auf der Arbeitsweise der beiden Regler. Der P-Regler aktiviert die Kühlung, bevor die Grenztemperatur von 26 °C erreicht wird. Dies ist auch am Verlauf der Proportional-Kühllast deutlich, welche stets über Null bleibt und

über den gesamten Tag hinweg Leistung bezieht. Anders hingegen ist die EZP-Regelung, die die Kühlung erst aktiviert, wenn die Grenztemperatur überschritten wird. Hier springt auch die Kühllast von Null auf einen viel höheren Wert, als in der anderen Regelungsart jemals erreicht wird. Durch das zeitnahe Einschalten der Kühlung an der Grenztemperatur ist eine höhere Kühllast im Raum vorhanden, die sich durch einen sprunghaften Kühlbedarf zeigt. Die VDI-Richtlinie nennt hierzu einen Faktor von bis zu 2, der durch die unterschiedliche Regelung hervorgerufen werden kann, vgl. (VDI 2078:2015-06, S. 49). Der Verlauf der Kühllast nach dem Einschalten der EZP-Regelung ähnelt dem Verlauf der proportional geregelten Kühllast. Die Steigung der Kühllast zwischen 7 und 12 Uhr zeigt zwischen beiden Regelungsarten einen Steigungsunterschied. Durch die höhere Kühllast, die bei der EZP-Regelung benötigt wird, sind die Steigungen im Verlauf der Kühllast immer geringer wie bei der P-Regelung, da eine Nachregulierung durch die EZP-Regelung nicht stattfindet. Bei der proportionalen Regelung wird die benötigte Kühlleistung mit der Erhöhung der internen und vor Allem äußeren Lasten im Verlauf des Tages allmählich gesteigert und nach Bedarf angepasst. Der Knick ab 19 Uhr im Kühllastverlauf der EZP-Regelung ist durch das Ausschalten der Kühlung um 18 Uhr zu erklären (vgl. auch Tabelle 5). Die ab 18 Uhr abgegebene Kühlleistung ist die Restkühlleistung, die durch die Speicherwirkung der Bauteile zu erklären ist. Der Verlauf einer typischen Entladungskurve, wie beispielsweise bei PT1-Gliedern, ist durch die geringe Simulationsauflösung des Kühllastverlaufes, bei der es sich um stündliche Simulationsschritte handelt, nicht erkennbar.

Auch beim Vergleich der Innentemperaturen ist ein Unterschied vorhanden. Die Innentemperatur ist bei der EZP-Regelung 11 h (in der gesamten Betriebszeit 7 – 18 Uhr) lang über der Grenztemperatur von 26 °C, trotz einem höheren Anlagenleistungsbedarf. Beim P-Regler wird die 26 °C - Grenze nicht überschritten. Im Tagesverlauf ist die Innentemperatur mit P-Regler im Durchschnitt um 3 K niedriger, als die des EZP-Reglers.

4.2.3 Vergleich der Ergebnisse aus dem Kurz- und EDV-Verfahren

In der Rechnung nach dem Kurzverfahren wird eine Kühllast von 537,5 W ermittelt. Das EDV-Verfahren gibt für das Einzelbüro eine Kühllast von 473 W (EZP-Regler) und 364 W (P-Regler) an. Die erstgenannte Methode der Kühllastbestimmung ist ein Verfahren mit Tabellenwerten, in der viele Annahmen für den „worst case“ getroffen werden müssen. In der statischen Rechnung werden Tabellenwerte herangezogen, die ein dynamisches eingeschwungenes System repräsentieren, um es weiterhin statisch rechnen zu können. Die höhere Kühl-

last hat folglich einen größeren Sicherheitsbeiwert für die Auslegung der Kälteanlage. Im Vergleich kann der betrachtete Raum in der EDV-Methode zu verschiedenen Bedingungen mehrfach simuliert werden und die Annahmen hierdurch auf ein Mindestmaß reduziert werden. Die schlechtere Regelungsmethode (bezogen auf die konstant höhere Raumtemperatur) mit der EZP-Regelung erreicht daher in der EDV-Kühllastberechnung einen ähnlicheren Wert, im Vergleich zur Rechnung nach dem Kurzverfahren. Die bessere Regelung und das Betrachten des dynamischen Verhaltens des Raumes führen zu einer Differenz von ca. 170 W bzw. einem relativen Unterschied von 37 % in Bezug auf die Kühllast des Kurzverfahrens. Die energetischen Unterschiede, die sich bei beiden Regelungsarten ergeben, werden im nächsten Kapitel beschrieben.

4.3 Auslegung des thermischen Speichers

Die Klimaanalyse und die Kühllastberechnung des Einzelbüros machen es im Vorfeld der Simulation mit TRNSYS möglich den nötigen Energiespeicher für das Büro zu dimensionieren bzw. eine erste stimmige Größe des Speichers anzunehmen.

Die Klimadatenanalyse ergab eine Schönwetterperiode von 5,7 d. Im ungünstigsten Fall muss der in Betracht gezogene Speicher demnach in dieser Zeitperiode die gesamte Kälteleistung bzw. Kühlenergie zur Verfügung stellen. Als Kühlenergie wird die Kühllastberechnung mit der Ein-/Zweipunkt-Regelung herangezogen. Dies hat den Grund, dass die Simulation mit TRNSYS ebenfalls eine EZP-Regelung verwendet. In der ersten Modellierungsphase des Kühlkonzeptes des Einzelbüros, das in dieser Arbeit betrachtet wird, soll die Plausibilität bzw. die Funktionstüchtigkeit des entworfenen Anlagenkonzeptes untersucht werden. Daher wurde für die erste Untersuchung die einfachere EZP-Regelung gewählt.

Für die Auslegung des thermischen Energiespeichers wird der Auslegungstag aus mh-Software verwendet, bei der die Spitzenlast von 473 W erreicht wird.

Tabelle 5: Kühllastverlauf am Auslegungstag mit EZP- und P-Regler

h im Tag	Kühllast	
	EZP-Regler [kW]	P-Regler [kW]
0-1	0	0,182
1-2	0	0,174
2-3	0	0,167
3-4	0	0,161
4-5	0	0,156
5-6	0	0,152
6-7	0	0,154
7-8	0,435	0,27
8-9	0,439	0,282
9-10	0,445	0,295
10-11	0,452	0,311
11-12	0,46	0,327
12-13	0,444	0,308
13-14	0,448	0,318
14-15	0,45	0,325
15-16	0,473	0,362
16-17	0,472	0,364
17-18	0,447	0,332
18-19	0,088	0,255
19-20	0,048	0,247
20-21	0	0,237
21-22	0	0,228
22-23	0	0,219
23-24	0	0,211
Summe [kWh]	5,101	6,037

Tabelle 5 zeigt den Verlauf der Kühllast am Auslegungstag der beiden Regelungsarten. Die Aufsummierung der benötigten Kühlenergie zeigt, dass der Energieverbrauch beim P-Regler wesentlich höher ist. Die Kühlung über den gesamten Tag (vgl. Abbildung 6) weist demnach energetische Nachteile auf. Die TES-Auslegung wird entsprechend Gleichung (12) vorgenommen, die für die Dimensionierung des Speichers entsprechend umgestellt wird:

$$V_{TES} = \frac{Q_{0, \text{Auslegungstag}}}{\rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_{RL} - \vartheta_{VL})}$$

Als Temperaturdifferenz wird zunächst eine Spreizung von 3 K zwischen Rücklauf und Vorlauf angesetzt, die für eine Deckenkühlung üblich ist. Als Kühllast wird der Kühlenergiebedarf des Auslegungstages bei der EZP-Regelung von 5,101 kWh eingesetzt (vgl. Tabelle 5). Demnach ergibt sich für den benötigten Kältespeicher ein Volumen von 1,46 m³ für den Spitzenauslegungstag. Die Auslegungsgröße wird dabei wesentlich durch die Spreiztemperatur beeinflusst. Die Temperaturdifferenz wirkt sich direktproportional zur Speichergröße aus. Ist der Betrieb einer höheren Spreizung möglich kann die Speichergröße dementsprechend wesentlich reduziert werden. Wird der Speicher auf die gesamte Schönwetterperiode von den ermittelten 5,7 d ausgelegt, so ergibt sich die Speichergröße aus der Vergrößerung des benötigten Volumens für den einzelnen Spitzentag von 1,46 m³ um die 5,7-fache Größe. Dies würde eine Speichergröße von ca. 8,32 m³ ergeben. Da ein Speicher dieser Größe für ein Einzelbüro mit nur etwa 11 m² als außerordentlich groß ist, wird im weiteren Teil der Arbeit die Speichergröße für den Spitzenkühltag mit 1,46 m³ Volumen betrachtet.

4.4 Dynamisch thermische Simulation des Untersuchungsobjekts mit TRNSYS

Die Kälteversorgung des Einzelbüros wird mit der Software TRNSYS 17 simuliert. Das Programm kann dabei das dynamische Verhalten der Anlage, sowie des Büros durch das aufgebaute Modell mit Hilfe der Wetterdaten simulieren. Durch die instationäre Simulation soll die Leistungsfähigkeit einer Kühlung mit Strahlungskälte beurteilt werden.

4.4.1 Beschreibung und Modellierung des Anlagenkonzepts zur Kälteversorgung

Abbildung 7 zeigt den vereinfachten schematischen Aufbau des Anlagenkonzeptes zur Kälteversorgung des Untersuchungsobjekts. Der Aufbau in der Simulationsumgebung von TRNSYS erfolgt ähnlich dieser Abbildung.

Die Kälteerzeugung bzw. Erzeugerseite (linke Seite vom TES in der Abbildung) besteht aus einem Flachkollektor und einer Pumpe, mit dessen zugehörigen Steuerung. Der Flachkollektor wird durch den Type 73 aus der Standard TRNSYS Bibliothek modelliert. Für die Pumpe des Erzeugerkreises (*pump_sc*), sowie alle anderen Pumpen in diesem Modell, wird der Type 3b verwendet, welcher eine Pumpe mit variabler Drehzahl simuliert. Die Steuerung wird durch eine EZP-Regelung mit dem Type 2b realisiert. Der untere Schaltpunkt (Totband) der Steuerung wird durch die Auslasstemperatur des Kollektors gegeben. Der obere Schaltpunkt wird durch die durchschnittliche Temperatur des TES gegeben. Durch diese Konfiguration wird der Kältespeicher nur beladen, wenn die Kollektoraustrittstemperatur unterhalb der durchschnittlichen Temperatur des Speichers ist. In den Sommernächten kann somit eine Aufladung des Speichers erfolgen, wenn durch die Strahlungskühlung des Flachkollektors kältere Temperaturen erreicht werden.

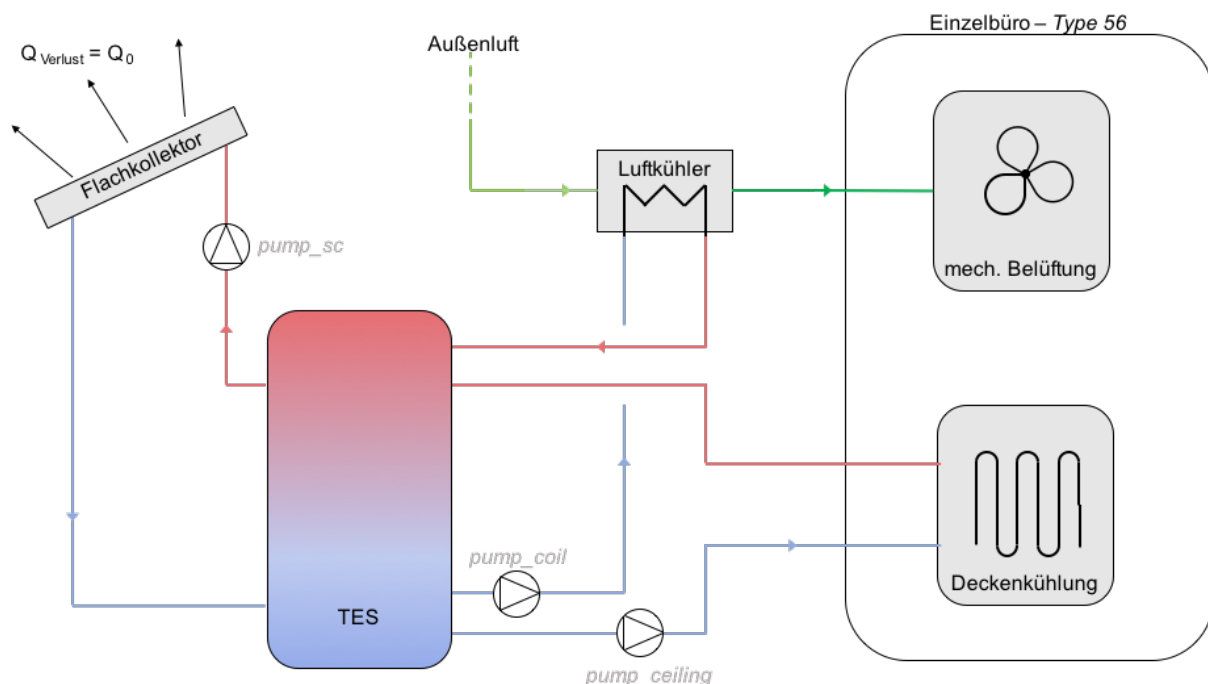


Abbildung 7: Vereinfachtes schematisches Anlagenkonzept der Kälteversorgung des untersuchten Einzelbüros

Erreicht die Austrittstemperatur des Kollektors jedoch eine höhere Temperatur als die mittlere Tanktemperatur, so wird die Zirkulation unterbrochen. Der Speicher wird durch den Type 534 - NoHX aus der Thermal Energy System Specialists (TESS) Bibliothek modelliert. Dies modelliert einen TES, der als vertikaler Zylindertank ausgeführt ist und keinen internen Wärmetauscher besitzt. Der Speicher wird so eingestellt, dass er jeweils drei Ein- und Aus-

lässe besitzt. Zudem werden die sogenannten Nodes ebenfalls auf drei festgelegt, wodurch die Schichten im Speicher definiert werden.

Auf der Verbraucherseite (vgl. Abbildung 7 rechte Seite des TES) werden vom Kältespeicher das Kühlregister für die mechanische Lüftung des Büros, sowie die Deckenkühlung versorgt. Der Luft-Kühlregister soll die durch die mechanische Lüftung dem Raum hinzugefügte Luft bei Außenlufttemperaturen über 26 °C kühlen, um eine zusätzliche Aufheizung des Raumes zu vermeiden (eine Fensterlüftung wird aufgrund des passivhausähnlichen Standards des Baus nicht betrachtet). Die Pumpe für das Kühlregister (pump_coil) wird durch eine Equation in TRNSYS gesteuert, die diese aktiviert, sobald sich die AUL-Temperatur über 26°C befindet. Unterhalb dieser Temperatur wird der Luftkühler nicht betrieben. Das für den Kühler eingesetzte Modell ist der Type 508c aus der TESS Bibliothek. Die Austrittslufttemperatur und Feuchte wird dem Type 56 Modell, welches das Einzelbüro modelliert, als Input für die mech. Belüftung zur Verfügung gestellt. Die Deckenkühlung wird durch die ebenfalls im Type 56 enthaltene „Active Layer“ modelliert. Durch diese sogenannte aktive Schicht, die in einen Bauteilbau integriert werden kann, kann die Einbindung eines Bauteils aus dem Type 56 in das Simulationsfeld von TRNSYS eingebunden werden. Hierdurch ist die Simulation von Deckenkühlungen, Fußbodenheizungen und anderen aktivierten bzw. wärmeträgerdurchflossenen Bauteilen möglich. Die Konfiguration des Active Layer bzw. der Deckenkühlung wird in den Standardwerten belassen, wonach eine Deckenkühlung folgendermaßen modelliert wird: Rohrabstand: 0,2 m, Rohraußendurchmesser: 2 cm, Rohrwanddicke: 2 mm, Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand: 1,26 kJ/hmK. Den Aufbau der Decke mit der Deckenkühlung kann der Tabelle 6 entnommen werden. Die interne Heizung bzw. Kühlung des Type 56, die z.B. für die Heiz- bzw. Kühllastberechnung verwendet werden können, werden deaktiviert. Hierdurch ist die Konditionierung des Büorinnenraums nur durch die mechanische Lüftung des Raumes sowie der Deckenkühlung möglich.

Tabelle 6: Aufbau der modellierten Decke mit einem Active Layer als Deckenkühlung von innen (links) nach außen (rechts)

	Estrich	Active Layer	Estrich	PUR020	Normalbeton
Schichtdicke [m]	0,06	-	0,06	0,1	0,1
Dichte [kg/m ³]	2.200	-	2.200	40	2.200
Wärmeleitfähigkeit [kJ/hmK]	5,04	-	5,04	0,07	7,56
spez. Wärmekapazität [kJ/kgK]	1,05	-	1,05	2,09	1

Die Versorgung der Deckenkühlung wird, wie der Luftkühler, direkt über eine Pumpe realisiert. Diese Pumpe (pump_ceiling) wird durch eine weitere Equation in TRNSYS gesteuert. Diese Equation verarbeitet die Ausgangssignale eines EZP-Reglers (Type 2b) und eines Raumthermostaten Type 108, wie in Abbildung 8 dargestellt.

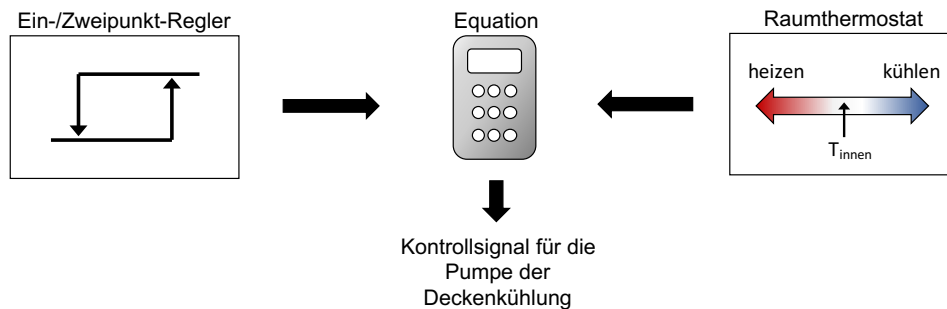


Abbildung 8: Blockschaltbild der Pumpensteuerung für die Deckenkühlung

Der EZP-Regler nutzt als unteren Schaltpunkt die Vorlauftemperatur des TES für die Deckenkühlung und als oberen Schaltpunkt die Raumtemperatur des Büros. Durch diese Einstellung vergleicht der EZP-Regler die Rauminnentemperatur mit der des Speichers und gibt nur ein „AN-Signal“, wenn die Temperatur des Kühlmediums für die Kühlung des Raumes ausreicht. Der Raumthermostat überwacht die Temperatur des Innenraums und gibt ein „AN“-Signal an die Equation weiter, wenn diese die eingestellte Kühlgrenztemperatur überschreitet.

Die Equation vergleicht die Ausgänge beider Regler und nimmt die Deckenkühlung nur in Betrieb, wenn beide Regler ein „AN“-Signal geben. In allen anderen Fällen bleibt die Deckenkühlung deaktiviert. Die Ausgänge der einzelnen Types, die zur Bewertung der Kühlung herangezogen werden, werden durch das Output-Type Type 65a festgehalten. Dieser erzeugt, neben einem Live-Plot während der Simulation, eine Textdatei, die für spätere Auswertungen z.B. mit Excel verwendet werden können.

4.4.2 Versuchsaufbau und Simulation des Kühlungskonzepts

Zur Plausibilitätsprüfung und Bewertung des entworfenen Konzeptes zur Kühlung des Einzelbüros, wird in mehreren Simulationsreihen die Leistungsfähigkeit so wie auch evtl. Grenzen des Anlagenmodells geprüft um u.a. hieraus auch Abhängigkeiten der Anlagendimensionierung festzustellen. Mögliche Dimensionierungsbeziehungen können für die nachträgliche Betrachtung der potentiellen Anlagengröße auf Gebäude- oder Quartiersebene herangezogen werden. Hierzu werden mit der modellierten Anlage 29 Simulationen mit TRNSYS Radiative Cooling im kühlgemäßigten Klima in Süddeutschland am Beispiel München

durchgeführt, bei denen unterschiedliche Konfigurationen der Anlage untersucht werden. Die Simulationsbezeichnung bzw. –nummerierung erfolgt mit römischen Zahlen von i bis xxii, sowie den drei Einzelsimulationen „alle_oLü“, „alle_minLW“ und „alle_KAT2“. Eine ausführliche Zusammenfassung über die Konfigurationen und Ergebnisse der Simulationen ist Anhang 5 zu entnehmen.

In den drei Simulationen „alle_oLü“, „alle_minLW“ und „alle_KAT2“ (Abkürzung für: alle Variablen: ohne mechanischen Belüftung des Raums, mit mech. Belüftung des Raumes mit dem Mindestluftwechsel von $0,5 \text{ h}^{-1}$ und Innenraumklimakategorie 2, vgl. Kapitel 4.1.1) wird eine Optimierung für die Gesamtanlage (Optimierungsbeschreibung s. Kapitel 4.4.3) mit allen Variablen des Anlagenmodells durchgeführt. In allen anderen Simulationen wird versucht das Verhalten der Anlage bei verschiedenen Dimensionierungen herauszufinden. Dabei liegt das Augenmerk vor allem auf den Hauptparametern Kollektorfläche und TES-Volumen.

Jede einzelne in dieser Arbeit durchgeführte und betrachtete Simulation, simuliert das Verhalten des Büros und der Anlage, mit einer stündlichen Auflösung über das gesamte Jahr. Softwarebedingt ist bei TRNSYS das Einpendeln jeder Simulation notwendig. An der Simulationsergebnisausgabe kann dies z.B. als unregelmäßiges Schwanken der Ergebnisse beobachtet werden. Dieser Hinweis ist bei der Betrachtung der Ergebnisse über das gesamte Jahr wichtig, da durch das Einschwingen der Simulation mit den eingegebenen Anfangswerten bzw. den Initial Values, die Ergebnisse des z.B. ersten Monats verfälscht werden können. Für die Auswertung dieser Arbeit werden die Ergebnisse in der Kühlperiode von April bis Oktober betrachtet (von der 2161. bis 7296. Stunde eines Jahres). Bei einer Simulation über das gesamte Jahr, ist das Einschwingen der Simulation mit dem Erreichen der Kühlperiode erreicht, weshalb die Ergebnisse aus der genannten Zeitperiode ohne Weiteres verwendet werden können.

Der Kollektorwinkel des Type 73 ist bei allen Simulationen auf 0° eingestellt, da die Kühlanwendung, wie bei der Anwendung mit PVT-Kollektoren bei (Palla, et al., 2014, S. 3 f.), im Vordergrund steht und durch diese Ausrichtung der Sichtfaktor gegen den Nachthimmel maximiert wird (Sichtfaktor = 1).

Die Simulationen können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- 1) **i bis vi**: Kühlleistung der Anlage wird mit ausgelegter TES von $1,46 \text{ m}^3$ mit verschiedenen Kollektorgrößen simuliert.
- 2) **vii bis ix**: detaillierte Untersuchung der Simulationen ii und vi mit manuellen Konfigurationen; Erhöhung der Temperaturspreizung der Deckenkühlung ist beabsichtigt.

- 3) **x bis xiii-a**: wie 1), mit TES-Volumen $1,46 \text{ m}^3$; Optimierungszielfunktion ist ab Simulation x verändert.
- 4) **xiv bis xviii**: wie 1), mit TES-Volumen 5 m^3
- 5) **xix bis xxii**: wie 1), mit TES-Volumen $0,5 \text{ m}^3$
- 6) **alle_minLW** und **alle_KAT2**: Anlagensimulation mit optimierten Werten für alle elf Variablen der Anlage. Bei der Optimierung und der anschließenden Simulation ist die mechanische Belüftung des Raumes aktiviert. Die Simulation **alle_oLü** ist das Pendant der vorher beschriebenen Simulationen ohne Belüftung des betrachteten Raums und bildet für die Simulationen i bis xxii die gesamtoptimierte Anlage.

4.4.3 Optimierung der Simulationsparameter mit Genopt

Die Simulation in TRNSYS kann durch die sogenannte Simulation Card gesteuert werden. In dieser können Variablen definiert werden, deren manuelle Eingabe die Größen bzw. Werte innerhalb eines Anlagenmodells verändern können. Das im Kapitel 4.4.1 beschriebene Anlagenmodell verwendet elf Variablen bzw. Parameter, die für die Einstellung folgender Werte verwendet werden:

SET_cooling	– Kühlgrenztemperatur des Raumthermostaten
A_sc	– Größe bzw. Fläche des Flachkollektors
V_tank	– Größe bzw. Volumen des TES
m_flow_sc	– max. Massenstrom im Erzeugerkreis (sc für solar collector)
m_flow_ceiling	– max. Massenstrom in der Deckenkühlung
m_flow_coolingcoil	– max. Massenstrom im Kreis des Luftkühlers
m_flow_vent	– Massenstrom der mech. Belüftung des Einzelbüros
UDB_sc	– oberer Totband der Erzeugerkreisumpfenregelung (upper dead band)
LDB_sc	– unterer Totband der Erzeugerkreisumpfenregelung (lower dead band)
UDB_ceiling	– oberer Totband der Pumpenregelung für die Deckenkühlung
LDB_ceiling	– unterer Totband der Pumpenregelung für die Deckenkühlung

Anhand dieser Variablen wird zu Beginn der Kühlsimulationen eine Optimierung der TRNSYS Variablen mit dem Optimierungsprogramm Genopt durchgeführt. Dieses Programm

kann anhand der .dck-Datei (der Konfigurationsdatei von TRNSYS) die festgelegten Variablen steuern und die Minimierung einer Größe bzw. einer Zielfunktion innerhalb des Anlagenmodells verfolgen. Durch aufeinanderfolgende Simulationen, bei der die Ausgabegrößen aus der vorherigen Simulation in die Eingabegrößen der nächsten Simulation eingelesen werden, können optimierte Parameter für Anlagenmodelle gefunden werden. In den folgenden Unterkapiteln wird kurz die Theorie eines Optimierungsvorgangs beschrieben, um anschließend die Implementierung des Optimierungsvorgangs in das TRNSYS Anlagenmodell darzustellen und die verwendeten Zielfunktionen zu beschreiben.

4.4.3.1 Beschreibung des Hooke-Jeeves Optimierungsalgorithmus

Für den Optimierungsvorgang wird der in Genopt enthaltene Optimierungsalgorithmus GPS-Hooke-Jeeves-Musterverschiebungsalgorithmus, parallel zu den Arbeiten (Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014, S. 7) und (Calise, 2010, S. 1002) verwendet. In den genannten Forschungsarbeiten werden ebenfalls Parameteroptimierungen von Anlagenmodellen in TRNSYS, zusammen mit Genopt durchgeführt, in denen Heiz- und Kühlanwendungen mit Solarkollektoren untersucht werden. Die Suche nach einer optimierten Parametereinstellung für das in dieser Arbeit entworfene Kühlkonzept stellt ein nichtlineares Optimierungsproblem dar, da sich die unbekannt Parameter nichtlinear in den Modellausgängen zeigen (Schröder, 2010, S. 92). Das verwendete Algorithmus Hooke-Jeeves lässt sich nach (Schröder, 2010, S. 93 f. & 319 ff.) in die nichtlinearen deterministischen Optimierungsverfahren 0. Ordnung einordnen. Dieses Verfahren sucht, wie auch beispielsweise das Simplex-Verfahren, nach lokalen Minima der Zielfunktion bzw. Kostenfunktion. Lokale Lernverfahren in neuronalen Netzen suchen nach Minima in der Umgebung des Startpunktes, wodurch am Ende des Optimierungsverfahrens ein lokales Minimum ermittelt wird, das kein globales Minimum für das Optimierungsproblem darstellen muss (Schröder, 2010, S. 93 f.). Die Zielfunktion bei der nichtlinearen Optimierung ist von starker Symmetrie gezeichnet, wodurch sehr viele Parametereinstellungen für gleichwertige globale Minima gefunden werden können. Die Anwendung eines globalen Verfahrens macht bei dieser Art von Problemstellungen deswegen meist keinen Sinn (Schröder, 2010, S. 94).

Das Hooke-Jeeve Verfahren arbeitet in zwei Arbeitsschritten. Zunächst wird die nähere Umgebung um den Startpunkt in jeweils eine Koordinatenrichtung (d.h. Veränderung des Wertes jeweils einer Variable) abgetastet. Hier werden Informationen gesammelt, ob sich die Veränderung der Variable mit einer Ab- bzw. Zunahme des Zielfunktionwertes auswirkt. Ist die Abtastung in jede Koordinatenrichtung erfolgt, wird hierzu ein Basispunkt bzw. Optimierungsschritt erstellt. In einem zweiten Arbeitsschritt des Optimierungsverfahrens werden die ge-

Im Vorfeld jeder Kühlsimulation wird mit dieser Methode für die zu untersuchenden Hauptparameter wie z.B. die Kollektorgröße oder Tankvolumen die zusätzlichen Nebenparameter wie z.B. die optimierten Einstellungen der Regler oder der einzustellende Massenstrom in den einzelnen Kreisen gefunden. Nur in den drei Einzelsimulationen mit allen Variablen wurde die Einstellung „Maximum Number of Step Reductions“ des Optimierungsalgorithmus auf 3 geändert, um die Dauer der Optimierungen zu verkürzen. Die Verkleinerung dieses Wertes beeinflusst die Genauigkeit des Optimierungsvorgangs. Aus den vorhergehenden Optimierungen, zeigte sich diesbezüglich jedoch eine ausreichende Genauigkeit, weshalb die Reduzierungsschritte verkleinert wurden.

Der Fokus eines Optimierungsdurchlaufs liegt, wie in Kapitel 4.4.3.1 beschrieben, in der Minimierung einer vorher definierten Zielfunktion. Für den Optimierungsvorgang wird dem vorhandenen Anlagenmodell eine zusätzliche Equation hinzugefügt, die zusammen mit dem Type 24 (Integraltype) die Zielfunktion darstellen. Die Abbildung 10 zeigt die Interaktion der verschiedenen Types für die Implementierung der Optimierungszielfunktion in das Anlagenmodell.

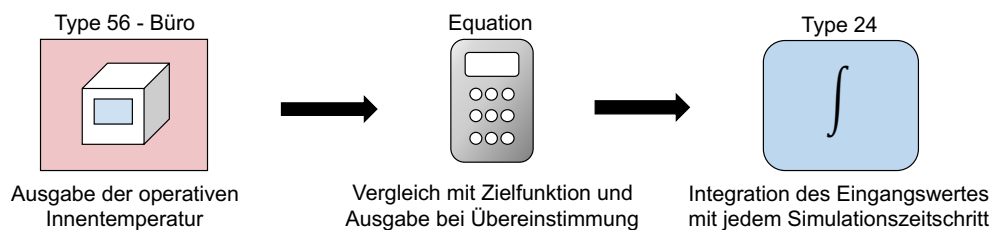


Abbildung 10: Blockschnittbild zur Implementierung der Optimierungszielfunktion in der Simulationsumgebung von TRNSYS

Für die Ausgabe von zielführend optimierten Parametern und zur Minimierung der benötigten Zeit für einen Optimierungsdurchlauf, ist die richtige Definition der Zielfunktion bedeutend. Die verwendeten Zielfunktionen für die verschiedenen Simulationen werden in den folgenden zwei Unterkapitel beschrieben.

4.4.3.3 Zielfunktion A für die Simulationen i bis ix

Die o.g. ersten 9 Simulationen werden nach der folgenden Zielfunktion optimiert:

$$h_{\text{over}26\text{degree}} = gt(T_{\text{oper_office}}, 26)$$

Die Ausgabe $h_{\text{over}26\text{degree}}$ der Equation ist gleich 1, wenn die eingelesene operative Raumtemperatur des Einzelbüromodells sich zur simulierten Stunde über 26 °C befindet. In allen anderen Fällen wird eine Null ausgegeben. Durch die Integration des jeweils ausgegebenen Wertes der Equation, kann Genopt nach den Parametereinstellungen suchen, bei der Radiative Cooling im kühlgemäßigen Klima in Süddeutschland am Beispiel München

die geringste Anzahl an Stunden erreicht werden, in denen sich die operative Temperatur im Büro über 26 °C befindet.

4.4.3.4 Zielfunktion B für die Simulationen x bis xxii, „alle_oLü“, „alle_minLW“ und „alle_KAT2“

Die o.g. Simulationen werden nach der folgenden Zielfunktion optimiert:

$$h_betw_20_and_26 = \text{and}(\text{ge}(\text{time}, 2161), \text{le}(\text{time}, 7296)) * \text{and}(\text{ge}(T_oper_office, 20), \text{le}(T_oper_office, 26)) * (-1)$$

Die Ausgabe $h_betw_20_and_26$ der Equation ist gleich 1, wenn sich in der betrachteten Kühlperiode die operative Temperatur des Büros im Temperaturband zwischen 20 und 26 °C befindet. In allen anderen Fällen wird eine Null ausgegeben. Der Faktor minus 1 am Ende der Funktion bewirkt die Negativierung des Wertes, da Genopt nur nach dem Minimum eines Wertes suchen kann. Zielführend ist es dem hingegen diejenigen Parametereinstellungen zu finden, in denen die meisten Stunden im Temperaturband von 20 bis 26 °C erzielt werden. Daher wäre das Maximum bei der Betrachtung in dieser Arbeit bei einem Wert von 5136 h, dass die Anzahl der Stunden von Beginn der Kühlperiode bei der 2161. Stunde bis zur 7296. Stunde des Jahres darstellt, vgl. Zielfunktion B. Durch die Arbeitsweise der Optimierung, dass wie beschrieben, nach einem Minimum sucht, wäre das absolute Minimum des Zielwertes bei -5136 h.

5 Interpretation der Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen diskutiert und mögliche Zusammenhänge festgehalten. Die vollständigen Ergebnisse und die dazugehörigen Parametereinstellungen der Simulationen sind Anhang 5 zu entnehmen. Die Bewertung der Kühlung wird vor allem anhand folgender Werte vorgenommen: die Anzahl der Stunden, in denen sich die operative Innentemperatur über 26 °C, sowie im Temperaturband zwischen 20 °C und 26 °C befindet. Diese Bewertung ist in Anlehnung an die (DIN EN 16798-1:2015-07, S. 42), in der für ein Einzelbüro (Kategorie II) mit maschineller Kühlung die operative Innentemperatur der Auslegungsuntergrenze für den Winter bei 20 °C und die -obergrenze für den Sommer bei 26 °C vorgegeben wird.

Die Simulationen mit aktivierter Lüftung zeigen bereits zu Anfang der Simulationsreihen, dass die alleinige Betrachtung der Kühlung am Standort München nicht sinnvoll ist, da die Lüftung des Raumes auch in der Kühlperiode eine Erhitzung benötigt. Die Heizseite ist im Rahmen dieser Arbeit und damit in der Entwicklung des Anlagenmodells nicht vorgesehen, weshalb ausgenommen der Simulationen „alle_minLW“ und „alle_KAT2“ (s. Kapitel 4.4.2), die übrigen Simulationen die Lüftung nicht mitbetrachten.

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt anhand von Tabellen (vgl. Tabelle 7 bis 12), die in drei grobe Abschnitte zu unterteilen sind. Der erste Zeilenabschnitt stellt die Parametereinstellung dar. Hier werden die verwendeten Variableneinstellungen aus der vorhergehenden Optimierung der Simulationsreihe dargestellt. Im zweiten Zeilenbereich sind die wichtigsten Ergebnisse dargestellt, in der Eckdaten wie z.B. die Stunden über 26 °C, Betriebsstunden der Kühldecke usw. angegeben werden. Der dritte Zeilenabschnitt gibt die Stundenverteilung der Raumtemperaturen wieder, die in der Kühlperiode von April bis Oktober erreicht wurden. Der rote Hintergrund markiert, wie oben genannt, die nach der (DIN EN 16798-1:2015-07, S. 42) festgelegten Temperaturband für ein Einzelbüro.

5.1 Simulationen i bis vi

Eine Kurzfassung der Ergebnisse der Simulationen i bis vi sind in der Tabelle 7 dargestellt. Auffällig in dieser Simulationsreihe ist der höhere Anteil der Stunden im gewünschten Temperaturband von 20 und 26 °C bei den Kollektorflächen 2, 5 und 10 m². Bei den größeren Kollektorflächen fällt der Anteil geringer aus, obwohl eine höhere Kühlleistung zu erwarten ist. Hingegen ist ein hoher Anteil der Stunden bei den größeren Kollektorflächen bei 19 °C

verteilt. Diese knappe Temperierung lässt darauf schließen, dass die Unterkühlung des Raumes nicht an äußeren Umständen liegt. Bei kleineren Kollektorflächen müsste dies sonst ebenfalls beobachtbar sein.

Tabelle 7: Ergebnisse der Simulationen i bis vi

Simulationsnummer	i	ii	iii	iv	v	vi		
SET_cooling	21,062	21,062	21,062	21	21	21	°C	
TES Volumen	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	m3	
Kollektorfläche	5	10	2	1	15	20	m2	
m_flow_sc	250	1500	87,5	12,5	500	800	kg/h	
m_flow_ceiling	1500	2000	2000	2000	2000	1800	kg/h	
Kühlenergie der Decke	281,40	301,28	220,59	200,78	324,77	333,13	kWh	
Betriebsd. Kühldecke	2345	2399	2220	2241	2332	2271	h	
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	19,25	18,58	20,78	21,20	17,36	16,77	°C	
Std. ü. 26 °C (T_oper)	171	50	921	1183	7	0	h	
Std. ü. 27 °C (T_oper)	20	5	388	577	0	0	h	
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,48	0,37	0,94	1,11	0,18	0	K	
max. Innentemp. oper.	27,63	27,02	29,08	29,50	26,23	25,99	°C	
Ø-Temp. TES wenn DK an	20,30	19,93	21,20	21,46	19,38	19,05	°C	
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,05	0,05	0,04	0,04	0,06	0,07	K	
Stunden- verteilung im Temp.band in der Kühlperiode Apr-Okt	<17,5	17	14	10	3	31	24	h
	18	167	180	98	63	253	290	h
	19	591	727	255	192	914	959	h
	20	779	844	540	398	946	1009	h
	21	794	911	563	574	1055	1154	h
	22	627	763	618	572	784	795	h
	23	662	698	482	579	605	517	h
	24	694	542	537	474	378	284	h
	25	472	333	772	699	143	92	h
	26	268	109	648	709	27	12	h
	27	59	15	425	520	0	0	h
	28	6	0	170	292	0	0	h
	29	0	0	18	61	0	0	h
	30	0	0	0	0	0	0	h
≥30,5	0	0	0	0	0	0	h	
Σ 20 bis 26 °C	4296	4200	4160	4005	3938	3863	h	
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	5136	h	
<20 °C	15,1%	18,0%	7,1%	5,0%	23,4%	24,8%		
20 bis 26 °C	83,8%	82,0%	81,2%	78,1%	76,8%	75,4%		
≥27 °C	1,3%	0,3%	12,0%	17,0%	0,0%	0,0%		

Vielmehr lässt sich hier auf eine falsche Steuerungseinstellung der Raumtemperatur schließen, deren richtige Einstellung in der Optimierung nicht gefunden wurde. Die höhere Kühlleistung wird nicht richtig genutzt und verursacht eine Unterkühlung des Raumes.

Ab einer Kollektorfläche von 10 m² wird ein annehmbarer Anteil von 50 h über 26 °C erreicht. Auch die maximale Innentemperatur von 27 °C zeigt eine ausreichende Kühlung des Büros. Die Optimierung wählt mit steigender Kollektorgröße einen entsprechend höheren benötigten Massenstrom im Erzeugerkreis. Die gemittelte Temperatur des TES zu Betriebszeiten der Deckenkühlung ist bei den kleineren Kollektorflächen erwartungsgemäß höher.

Eine unzureichende Kühlung ist bei den kleinsten Kollektorflächen 1 und 2 m² zu verzeichnen. Die Verteilung der Stunden im Temperaturband lässt in der Temperaturzone > 26 °C einen zweiten Peak beobachten, der auf eine fehlende Kühlleistung zurückschließen lässt. So ist bei dieser Konfiguration der Anlagendimension eine externe Kälteleistung für einen Teil der Kühllast nötig, wie z.B. durch aktive Kühltechnik wie der Kompressionskälte. Die eher kleine Kollektorfläche ist zu gering, um den Tank über Nacht auf eine ausreichende Temperatur herunter zu kühlen.

Alle Simulationen dieser Reihe haben eine sehr geringe Spreizung der Vorlauf- (VL) und Rücklauftemperaturen (RL) der Deckenkühlung gemeinsam, was besonders hervorzuheben ist. Die sehr kleine Temperaturdifferenz lässt darauf schließen, dass die Kühlung in der Theorie bzw. in der Simulation zwar annehmbare Kühlleistungen aufweist, jedoch praxisuntauglich oder mit einem unrealistisch hohen messtechnischen Aufwand verbunden ist. Reale Deckenkühlungen arbeiten mit einer Temperaturdifferenz von 3 bis 6 K. Die Kühlleistung wird nach der Gleichung (12) ermittelt, bei der sich die Temperaturspreizung als auch der Massen- bzw. Volumenstrom der abgegebenen Leistung proportional verhalten. Bei Betrachtung der relativ hohen Massenströme in dieser Simulationsreihe, erklärt sich die niedrige Temperaturdifferenz der Simulationen. Die erzeugte Kühlleistung wäre nur rechnerisch zu erreichen, ein reales Verhalten der Simulation ist nicht gegeben. Aufgrund dieser Erkenntnis wird in den darauffolgenden Simulationen das Maximum der Optimierungsgrenze für die Variable des Deckenkühlungsmassenstromes auf 500 kg/h reduziert. Mit dieser Änderung soll eine Erhöhung der Spreizung in der Deckenkühlung erzielt werden.

5.2 Simulationen vii bis ix

Eine Kurzfassung der Ergebnisse der Simulationen vii bis ix ist der Tabelle 8 zu entnehmen. In dieser Simulationsreihe wird aus den Erkenntnissen der ersten Simulationen der mögliche Massenstrom der Deckenkühlung bei der Parameteroptimierung begrenzt. Das Ziel der Steigerung der Spreizung in der Deckenkühlung wird somit erreicht. Ab der Simulation Nummer ix wird die Obergrenze der Massenstromoptimierung der Deckenkühlung weiter verkleinert und auf 200 kg/h begrenzt. Im Vergleich der Simulation ix mit den restlichen Simulationen (viii, viii-a, viii-b) mit 20 m², wirkt sich der geringere Massenstrom mit einer höheren Spreizung zwischen RL und VL der Deckenkühlung aus. Die im vorhergehenden Unterkapitel genannten Praxiswerte werden jedoch weiterhin nicht erreicht.

Die Namensweiterung –a bzw. –b. kennzeichnet die Untersimulationen derjenigen Simulationsnummern, bei denen nach der Optimierung, durch manuelle Konfiguration der Parametereinstellung, die Veränderungen beobachtet werden. So zeigen alle Untersimulationen die in dieser Simulationsreihe durchgeführt sind, dass durch die alleinige Veränderung der Variable SET_cooling, der Kühlgrenztemperatureinstellung des Raumthermostaten, die Spitzenkühlleistung der Anlage in das Temperaturband verschoben werden kann. Hierzu bedarf es, wie die Ergebnissen dieser Untersimulationen zeigen, einen höheren Einstellwert für die genannten Variablen.

Tabelle 8: Ergebnisse der Simulationen vii bis ix

Simulationsnummer	vii	vii-a	viii	viii-a	viii-b	ix		
SET_cooling	21,0625	22	21	22	23	21	°C	
TES Volumen	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	m3	
Kollektorfläche	10	10	20	20	20	20	m2	
m_flow_sc	700	700	600	600	600	500	kg/h	
m_flow_ceiling	500	500	500	500	500	200	kg/h	
Kühlenergie der Decke	280,64	266,28	324,31	298,57	273,56	321,07	kWh	
Betriebsd. Kühldecke	2481	2224	2335	2012	1584	2422	h	
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	18,82	18,70	16,66	16,51	16,37	16,60	°C	
Std. ü. 26 °C (T_oper)	214	215	19	22	30	27	h	
Std. ü. 27 °C (T_oper)	39	42	0	0	0	0	h	
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,59	0,59	0,33	0,32	0,34	0,37	K	
max. Innentemp. oper.	28,03	28,03	26,68	26,72	26,83	26,83	°C	
Ø-Temp. TES wenn DK an	20,27	20,49	19,17	19,37	19,54	19,10	°C	
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,19	0,21	0,24	0,26	0,30	0,57	K	
Stundenverteilung im Temp.band in der Kühlperiode Apr-Okt	<17,5	14	5	34	0	0	20	h
	18	163	58	302	54	26	280	h
	19	630	259	941	358	157	934	h
	20	782	846	917	1070	506	929	h
	21	811	838	1019	1103	1185	987	h
	22	592	894	725	1192	1214	707	h
	23	599	670	567	671	1150	588	h
	24	659	676	402	450	579	415	h
	25	491	490	177	180	242	204	h
	26	290	291	46	51	70	64	h
	27	94	98	6	7	7	8	h
	28	11	11	0	0	0	0	h
	29	0	0	0	0	0	0	h
	30	0	0	0	0	0	0	h
	≥30,5	0	0	0	0	0	0	h
Σ 20 bis 26 °C	4224	4705	3853	4717	4946	3894	h	
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	5136	h	
<20 °C	15,7%	6,3%	24,9%	8,0%	3,6%	24,1%		
20 bis 26 °C	82,4%	91,8%	75,2%	92,0%	96,5%	76,0%		
≥27 °C	2,0%	2,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,2%		

Durch die höhere Thermostateinschalttemperatur wird die Kühlung des Raumes zeitlich verzögert bzw. deutlich seltener aktiviert, dass sich auch in den Betriebsstunden der Deckenkühlung zeigt. Beispielsweise zeigt der Vergleich der Simulation vii mit viii-b, dass die Erhöhung der Grenztemperatur um 2 K die Unterkühlung des Raumes deutlich reduziert. Die

thermische Konditionierung (ausgenommen der Belüftung) des Raumes ist in der Kühlperiode von April bis Oktober zu 96,5 % der Zeit, trotz geringerer Betriebsstunden, gegeben.

Die Erhöhung der SET_cooling Einstellung wirkt sich jedoch nachteilig auf die Anzahl der Stunden über 26 °C aus. Im Vergleich mit der ursprünglichen Einstellung der Simulation vii wird die Anzahl der Stunden über 26 °C bei vii-b gesteigert. Das Verhalten der Anlage lässt sich mit der EDV-Kühllastberechnungen im Kapitel 4.2.2 vergleichen. Eine höhere SET_cooling Temperatur ähnelt der EZP-Regelung, bei der zu Spitzenkühllastzeiten, durch den verzögerten Einsatz der Kühlung, die Innentemperatur kurzzeitige Spitzen erreicht, als bei der P-Regelung. Die niedrigere Einstellung des Thermostaten ähnelt der P-Regelung, bei der die Kühlung durchgehend aktiviert bleibt, vgl. Betriebsstunden der Deckenkühlung. Aus energetischen Gründen ist aus den Erkenntnissen des genannten Kapitels die EZP-Regelung anzustreben und daher die höhere Einschalttemperatur für den Raumthermostaten beizubehalten.

Der direkte Vergleich der jeweils gleichen Anlagendimensionierung aus den beiden beschriebenen Simulationsreihen (z.B. vgl. vii-a mit ii oder viii-b mit vi), zeigen bei gleicher Anlagengröße eine höhere Verteilung im gewünschten Temperaturband. Vor allem bei der kleineren Anlagengröße von 10 m² führt die Erfordernis einer höheren SET_cooling Einstellung und der höheren Spreizung jedoch zu wesentlich mehr Stunden über 26 °C.

Die Erkenntnisse aus dieser Simulationsreihe zeigen, dass die vorhandene Kühlleistung besser ausgenutzt werden kann, indem die Kühlung später aktiviert wird und in das gewünschte Temperaturband verschoben wird. Mit diesem Ziel wurde für die Optimierung die Zielfunktion B entwickelt (Beschreibung im Kapitel 4.4.3.4) und für die Optimierungen ab der Simulation x verwendet.

5.3 Simulationen x bis xiii

Die Tabelle 9 enthält eine Kurzfassung der Ergebnisse dieser Simulationsreihe. Mit der Verwendung der Zielfunktion B sind die Simulationen ab der Simulation x wesentlich zielführender optimiert. Die höhere Einschalttemperatur für den Raumthermostaten wird nun auch durch das Optimierungsalgorithmus gewählt (bei der Untersimulation xiii-a handelt es sich um eine Untersuchung mit manueller Veränderung der optimierten Parameter). Die optimierten Parameter lassen eine möglichst gute thermische Konditionierung im Bereich des gewünschten Raumtemperaturbandes zu.

Trotz der optimalen Auslegung der Parameter, zeigt sich beim Vergleich der Simulationen x bis xiii, dass ca. 2 % der Kühlperiode eine zu geringe Temperatur im Raum unter 20 °C erreicht wird. Die Unabhängigkeit von der Anlagendimensionierung deutet auf einen durch äußerliche Umstände, also klimatischer Bedingungen, verursachte Unterkühlung des Raumes. Dies führt zu der Tatsache, dass in zu etwa 2 % der betrachteten Kühlperiode eine Heizleistung im Raum benötigt wird (ohne die Betrachtung der mechanischen Belüftung). Die Untersimulation xiii-a zeigt deutlich, dass die Einstellung einer niedrigeren Temperatur für SET_cooling eine zu frühe Kühlung des Raumes verursacht und bestätigt die Erkenntnisse aus den Simulationsreihen viii bis ix.

Tabelle 9: Ergebnisse der Simulationen x bis xiii

Simulationsnummer	x	xi	xii	xiii	xiii-a		
SET_cooling	24,0625	24	24,375	24,0625	21	°C	
TES Volumen	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	m3	
Kollektorfläche	20	10	5	2	2	m2	
m_flow_sc	62,5	637,5	356,25	100	100	kg/h	
m_flow_ceiling	200	200	198,75	198,75	198,75	kg/h	
Kühlenergie der Decke	242,73	221,07	184,84	152,92	173,00	kWh	
Betriebsd. Kühldecke	1163	1720	1677	1658	2272	h	
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	15,80	18,40	19,81	21,08	21,34	°C	
Std. ü. 26 °C (T_oper)	42	301	1024	1908	1892	h	
Std. ü. 27 °C (T_oper)	3	65	464	1200	1193	h	
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,36	0,66	1,03	1,52	1,53	K	
max. Innentemp. oper.	27,07	28,29	29,56	30,68	30,68	°C	
Ø-Temp. TES wenn DK an	19,28	20,89	21,66	22,19	21,67	°C	
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,90	0,55	0,48	0,40	0,33	K	
Stunden- verteilung im Temp.band in der Kühlperiode Apr-Okt	<17,5	0	0	0	0	3	h
	18	19	16	16	16	78	h
	19	89	85	80	82	186	h
	20	173	171	151	167	327	h
	21	594	478	311	305	547	h
	22	1367	1019	757	611	460	h
	23	1270	1078	831	652	524	h
	24	1063	1097	790	619	374	h
	25	444	670	832	482	455	h
	26	103	365	670	643	627	h
	27	14	132	424	670	668	h
	28	0	25	228	525	523	h
	29	0	0	41	292	292	h
	30	0	0	5	66	66	h
	≥30,5	0	0	0	6	6	h
Σ 20 bis 26 °C	5014	4878	4342	3479	3314	h	
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	h	
<20 °C	2,1%	2,0%	1,9%	1,9%	5,2%		
20 bis 26 °C	97,8%	95,2%	84,7%	67,9%	64,7%		
≥27 °C	0,3%	3,1%	13,6%	30,4%	30,3%		

Beim Vergleich der Simulationen x und xi zeigt sich, dass bei der Reduzierung der Kollektorfläche von 20 m² auf 10 m² die Kühlung zu Spitzenlastzeiten mit dieser Anlagenkombination nicht vollständig realisieren lässt. Mit der Verkleinerung der Kollektorfläche nimmt auch die Überhitzung des Raumes zu. Die Simulation xiii weist zudem erneut eine zweite Spitze, in

der Verteilung der Stunden über 26 °C auf, welche die Notwendigkeit einer zusätzlichen Kälteleistung zeigt.

Auffällig ist die Optimierung des Massenstroms der Deckenkühlung, die in allen Fällen den Maximalwert von 200 kg/h annimmt. Hierdurch werden höhere Temperaturspreizungen der Deckenkühlung, im Vergleich zu den ersten Simulationen aus der Simulationsreihe i bis vi, erzielt. Bei der Simulation x wird eine durchschnittliche Spreizung von 0,9 K erreicht. Die höhere Temperaturdifferenz begründet sich an der deutlich höheren Kühlleistung mit 20 m² Kollektorfläche, die sich auch in der kühleren Speichermitteltemperatur in der Kühlperiode von 15,8 °C darstellt. Ein Vergleich der Simulation x mit den vorhergehenden Simulationen vii-a und vii-b zeigt in der Anzahl der Stunden über 26 und 27 °C einen Anstieg. Dies könnte zum einen in der höheren Einstellung von SET_Cooling oder dem geringeren Massenstrom in der Deckenkühlung begründet sein. Eine Temperaturbandausnutzung von 97,8 % ist trotz der hohen Anzahl an Stunden über den Maximalwert der operativen Raumtemperatur von 26 °C möglich. Verstärkt wird dies ebenfalls durch den Umstand, dass die maximale Temperatur nicht über 27 °C hinaus geht und die durchschnittliche Erhöhung über 26 °C nur bei 0,36 K liegt. Ein EZP-Regler ähnliches Verhalten bei der vorgenommenen Einstellung der Anlage, wird bestätigt.

Bei der Gegenüberstellung der Simulation xiii mit iii wird die unzureichende Kühlleistung bei einer Kollektorfläche von 2 m² deutlich. Wird versucht eine höhere Spreizung zu erzielen und damit der Massenstrom in der Deckenkühlung begrenzt, so steigen die Stunden über 26 °C um ca. 1.000 Stunden an. Die Annäherung an eine reale Spreizung ist ebenfalls nicht erreicht.

Zusammengefasst wird durch diese Simulationsreihe die in den vorherigen Versuchsreihen getroffenen Vermutungen und daraus gewonnenen Erkenntnisse verifiziert. Die Zielfunktion B bestätigt mit den besseren Optimierungsergebnissen dessen Verwendbarkeit. Bei ausreichender Kühlleistung werden die Parameter in dieser Simulationsreihe richtig ausgewählt und das Verhalten der Anlage passt sich einer EZP-Regelung an. Eine Verwendung der Zielfunktion B für spätere Simulationen, bei der die Heizung des Einzelbüros mitbetrachtet und die Verteilung der operativen Raumtemperaturen im Temperaturband zwischen 20 und 26 °C erfolgen soll, ist denkbar.

5.4 Simulationen xiv bis xviii

In dieser Simulationsreihe wird zum Vergleich der vorherigen Simulationen, in denen mit einer Anlagendimensionierung von 1,46 m³ TES Volumen simuliert wurde, eine größere Tankkapazität von 5 m³ gewählt. Die Kurzfassung der Ergebnisse dieser Simulationsreihe ist in der Tabelle 10 zusammengefasst.

Das größere Tankvolumen wirkt sich auf die Dimensionierung der Kollektorfläche aus. Ab einer Größe von 10 m² wird eine ausreichende Kühlleistung zur Verfügung gestellt. So besteht zwischen den Simulationen xiv und x Ähnlichkeiten in den Ergebnissen der Kühlung.

Tabelle 10: Ergebnisse der Simulationen xiv bis xviii

Simulationsnummer	xiv	xv	xvi	xvii	xviii	
SET_cooling	24,25	24,5	24,5	24	24	°C
TES Volumen	5	5	5	5	5	m ³
Kollektorfläche	10	5	2	12	1	m ²
m_flow_sc	50	25	100	62,5	162,5	kg/h
m_flow_ceiling	180,00	183	200	198	198	kg/h
Kühlenergie der Decke	233,66	214,24	190,98	244,21	178,78	kWh
Betriebsd. Kühldecke	1155	1405	1625	1142	1576	h
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	18,30	19,57	20,86	17,91	21,14	°C
Std. ü. 26 °C (T_oper)	48	259	734	23	898	h
Std. ü. 27 °C (T_oper)	0	24	240	0	342	h
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,28	0,46	0,78	0,21	0,88	K
max. Innentemp. oper.	26,76	27,60	28,50	26,53	28,72	°C
Ø-Temp. TES wenn DK an	20,28	21,08	21,74	20,01	21,93	°C
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,97	0,72	0,51	0,93	0,49	K
<17,5	0	0	0	0	0	h
18	16	11	10	18	10	h
19	84	82	79	85	76	h
20	168	155	148	178	139	h
21	392	291	277	570	237	h
22	1235	915	682	1440	494	h
23	1412	1205	908	1289	885	h
24	1031	1178	969	1024	917	h
25	648	821	1013	443	1104	h
26	142	382	596	86	671	h
27	8	90	365	3	458	h
28	0	6	89	0	137	h
29	0	0	0	0	8	h
30	0	0	0	0	0	h
≥30,5	0	0	0	0	0	h
∑ 20 bis 26 °C	5028	4947	4593	5030	4447	h
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	h
<20 °C	2,0%	1,8%	1,7%	2,0%	1,7%	
20 bis 26 °C	98,1%	96,5%	89,6%	98,1%	86,8%	
≥27 °C	0,2%	1,9%	8,9%	0,1%	11,8%	

In Bezug auf die maximale prozentuale Deckung des Temperaturbandes liefern die eher kleineren Kollektorflächen mit 1 und 2 m² genug Kühlleistung, um in mindestens 86 % der Kühlperiode für eine ausreichende Kühlung des Raumes zu sorgen. Die größere Bevorratungsmenge macht die intensivere Nutzung der nächtlichen Kälteerzeugung mit einer kleineren

ren Kollektorfläche möglich. Der größere Speicher macht sich ebenfalls bei den Höchstwerten der operativen Raumtemperatur bemerkbar, die im Durchschnitt der vergleichbaren Simulationen mit gleicher Kollektorflächendimensionierung bis zu 2 K geringer ausfallen.

Der zweite Peak bei kleineren Kollektorflächen (im Raumtemperaturband ab 26 °C), der bei den vorhergehenden Simulationen beobachtbar ist und den Bedarf einer zusätzlichen Kälteleistung darstellt, ist in dieser Simulationsreihe nicht zu finden. Auch die hohe Verteilung im Temperaturband, wie z.B. in der Simulation xiii, ist bei der Vergleichssimulation xvi mit größerem Speicher nicht vorhanden. Sogar bei einer Kollektorgröße von 1 m² (Simulation xviii) ist keine hohe Streuung wie in der Simulation xii vorhanden.

Die Größe des TES Volumens ist in Bezug auf den betrachteten Raum relativ hoch. Jedoch werden in dieser Betrachtung das Verhalten der Anlage bei einem möglichen höheren Speicheranteil pro m² Raumfläche ersichtlich. Diese Betrachtung ist bei einer möglichen Hochrechnung auf die für die Gebäudeebene auszulegende Speichergöße interessant. So zeigt sich, dass bei entsprechendem Speichervolumen für die nächtliche Strahlungskühlung bereits kleine Kollektorflächen von 1 m² genügen. Daher wird in der nächsten Simulationsreihe das Verhalten der Anlage mit einer Speichergöße von 0,5 m³ betrachtet, um das Verhalten bei kleineren Bevorratungsmengen bewerten zu können.

5.5 Simulationen xix bis xxii

Die Kurzfassung der Ergebnisse dieser Simulationsreihe ist der Tabelle 11 zu entnehmen. Die maximale operative Innentemperatur ist im Vergleich zu den Simulationsreihen mit 1,46 m³ und 5 m³ generell höher. Im direkten Vergleich mit den kleinsten Kollektorflächen von 2 m² (Simulation xvi und xxii) ist hier eine Steigerung des Maximums um 3,5 K vorhanden. Die Simulation xxii erreicht zudem unter allen Simulationen den Höchstwert der operativen Raumtemperatur von ca. 32 °C. Auch die prozentuale Verteilung der Stunden zeigt beim Versuch xxii eine Überhitzung des Raumes zu 41 % der Zeit. Auch eine Kollektorfläche von 5 m², das in den vorhergehenden Simulationen ausreichend ist, wird zu ca. 20 % der Zeit eine zusätzliche Kühlleistung benötigt.

Trotz hoher Betriebsstunden der Deckenkühlung, wird im Vergleich zu den vorhergehenden Simulationsreihen, weniger Kühlenergie durch die Decke an den Raum bereitgestellt. Dies ist auf die geringe Speicherfähigkeit des TES zurückzuführen. Das durch die Strahlungskälte erzeugte Kaltwasser, ist im Vergleich zu konventioneller Kältebereitstellung, welche in einem Temperaturniveau von z.B. 6 – 12 °C arbeitet, deutlich höher temperiert. Das kleinere Tank-

volumen wird mit der aus dem Raum abgeführten Wärme schnell aufgeheizt und verliert daher alsbald die Kühlwirkung. Nur bei einer großen Kollektorfläche von 10 oder 20 m² zeigt sich eine ausreichende Kühlung des Raumes.

Tabelle 11: Ergebnisse der Simulationen xix bis xxii

Simulationsnummer	xix	xx	xxi	xxii	
SET_cooling	23,5	23,25	24	24	°C
TES Volumen	0,5	0,5	0,5	0,5	m ³
Kollektorfläche	19,5	10	5	2	m ²
m_flow_sc	50	37,5	1287,5	100	kg/h
m_flow_ceiling	160	198	200	200	kg/h
Kühlenergie der Decke	243,98	235,81	177,36	122,53	kWh
Betriebsd. Kühldecke	1761	2121	2051	1764	h
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	15,38	17,06	19,64	20,94	°C
Std. ü. 26 °C (T_oper)	114	307	1322	2310	h
Std. ü. 27 °C (T_oper)	17	98	703	1828	h
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,58	0,77	1,26	2,16	K
max. Innentemp. oper.	27,75	28,57	30,35	31,96	°C
Ø-Temp. TES wenn DK an	19,14	20,27	21,61	22,42	°C
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,75	0,49	0,37	0,30	K
<17,5	0	0	0	0	h
18	19	22	16	11	h
19	91	108	86	81	h
20	209	249	169	150	h
21	761	820	351	261	h
22	1271	992	748	475	h
23	1106	1038	746	608	h
24	1010	846	750	557	h
25	453	557	613	483	h
26	158	328	641	407	h
27	53	133	546	580	h
28	5	38	333	636	h
29	0	5	117	497	h
30	0	0	20	300	h
≥30,5	0	0	0	90	h
∑ 20 bis 26 °C	4968	4830	4018	2941	h
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	h
<20 °C	2,1%	2,5%	2,0%	1,8%	
20 bis 26 °C	96,9%	94,2%	78,4%	57,4%	
≥27 °C	1,1%	3,4%	19,8%	41,0%	

Bei der Simulation xix wird bei einer Kollektorfläche von 20 m² die durchschnittliche Temperatur im TES bei 15,38 °C gehalten, dass das Minimum der bisherigen Simulationen darstellt. Beim Betrieb der Deckenkühlung wird jedoch schnell eine höhere Temperatur erreicht, was sich in der ermittelten durchschnittlichen Temperatur des Speichers während dem Betrieb der Deckenkühlung ablesen lässt.

Für eine genauere Aussage und das Beobachten des Verhaltens der Anlage in diesen Fällen, sind jedoch Simulation mit einer höheren zeitlichen Auflösung nötig. So könnte mit Simulationen, bei denen ein Zeitschritt von z.B. einer Minute ausgewählt wird, das Aufheizen des Tanks, so wie der Rückgang der Spreizung in der Deckenkühlung gut zu beobachten sein.

5.6 Simulationen mit Optimierung aller Variablen

Die Kurzfassung der Ergebnisse dieser beiden Simulationen, in denen alle elf Variablen des Anlagenmodells mit Genopt optimiert wurden, ist der Tabelle 12 zu entnehmen. Die fehlende Heizfunktion im Raum ist bei den Simulationen mit mechanischer Belüftung („alle_minLW“ und „alle_KAT2“) deutlich erkennbar.

Tabelle 12: Ergebnisse der Simulationen mit Optimierung aller Variablen

Simulationsnummer	alle_oLü	alle_KAT2	alle_minLW		
SET_cooling	24	26	25,25	°C	
TES Volumen	5	0,8	2,8	m3	
Kollektorfläche	17,5	19	12	m2	
m_flow_sc	87,5	50	50	kg/h	
m_flow_ceiling	110	200	160	kg/h	
m_flow_coolingcoil	1	50	550	kg/h	
m_flow_vent	0	64,08	50,124	kg/h	
Kühlenergie der Decke	245,24	1,37	15,31	kWh	
Betriebsd. Kühldecke	1062	5	48	h	
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	17,01	14,43	16,35	°C	
Std. ü. 26 °C (T_oper)	7	13	0	h	
Std. ü. 27 °C (T_oper)	0	0	0	h	
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,18	0,31	0	K	
max. Innentemp. oper.	26,28	26,52	26,00	°C	
Ø-Temp. TES wenn DK an	19,26	17,73	19,16	°C	
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	1,81	1,48	1,75	K	
Stunden- verteilung im Temp.band in der Kühlperiode Apr-Okt	<17,5	0	2331	2056	h
	18	16	338	340	h
	19	85	339	345	h
	20	169	390	344	h
	21	528	468	488	h
	22	1540	454	534	h
	23	1287	374	434	h
	24	1043	286	349	h
	25	418	123	196	h
	26	50	32	50	h
	27	0	1	0	h
	28	0	0	0	h
	29	0	0	0	h
	30	0	0	0	h
≥30,5	0	0	0	h	
Σ 20 bis 26 °C	5035	2127	2395	h	
Gesamtsumme	5136	5136	5136	h	
<20 °C	2,0%	58,7%	53,5%		
20 bis 26 °C	98,2%	41,5%	46,7%		
≥27 °C	0,0%	0,0%	0,0%		

Die Konditionierung des Raumes kann mit dem entworfenen Anlagenkonzept nicht durchgeführt werden. Dies zeigt für den Standort München, dass zur vollständigen Konditionierung des Raumes einschließlich der Betrachtung der Lüftung, die Heizung durchgehend im Jahr benötigt wird. Dies schließt die Kühlperiode mit ein. Das entworfene Konzept entstand parallel zu einer Arbeit, bei der die Heizfunktion des Raumes betrachtet wird und sollte mit dieser zusammengeführt werden, um eine vollständige Betrachtung mit der gesamten Raumkondi-

tionierung zu ermöglichen. Mindestens 53 % der Zeit der betrachteten Kühlperiode ist eine zusätzliche Erhitzung der Raumluft im untersuchten Modell nötig, wenn die Restwärme nicht durch einen Wärmerückgewinner genutzt wird. Die Frischluft müsste in diesem Fall durchgehend von neu aufgeheizt werden. Der Einbau einer Abluftwärmerückgewinnung für den Betrieb in der Heizperiode ist bei einer modernen und energieeffizienten Anlage jedoch nicht nur bei Bürogebäuden längst Standard. Die Berücksichtigung einer Wärmerückgewinnung müsste auch die Steuerung der Kühl- und Heizregister der Luft berücksichtigen, wodurch die Betrachtung eine sehr lüftungs- und klimatechnische Perspektive bekommen würde. In diesem Zusammenhang wird auch die Komplexität der Luftversorgung deutlich, da durch die Mitbetrachtung der Lüftung des Raumes die Gewerke Heizung und Kälte zusammengeführt werden müssen und insgesamt zusammen mit der Lüftung betrachtet werden müssen. Eine getrennte Betrachtung ist, trotz der möglichst simplen Gestaltung des Kühlkonzeptes in dieser Arbeit, nicht möglich.

Der Einsatz der Kühldecke in den Simulationen „alle_KAT2“ und „alle_minLW“ ist minimal und durch die Unterkühlung des Raumes durch die Außenluft auf 5 bzw. 48 h begrenzt. Der geringere Massenstrom der Luft in der Simulation „alle_minLW“ unterkühlt den Raum nicht so stark, wie in der Simulation „alle_KAT2“. Dadurch wird die Konditionierung im Temperaturband 20 bis 26 °C um ca. 270 h mehr erreicht. Die Optimierungsergebnisse geben für die beiden Simulationen mit Lüftung eine Speichergröße von 0,8 bzw. 2,8 m³ und eine Kollektorgröße von 19 bzw. 12 m² wieder, jedoch sind diese Ergebnisse wegen der fehlende Heizfunktion nicht verwendbar.

Die Ergebnisse der Optimierung ohne Lüftung zeigen hingegen eine Anlagendimensionierung von 17,5 m² Kollektorfläche und 5 m³ TES Kapazität (bei einem festgelegten Optimierungsmaximum von 20 m² und 5m³). Die Obergrenze wird daher nur beim Speichervolumen genutzt. Die Optimierung wählt zu dem einen Massenstrom der Deckenkühlung, mit der eine bessere Temperaturdifferenz zwischen RL und VL gefahren werden kann, als in den bisher betrachteten Simulationen. Dazu trägt auch die hohe Kühlleistung der großen Kollektorflächen bei. Diese Zusammenhänge lassen sich mit den bisherigen Betrachtungen in den vorhergehenden Simulationen schließen. Trotz der optimalen Auslegung ist die operative Raumtemperatur an 7 Stunden in der Kühlperiode über 26 °C.

5.7 Erkenntnisse aus den Simulationen

Zusammenfassend über alle durchgeführten Simulationen, werden folgende Erkenntnisse festgehalten:

Ohne die Belüftung, lässt sich der Raum mit dem Anlagenkonzept in der gesamten Kühlperiode ausreichend kühlen und ist durchgehend konditioniert. Nur zu 2 % der Kühlperiode ist eine Unterschreitung der operativen Mindesttemperatur von 20 °C gegeben, bei der eine entsprechende Heizfunktion im Raum fehlt. Wird die Belüftung des Raumes mitbetrachtet, ist das Anlagenkonzept nicht ausreichend, da eine Erhitzung benötigt wird. Im Falle des Mindestluftwechsels (bei einem Gesamtluftvolumenstrom von 41,8 m³/h) ergibt sich in der Kühlperiode eine Zeit von 53 %, in der eine Heizung benötigt wird. Die Betrachtung der Lüftung müsste neben einer Wärmeerzeugungsanlage, zusätzlich eine Wärmerückgewinnung für die abgeführte Raumluft besitzen, was die einfachere, konzeptunabhängigere Betrachtung des Raumes erschwert. Die Heizfunktion des Raum- bzw. Gebäudemodells mit TRNSYS-TRNEDIT kann mit dem betrachteten Anlagenmodell nicht verwendet werden, da hier die Steuerung der Heiz- bzw. Kühlfunktion unabhängig voneinander geschieht. Hierdurch kann es zur zeitgleichen Aktivierung der Heizung und Kühlung im Raum kommen.

Bei der Optimierung einer Anlage mit Heiz-, Kühl- und Lüftungsfunktion könnte die Zielfunktion B (s. Kapitel 4.4.3.4) herangezogen werden. Die Zeit im Temperaturband müsste in der Definition der Zielfunktion auf das ganze Jahr angepasst werden. Es ist zu erwarten, dass die Zielfunktion über das Auslegungstemperaturband hinreichend gute Parameter für die Anlagesimulation liefert.

Die Steuerung der Pumpen für die Deckenkühlung sollte die Temperaturdifferenz zwischen Rücklauf und Vorlauf mitberücksichtigen, um hier eine praxisnahe Betrachtung zu ermöglichen und eventuell nur theoretische/rechnerische Kühlleistungen (vgl. Simulationen i bis viii) zu vermeiden. Bei kleineren Kollektorflächen bedarf es einer zusätzlichen Kühlleistung. Diese könnten z.B. durch konventionelle Kompressionskälte gedeckt werden. Der Einsatz der passiven Strahlungskühlung zeigt schon bei kleinen Anlagendimensionierungen (z.B. Simulation xxii) einen Deckungsanteil der Kühllast über die Kühlperiode von mehr als 50 %. Der Einsatz konventioneller aktiver Kühltechnik, mit wesentlich höheren Energieverbrauch, wird somit deutlich reduziert. Die unzureichende Kühlleistung bei kleiner Kollektorflächen kann man in der Abbildung 11 erkennen.

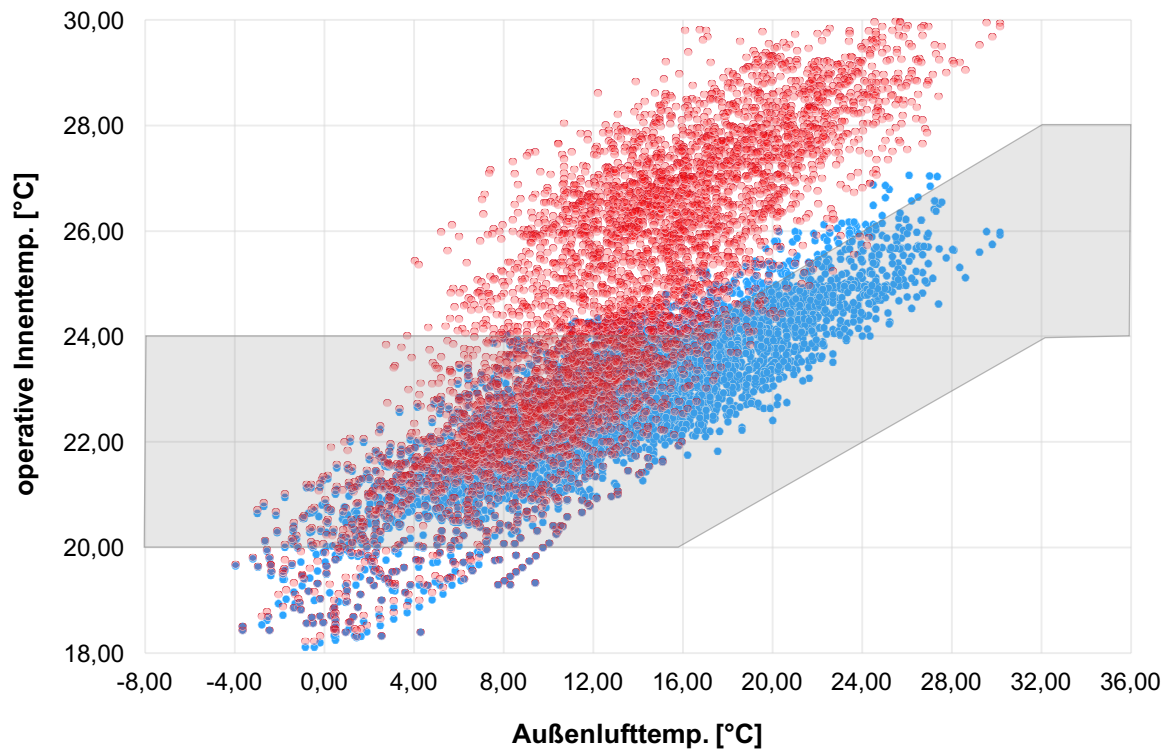


Abbildung 11: Vergleich der operativen Raumtemperaturen zur Außenlufttemperatur der Simulationen x (blaue Markierungen) und xiii (rote Markierungen) in der Kühlperiode, in Anlehnung an die (DIN EN 15251:2012-12)

Der Vergleich der Simulationen x und xiii (Kollektorflächen 20 und 2 m², bei einem TES-Volumen von 1,46 m³) zeigt eine wesentliche höhere Überhitzung des Raumes. Die operative Innenraumtemperatur ist bereits bei Außenlufttemperaturen zwischen 8 und 20 °C deutlich über dem eingezeichneten Toleranzband nach (DIN EN 15251:2012-12). Dies zeigt den Grundkühllastdeckungsbedarf des Raumes an, der durch den hohen Glasanteil in den Raumaußenbauteilen erklärt werden kann.

Die Verteilung der Temperaturen der Simulation x (blaue Markierung) innerhalb des Toleranzbandes zeigt die zielführende Optimierung durch die verwendete Zielfunktion B. Bei ausreichender Kälteleistung durch die Kollektorfläche, kann die Parametereinstellung, ohne die Verwendung des Toleranzbandes in der Definition der Zielfunktion (vgl. Kapitel 4.4.3.4) mit dem Ziel der Einhaltung der Kategorie II entsprechend der Normung erfolgen.

Die Abhängigkeit der Überhitzung des Raums (Anzahl der Stunden über 26 °C in der Kühlperiode) mit der Dimensionierung der Anlagenkomponenten (Kollektorfläche und TES-Volumen) werden mit den Ergebnissen der Simulationen x bis xxii in der Abbildung 12 dargestellt.

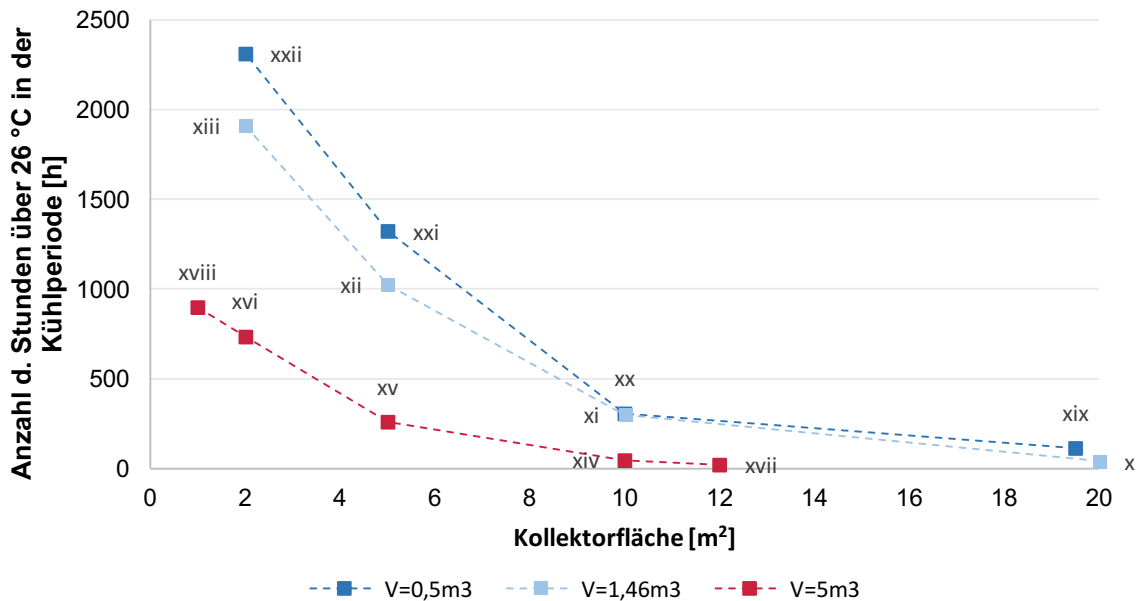


Abbildung 12: Abhängigkeiten zwischen der Anlagendimensionierung (Kollektorfläche und TES-Volumen) und der Überhitzung des Raumes in den Simulationen x bis xxii

Die Größe des Speichers ist entscheidend für das Verhalten der Anlage und die Überhitzung des Raumes. Nicht nur die Reduzierung der benötigten Kollektorflächen, sondern auch die Überhitzungsstunden können mit einem größeren Speicher minimiert werden. Bei der Betrachtung auf der Gebäudeebene würde dies bedeuten, dass die Auslegung des Speichers so erfolgen muss, dass bei den Räumen mit einem höheren Überhitzungsproblem z.B. durch Südausrichtung, bei einem gemeinsamen Speicher deutlich mehr Speichervolumen zur Verfügung stehen würde, als für Räume mit niedrigerer Kühllast. Bei der Multiplikation des betrachteten Einzelraumes auf die Gebäudeebene würden durch die verschiedenen Ausrichtungen der unterschiedlichen Räume, Gleichzeitigkeiten in der Verwendung des Speichers entstehen. Durch die Gleichzeitigkeiten der Kühllasten würde die Verwendung des gemeinsamen Speichervolumens zu verschiedenen Tageszeiten von unterschiedlichen Räumen beansprucht. Beispielsweise könnte so ein Raum mit Südausrichtung, zu Zeiten hoher Lasten, das Speichervolumen der nach Osten orientierten Räume verwenden, da diese Räume sich zur gleichen Zeit im Teillast der benötigten Kühlung befänden. Hierdurch könnte die auszulegende TES-Größe auf Gebäudeebene kleiner werden, als bei der Betrachtung auf Raumebene.

Das Verhalten der operativen Raumtemperatur mit der Außenlufttemperatur bei verschieden großen Kältespeichern wird in der Abbildung 13 dargestellt.

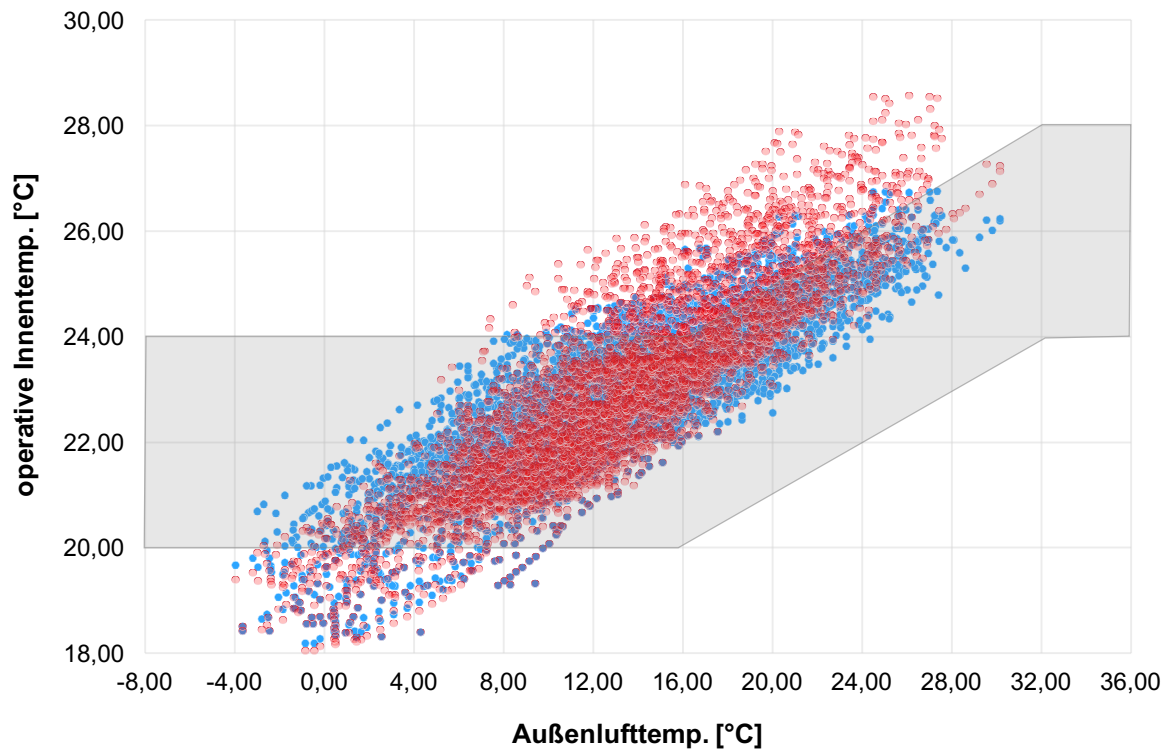


Abbildung 13: Vergleich der operativen Raumtemperaturen zur Außenlufttemperatur der Simulationen xiv (blaue Markierungen) und xx (rote Markierungen) in der Kühlperiode, in Anlehnung an die (DIN EN 15251:2012-12)

Der Vergleich erfolgt zwischen den Simulationen xiv (TES-Volumen 5 m^3) und xx ($0,5 \text{ m}^3$) mit gleicher Kollektorfläche von 10 m^2 . Bei der Simulation mit kleinem Speichervolumen zeigt sich eine engere Verteilung innerhalb des Toleranzbandes. Bei kühleren Außenlufttemperaturen unter 12 °C ist die Speichertemperatur größtenteils unterhalb der Simulation xiv (5 m^3). Gegensätzlich verhält es sich bei Temperaturen über 16 °C . Hier ist eine meist höhere Temperatur im Speicher vorhanden. Dies ist möglicherweise durch die kleinere Tankgröße gegeben, deren Temperatur sich der Außenlufttemperatur leichter anpasst, als einem Speicher mit größerem Volumen, aber gleichbleibender Kollektorfläche. Die höheren Raumtemperaturen bei der Simulation xx zeigen besonders ab 16 °C Außenlufttemperatur einen weiteren Abstand zu den entsprechenden Punkten der Vergleichssimulation. Dies ist ein Indiz für eine fehlende Kälteleistung, die besonders bei Spitzenlastzeiten (im Bereich der hohen Außenlufttemperaturen, die zeitgleich mit hohen solaren Einstrahlungen verbunden sein könnten) große Differenzen aufweist.

6 Falsifizierung und Verifizierung der Forschungshypothese

Die Simulationsreihen zeigen, dass die aufgestellten Hypothesen für die vollständige Konditionierung des Raumes nicht verifiziert werden können. Das entworfene Anlagenkonzept zeigt eine unzureichende Konditionierung des Untersuchungsgegenstands Einzelbüro (vgl. Simulationen alle_minLW und alle_KAT2). Daher erfolgt die Betrachtung der Hypothesen im Rahmen dieses Kapitels mit deaktivierter mechanischen Belüftung und somit für die Simulationen i bis xxiii, sowie „alle_oLü“.

Hypothese 1:

Die erste Hypothese kann unter der o.g. Bedingung verifiziert werden. Die Versorgung über einen Kältespeicher der tagsüber als Wärmesenke dient ist möglich. Die Größe des Speichers ist jedoch ausschlaggebend. Durch die nächtliche Strahlungskälte wird zwar eine Kälteleistung zur Verfügung gestellt, doch befindet sich die Speichertemperatur während dem Betrieb der Deckenkühlung meist über den konventionellen bzw. praxisüblichem Temperaturbereich von 6 – 18 °C bei der Raumklimatisierung (Sternier & Stadler, 2014, S. 535).

Hypothese 2:

Die zweite Hypothese muss mit der jeweiligen Anlagenauslegung überprüft werden. Aufgrund der höheren Temperaturen (vgl. auch Hypothesenüberprüfung 1), gegeben durch die schwächere Kühlleistung der nächtlichen Strahlungskühlung im Vergleich zur konventionellen Kälteerzeugung, genügt die ausgelegte Speichergröße nicht, wenn die Kollektorfläche zu klein ist. Bei größeren Kollektorflächen im Bereich von 10 bis 20 m² (s. Abbildung 12) ist die Kältebereitstellung des ausgelegten Speichers von 1,46 m³ ausreichend. Eine Auslegung auf die gesamte Schönwetterperiode von 5,7 d muss aufgrund der dadurch entstehenden enormen Speichergröße von 8,32 m³ verzichtet werden und nur nach dem kühllastmäßig stärksten Tag bzw. Auslegungstag dimensioniert werden (vgl. Kapitel 4.3).

7 Energetische Bewertung und Einordnung in den Stand der Forschung

Die Ergebnisse der Untersuchung der Bautechnik des betrachteten Büros (s. Kapitel 4.1.3) zeigen energetische Vorteile bei der Verwendung einer Sonnenschutzverglasung. Diese Verglasungsart ist eine eher untypische Bauweise für das gemäßigte Klima in Deutschland. Beispielsweise wird in (Gintars, 2005, S. 4) eine großflächige und nach Süden ausgerichtete Fassade eines Büro- bzw. Universitätsgebäudes als Wärmeschutzverglasung ausgeführt, da diese mit der Kombination die Nutzung der solaren Gewinne im Winter ermöglicht. Im Sommer kann nach Angabe des Autors durch einen effektiven Sonnenschutz eine Überhitzung vermieden werden. Trotz eines guten Sonnenschutzes des in dieser Arbeit betrachteten Einzelbüros, eignet sich die Sonnenschutzverglasung besser. Bedingt durch die passivhausähnliche Bauweise des Büros, das einen hohen Dämmstandards aufweist, bewährt sich energetisch gesehen eine hohe Abschirmung gegenüber der solaren Einstrahlung.

Zur energetischen Bewertung wird im Folgenden die Simulation „alle_oLü“ herangezogen, da diese Simulation die Optimierung aller vorhandenen elf Variablen des Anlagenmodells beinhaltet, wodurch das entworfene Anlagenkonzept in dieser Simulation am repräsentativsten dargestellt wird. Zudem wird bis auf die Lüftung des Büros eine vollständige Konditionierung des Raums ermöglicht. Die energetische Auswertung dieser Simulation ergibt folgende Kennwerte:

Kühlenergieertrag pro m ² Kollektorfläche im Jahr	97,46 kWh/m ² a
Kühlenergieertrag pro m ² Kollektorfläche in der Kühlperiode	38,04 kWh/m ²
max. Kühlleistung pro Kollektorfläche in der Kühlperiode	44,82 W/m ²
min. Kühlleistung pro Kollektorfläche in der Kühlperiode	2,50 W/m ²

Der Energieertrag über das Jahr ist durch die tiefere Umgebungs- bzw. Außentemperatur bedingt, viel höher, als der Kühlenergieertrag in der Kühlperiode. Der jährliche Ertrag kann jedoch als Vergleichswert für die Angabe nach (Palla, et al., 2014, S. 10) herangezogen werden. Hier wird bei einem spez. Massenstrom von 40 kg/m²h, einem Kollektorwinkel von 0° und einer Fluidtemperatur von 25 °C eine jährliche Kühlenergiemenge von ca. 120 bis 140 kWh/m²a für den Standort Stuttgart angegeben (s. Abbildung 1). Die in der Simulation „alle_oLü“ verwendete Massenstrom weicht durch die Optimierungsvorgabe ab. Bei einer TES-Durchschnittstemperatur von 17 °C in der Kühlperiode (s. Tabelle 12), lässt sich der ermittelte Energieertragswert für die betrachtete Simulation in der Literatur gut einordnen. Beim Vergleich des Kühlenergieertrags in der Kühlperiode mit den Simulationen für das home+ Gebäude in (Eicker & Dalibard, 2011, S. 21) werden hier Energieertragswerte von Radiative Cooling im kühlgemäßigen Klima in Süddeutschland am Beispiel München

52 kWh/m² für Madrid und in 55 kWh/m² für Shanghai angegeben. Der unterschiedliche Standort sowie die Verwendung eines Flachkollektors, statt wie in der betrachteten Literatur verwendeten (für die Kühlanwendung spezialisierte unverglaste und ungedämmte) PVT-Kollektoren, können den geringere Kühlenergieertrag aus der Simulation in dieser Arbeit erklären. Die Verwendung eines Flachkollektors im Anlagenmodell, dass durch eine zeitgleiche parallele Untersuchung in der Entstehungsphase dieser Arbeit bedingt ist, die sich mit der Betrachtung der thermischen Heizleistung eines Flachkollektors mit dem untersuchten Einzelbüro befasst, bringt in der erzielbaren Kühlleistung pro Kollektorfläche von 2,5 bis ca. 45 W/m² einen geringeren Wert. In (Meir, Rekstad, & Løvvik, 2003, S. 403) wird am Standort Oslo bei entsprechenden äußeren Umständen eine maximale Kühlleistung von 100 W/m² angegeben. In (Eicker & Dalibard, 2011, S. 23) wird mit dem PVT-Kollektor am Standort Madrid eine durchschnittliche Kühlleistung von 41 W/m² angegeben. Die in der betrachteten Simulation „alle_oLü“ erreichten Werte befinden sich im Vergleich mit der Fachliteratur im plausiblen bzw. erwarteten Bereich.

Die Energieeffizienz in Bezug auf die Kälteerzeugung mittels Radiative Cooling, dass nur mit Hilfe einer Zirkulationspumpe arbeitet, lässt sich anhand folgender Leistungszahlen vergleichen: Der Coefficient of Performance (COP) bei einer (reversiblen) Wärmepumpe bzw. Energy Efficient Ratio (EER) bei einer Kältemaschine. Zunächst muss hierzu die elektrische Leistung der Pumpen ermittelt werden. Mit den durch die Simulationsparameter gegeben Massenströme für die Erzeuger und Verbaucherkreise, lassen sich anhand der Gleichung (13) die erforderlichen Leistungen bestimmen.

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}_{fl}}{\rho_{fl} \cdot \eta} \quad (13)$$

Der Wirkungsgrad η der Pumpen wird mit 0,8 angenommen. Für die Kollektorpumpe im Erzeugerkreis ergibt sich bei einer angenommenen Druckerhöhung Δp von 4 bar eine erforderliche max. Pumpenleistung von 12,2 W. Im Verbraucherkreis wird die Druckerhöhung durch die Pumpe der Deckenkühlung ebenfalls mit 4 bar angenommen, wodurch sich eine max. Leistung von 15,2 W für diese Pumpe errechnet. Die ermittelte Leistung der Pumpen wird zur Berechnung der Leistungszahl nach Gleichung (14) herangezogen.

$$COP \text{ bzw. } EER = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad (14)$$

Bei der Betrachtung der direkten erzeugten Kälteleistung durch die Kollektoren ohne Speicherverluste etc. wird bei einer Kühlleistung in der Kühlperiode von 665,7 kWh ein COP von 25,2 erreicht. Umgerechnet auf die Nutzenergie der durch die Deckenkühlung zur Verfügung

gestellten Kälte im Einzelbüro von ca. 246 kWh, errechnet sich eine COP von 9,3. Diese Leistungszahlen, die nur den Aufwand für die Kälteerzeugung miteinbeziehen, erzielen bei der Mitbetrachtung der Pumpe für die Deckenkühlung einen COP von 5,2. Besonders die direkte Kälteerzeugungsleistungszahl mit 25,2 ist ein hervorragender Wert. Zum Vergleich werden in (Eicker & Dalibard, 2011, S. 19) bei den PVT-Kollektoren Werte zwischen 17 bis 30 angegeben.

8 Fazit / Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Nutzung des Radiative Cooling anhand des Untersuchungsgegenstandes Einzelbüro, dass im Kontext der energieeffizienten Versorgung eines Bürogebäudes, insbesondere die Kühlversorgung eines einzelnen Bürozimmers betrachtet. Das Ziel war es eine möglichst effiziente Kälteversorgung für das Büro zu ermöglichen. Hierzu wird zunächst das Klima am Standort München, sowie die Bautechnik des Einzelbüros untersucht. Die Bautechnikuntersuchung gibt durch die Veränderung der Verglasung eine Möglichkeit zur effizienteren Nutzung der über das Jahr benötigten Energie zur Konditionierung des Raumes. Weitere Verbesserungskonzepte mit der Nutzung einer Nachtlüftung im betrachteten Einzelbüro zur nächtlichen Abkühlung des Gebäudewirkspeichers können hier in einem nächsten Untersuchungsschritt durchgeführt werden. Nach dem Voranalyseteil der Arbeit wird ein Anlagenmodell entworfen, dessen Umsetzbarkeit und Betriebsverhalten mit mehreren Simulationsreihen bewertet wird. Die ermittelten Dimensionierungsabhängigkeiten geben Aufschluss über die Grenzen, bei der Leistungseinbußen des Anlagenkonzeptes auftreten. In Bezug auf die relativ geringe Fläche des Einzelbüros, ist der Platzbedarf der Anlage enorm (Fläche der Kollektoren und TES-Volumen). Im beschränkten Platzangebot der Technikflächen eines Gebäudes ist die für die Versorgung eines einzelnen Zimmers benötigte Fläche sehr hoch.

Die Energieeffizienz der Nutzung des Radiative Coolings mittels thermischer Kollektoren ist trotzdem besonders hervorzuheben. Die hervorragenden Leistungszahlen und die damit verbundene sehr effiziente Nutzung der elektrischen Energie zur Erzeugung der Kälte bringt im Vergleich zur konventionellen Kälteerzeugung insbesondere den Vorteil mit sich, dass z.T. umweltschädliche Kältemittel nicht zum Einsatz kommen. Kleinere Leckagen sind im Betrieb einer Kältemaschine nicht vermeidbar, die Treibhausgaswirkung etc. von z.B. synthetischen Kältemitteln sind unverhältnismäßig hoch. Der Einsatz des Radiative Cooling in der Kälteversorgung vermeidet sowohl die Verwendung von Kältemitteln, als auch den Einsatz weiterer

umweltproblematischen Betriebsstoffe wie Schmierstoffe u. ä., die bei dem Betrieb von konventionellen Kältemaschinen benötigt werden. Die Arbeit gibt daher Aufschluss über das ungenutzte Potential zur Kühlung von Gebäuden, das besonders in Bezug auf die Effizienz und den ökologischen Vorteilen ein nachhaltiges Kälteversorgungssystem darstellt.

Die Nutzung von PVT-Kollektoren wie im vorgestellten home+ Gebäude, würde eine Nutzungssteigerung der durch die Kollektoren besetzten Flächen mit sich bringen. Insbesondere kann mit dem Einsatz von PVT Kollektoren die solare Energie tagsüber genutzt werden. Die Erzeugung von Strom und Wärme müsste dem Bedarf des Gebäudes angepasst werden und daher je nach Verbrauch wärme- oder stromgeführt sein.

Für die Steigerung der erzielten Kühlleistung, wäre die Verwendung von unverglasten Solar Kollektoren zielführender. Das simulierte Anlagenmodell verwendet das Type 73 in TRNSYS, das verglaste Flachkollektoren nachbildet und daher eher Vorteile bei der Heizanwendung bietet, vgl. (Jobard, Braun, Palla, Cremers, & Eicker, 2014, S. 3). Mit der Verwendung von unverglasten Solarkollektoren könnten, trotz der hervorragenden Leistungszahlen, weitere Steigerungen in der Kühlleistung und Energieeffizienz der Anlage erzielt werden.

Durch die Simulationen in der Arbeit wurde festgestellt, dass die zugeführte Außenluft am Standort München mindestens zu 53 % der Zeit erhitzt werden muss (ohne die Betrachtung einer Abluftwärmerückgewinnung bzw. Umluftnutzung), um die vollständige Konditionierung des Raumes zu gewährleisten. Mit der zusätzlichen Bereitstellung von Wärme könnte bei der Verwendung von PVT-Kollektoren auch der Heizbedarf der Lüftung gedeckt werden. Durch diese Vervollständigung könnte das Anlagensystem von der einzelnen Raumebene auf die gesamte Gebäudeebene hoch skaliert werden. Durch die Berücksichtigung von Gleichzeitigkeiten (vgl. Kapitel 5.7) und geringeren Speicherverlusten bei größeren Speichern könnte im Gesamten die Anlagendimensionierung reduziert werden.

9 Literaturverzeichnis

- Šikula, O., Vojk, P., Šíma, J., Plášek, J., & Gebauer, G. (2015). Hybrid roof panels for night cooling and solar energy utilization in buildings. *Energy Procedia* 74 (2015) S. 177–183.
- Calise, F. (2010). Thermoeconomic analysis and optimization of high efficiency solar heating and cooling systems for different Italian school buildings and climates. *Energy and Buildings* 42 (2010), S. 992-1003.
- Deichsel, M. (2012). *Klimatechnik Skriptum*. Nürnberg: Technische Hochschule Georg-Simon-Ohm.
- DIN EN 15251:2012-12. (2012). Eingangsparmeter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden - Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN 16798-1:2015-07. (2015). Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden - Teil 1: Eingangsparmeter für das Innenraumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden bezüglich Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of thermal processes*. 4. ed. Hoboken, NJ: Wiley.
- Eicker, U., & Dalibard, A. (2011). Photovoltaic thermal collectors for night radiative cooling of buildings. Stuttgart: Hochschule für Technik Stuttgart.
- Erell, E., & Etzion, Y. (2000). Radiative Cooling of buildings with flat-plate solar collectors. In *Building and Environment* 35 (2000) S. 297-305. Sede-Boqer, Israel: Ben-Gurion University of the Negev.
- Gintars, D. (2005). *Forschen - energetisch optimiert (projektinfo 05/05)*. Abgerufen am 08. Mai 2017 von BINE Informationsdienst:
http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/2005/Projekt-Info_05-2005/projekt0505internetx.pdf
- Hauer, A., Braun, M., Gils, H., Laing, D., & Gschwander, S. (2013). *Speicherung von Stromspitzen in Wärme und Kälte - Forschungsverbund Erneuerbare Energien*. Abgerufen am 04. März 2017 von
http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th2013-2/th2013_07.pdf

- Hilligweg, A., & Hofmann, P. (2003). Die Größe der Kälteanlage minimieren - Vordimensionierung von Eisspeichern. Stuttgart: TGA Fachplaner 6-2003, Alfons W. Gentner Verlag GmbH & Co. KG.
- Jobard, X., Braun, R., Palla, N., Cremers, J., & Eicker, U. (2014). Performance Analysis of Uncovered PV-T Collectors for Radiative Cooling and Heating Applications. *ISES Conference Proceedings EuroSun 2014*. Aix-les-Bains (FR).
- Kalz, D., & Koenigsdorff, R. (2016). *Nichtwohngebäude effizient heizen + kühlen*. Abgerufen am 08. Mai 2017 von BINE Informationsdienst:
https://www.bine.info/fileadmin/content/Presse/Themeninfos/Themen_0216/themen_0216_internetx.pdf
- Lehrstuhl für Thermodynamik TUM. (2014). Formelsammlung zur Vorlesung Solar Engineering. München.
- Lorenz, K., & Tallavania, V. (2015). Anwendungsbezogene Beleuchtungskonzepte unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit - Masterarbeit am Lehrstuhl ENPB. Technische Universität München.
- Meir, M., Rekstad, J., & Løvvik, O. (2003). A study of a polymer-based radiative cooling system. *Solar Energy Vol. 73, No 6, S.403-417 (2002)*.
- Neupert, U., Euting, T., Kretschmer, T., Notthoff, C., Ruhlig, K., & Weimert, B. (2009). Energiespeicher - Technische Grundlagen und energiewirtschaftliches Potenzial. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag.
- Palla, N., Braun, R., Jobard, X., Mitina, I., Cremers, J., & Eicker, U. (2014). Entwicklung neuartiger PVT-Kollektoren - Leistungsfähigkeit und Potenzialanalyse für verschiedene Klimazonen. Hochschule für Technik Stuttgart.
- Passivhaus Institut. (2013). *"Zertifiziertes Passivhaus" - Zertifizierungskriterien für Passivhäuser mit Nicht-Wohnnutzung*. Abgerufen am 07. Mai 2017 von http://www.passiv.de/downloads/03_zertifizierungskriterien_nichtwohngebaeude_archiv_2013_de.pdf
- Passivhaus Institut. (2016). *Kriterien für den Passivhaus-, EnerPHit- und PHI-Energiesparhaus-Standard*. Abgerufen am 27. Mai 2017 von http://www.passiv.de/downloads/03_zertifizierungskriterien_gebaeude_de.pdf
- Schröder, D. (2010). *Intelligente Verfahren - Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

- Sterner, M., & Stadler, I. (2014). *Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Ullrich, H.-J. (1999). *Klimatechnik*. München: COOL, Silvia Schröder.
- Umweltbundesamt. (2014). *Nachhaltige Kälteversorgung in Deutschland an den Beispielen Gebäudeklimatisierung und Industrie*. Abgerufen am 27. Februar 2017 von https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/378/publikationen/climate_change_25_2014_nachhaltige_kaelteversorgung_in_deutschland_1.pdf
- Urbanek, T. (2012). *Kältespeicher - Grundlagen, Technik, Anwendung*. Technische Universität Chemnitz: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.
- Ursula Eicker, A. D. (2011). *Photovoltaic thermal collectors for night radiative cooling of buildings*. Hochschule für Technik Stuttgart.
- VDI 2078:2015-06. (2015). *Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

10 Abbildungsverzeichnis

Titelbild:	Skizzierte Darstellung des Untersuchungsobjekts Einzelbüro mit der Kühlversorgung, eigene Darstellung	
Abbildung 1:	Ergebnisse des simulierten Kühlpotenzial (absolut) in der jeweiligen Kühlsaison der Städte (links) und Kühlpotenzial je CDD „Cooling Degree Day“ (rechts), aus der Originalquelle übernommen (Palla, et al., 2014, S. 10).....	16
Abbildung 2:	Grundriss und Rendering des Einzelbüros nach (Lorenz & Tallavania, 2015), aus der Originalquelle übernommen.....	19
Abbildung 3:	Verlauf der Luft- und Taupunkttemperatur, abs. Luftfeuchte und der direkten und diffusen Strahlung im August am Standort München; rote Markierung zeigt die Schönwetterperiode Aug_#1	22
Abbildung 4:	Simulation des Einzelbüros im Ausgangsfall ohne Konditionierung des Raumes - statische Betrachtung der Bautechnik	24
Abbildung 5:	Vergleich des Heiz- und Kühlbedarfs des Büros mit verschiedenen Bautechnikvarianten für die Außenwand- und Verglasungsausführung	26
Abbildung 6:	Ergebnisse der Kühllastberechnung mit mh-Software, Verlauf der Kühllasten (KL) und Temperaturen mit Ein-/Zweipunkt- und Proportional Regler am Auslegungstag Juli	31
Abbildung 7:	Vereinfachtes schematisches Anlagenkonzept der Kälteversorgung des untersuchten Einzelbüros.....	35
Abbildung 8:	Blockschaltbild der Pumpensteuerung für die Deckenkühlung	37
Abbildung 9:	Höhenbilddarstellung eines Optimierungsdurchlaufs mit dem Hook-Jeeves Verfahren. Der Optimierungsstartpunkt ist B_0 . Einzelnen Tastschritte in die Koordinatenrichtungen als erster Arbeitsschritt und das gezielte Abtasten als zweiter Arbeitsschritt des Algorithmus ist von (3) auf (4) ersichtlich. Der Optimierungsdurchlauf wird mit dem Punkt B_7 beendet, aus (Schröder, 2010, S. 325).....	41
Abbildung 10:	Blockschaltbild zur Implementierung der Optimierungszielfunktion in der Simulationsumgebung von TRNSYS	42

Abbildung 11: Vergleich der operativen Raumtemperaturen zur Außenlufttemperatur der Simulationen x (blaue Markierungen) und xiii (rote Markierungen) in der Kühlperiode, in Anlehnung an die (DIN EN 15251:2012-12)	57
Abbildung 12: Abhängigkeiten zwischen der Anlagendimensionierung (Kollektorfläche und TES-Volumen) und der Überhitzung des Raums in den Simulationen x bis xxii	58
Abbildung 13: Vergleich der operativen Raumtemperaturen zur Außenlufttemperatur der Simulationen xiv (blaue Markierungen) und xx (rote Markierungen) in der Kühlperiode, in Anlehnung an die (DIN EN 15251:2012-12)	59

11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Betrachtete Schönwetterperioden in den Monaten Mai bis August und berechnete rel. Kühlgradstunden (Betriebszeit 7 bis 18 Uhr; Bezugstemperatur 18 °C), mittlere direkte und diffuse horizontale Strahlung und die Dauer der jeweiligen Periode.....	21
Tabelle 2: Bewertungskriterien für die Passivhaus Zertifizierung eines Nichtwohngebäudes des Passivhaus Instituts nach (Passivhaus Institut, 2013)	23
Tabelle 3: Übersicht der verglichenen Bautechnikvarianten für die Ausführung der Außenwand und der Verglasung	25
Tabelle 4: Aufbau der modellierten Außenwand von innen (links) nach außen (rechts)....	27
Tabelle 5: Kühllastverlauf am Auslegungstag mit EZP- und P-Regler	33
Tabelle 6: Aufbau der modellierten Decke mit einem Active Layer als Deckenkühlung von innen (links) nach außen (rechts)	36
Tabelle 7: Ergebnisse der Simulationen i bis vi.....	45
Tabelle 8: Ergebnisse der Simulationen vii bis ix	47
Tabelle 9: Ergebnisse der Simulationen x bis xiii	49
Tabelle 10: Ergebnisse der Simulationen xiv bis xviii.....	51
Tabelle 11: Ergebnisse der Simulationen xix bis xxii	53
Tabelle 12: Ergebnisse der Simulationen mit Optimierung aller Variablen	54

12 Gleichungsverzeichnis

Gl. Nr.	Gleichung	Seite
(1)	$T_{sky} = T_{\infty} \cdot [0,711 + 0,0056 \cdot t_{Tp} + 0,000073 t_{Tp}^2 + 0,013 \cdot \cos(15 \cdot t)]^{0,25}$	11
(2)	$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L n W F' y}{\dot{m} c_p}\right)$	12
(3)	$R_{net} = 4\epsilon\sigma T_{air}^3 (T_{rad} - T_{sky})$	13
(4)	$G_{K,rel} = \frac{\sum_1^n (T_{\infty} - T_{Bezug})}{n}$	20
(5)	$\dot{Q}_I = \dot{Q}_P + \dot{Q}_B + \dot{Q}_M + \dot{Q}_G + \dot{Q}_C + \dot{Q}_R$	28
(6)	$\dot{Q}_P = n \cdot q_p \cdot s_i$	28
(7)	$\dot{Q}_B = P \cdot l \cdot \mu_B \cdot s_i$	28
(8)	$\dot{Q}_M = l \cdot s_i \cdot \mu_a \cdot \sum P_j$	29
(9)	$\dot{Q}_A = \dot{Q}_W + \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_{LF}$	29
(10)	$\dot{Q}_W = U \cdot A \cdot \Delta\vartheta_{\ddot{a}q}$	29
(11)	$\dot{Q}_S = [A_I \cdot I_{max} + (A - A_I) \cdot I_{diff, max}] \cdot b \cdot s_a$	29
(12)	$\dot{Q}_{LF} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_{AUL} - \vartheta_{RL})$	30
(13)	$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}_{fl}}{\rho_{fl} \cdot \eta}$	62
(14)	$COP \text{ bzw. } EER = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}}$	62

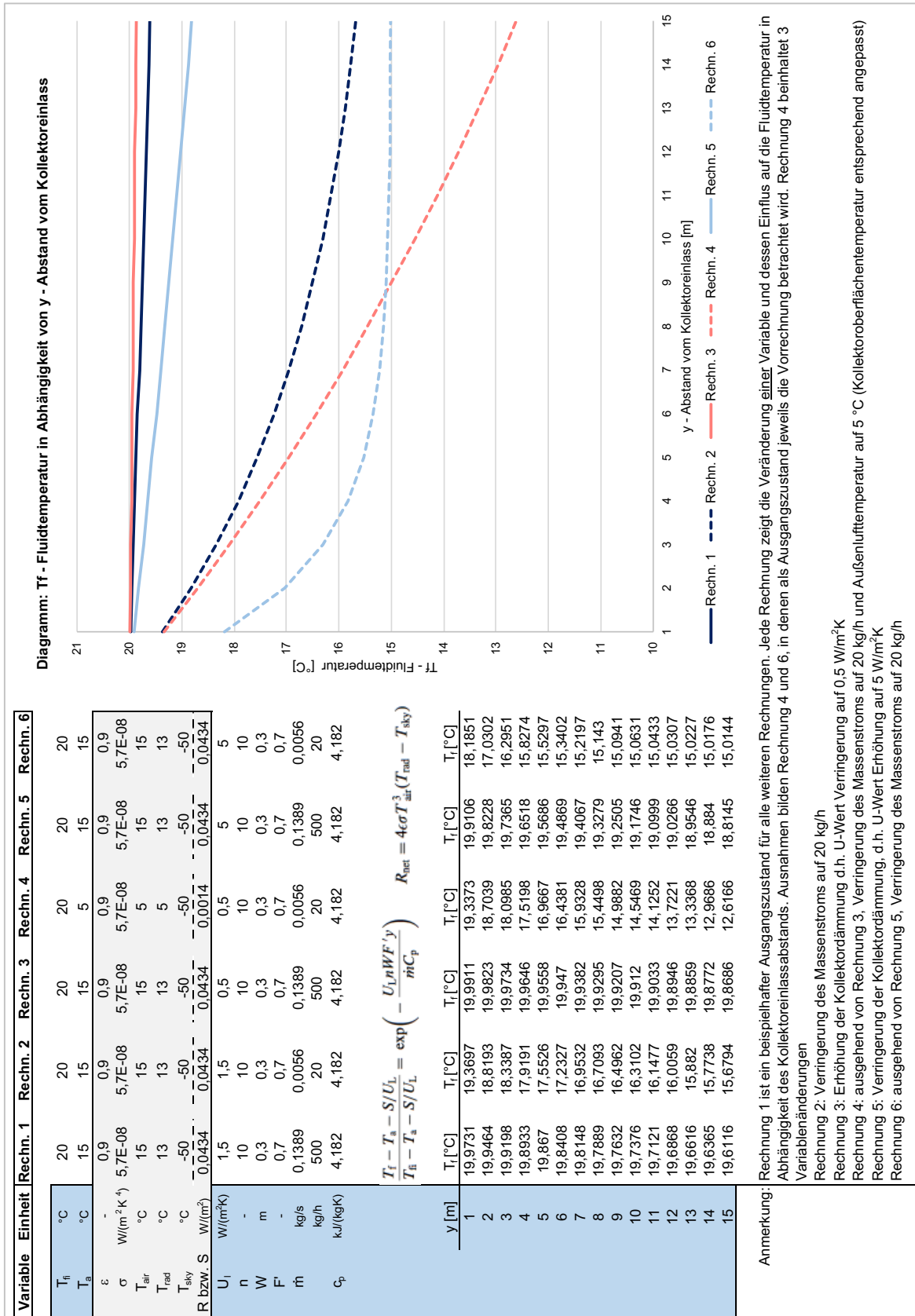
13 Anhangsverzeichnis und Daten-DVD

- Anhang 1: Rechenbeispiele der Kühlwirkung durch Radiative Cooling anhand der Methodik von (Erell & Etzion, 2000)
- Anhang 2: Klimadatenanalyse Hauptkühlperiode (Mai bis August)
TRY 2011 München - Riem
- Anhang 3: Kühllastberechnung nach VDI 2078 – Detaillierte Ergebnisse mh-Software
Ein-/Zweipunkt Regelung der Raumtemperatur (auf der Daten-DVD)
- Anhang 4: Kühllastberechnung nach VDI 2078 – Detaillierte Ergebnisse mh-Software
Proportionale Regelung der Raumtemperatur (auf der Daten-DVD)
- Anhang 5: Konfiguration und Ergebnisse aller Simulationen mit TRNSYS

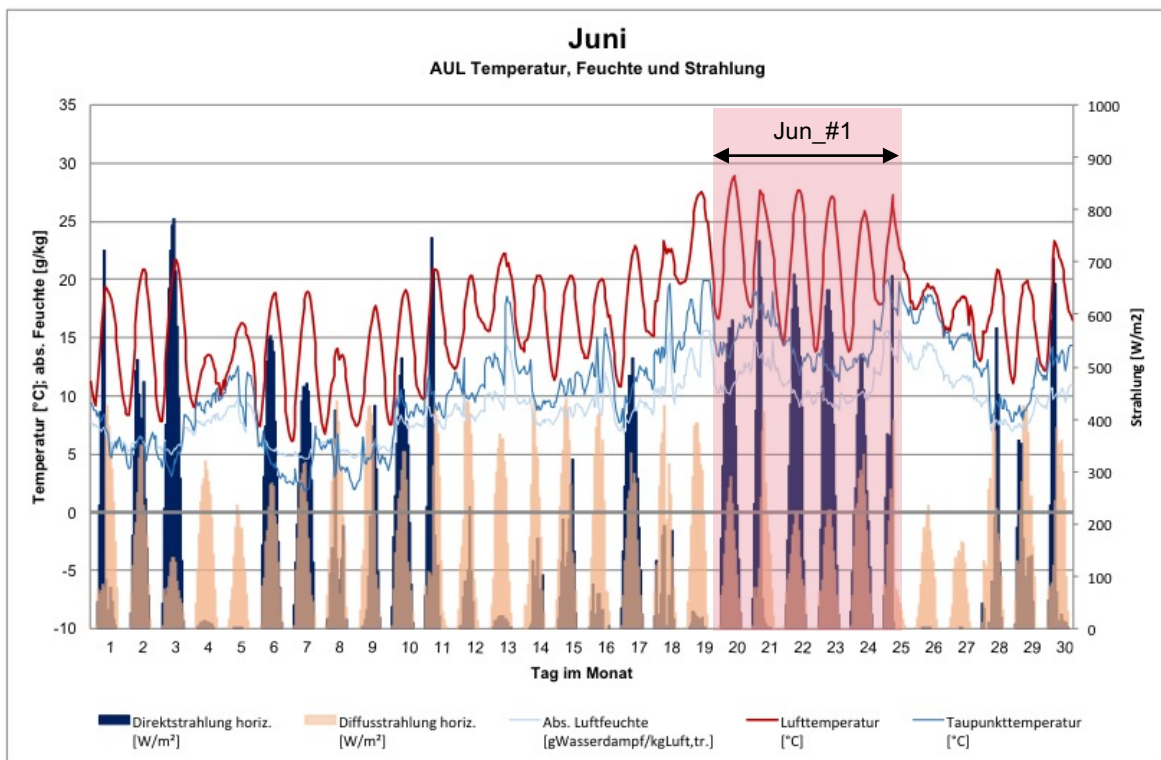
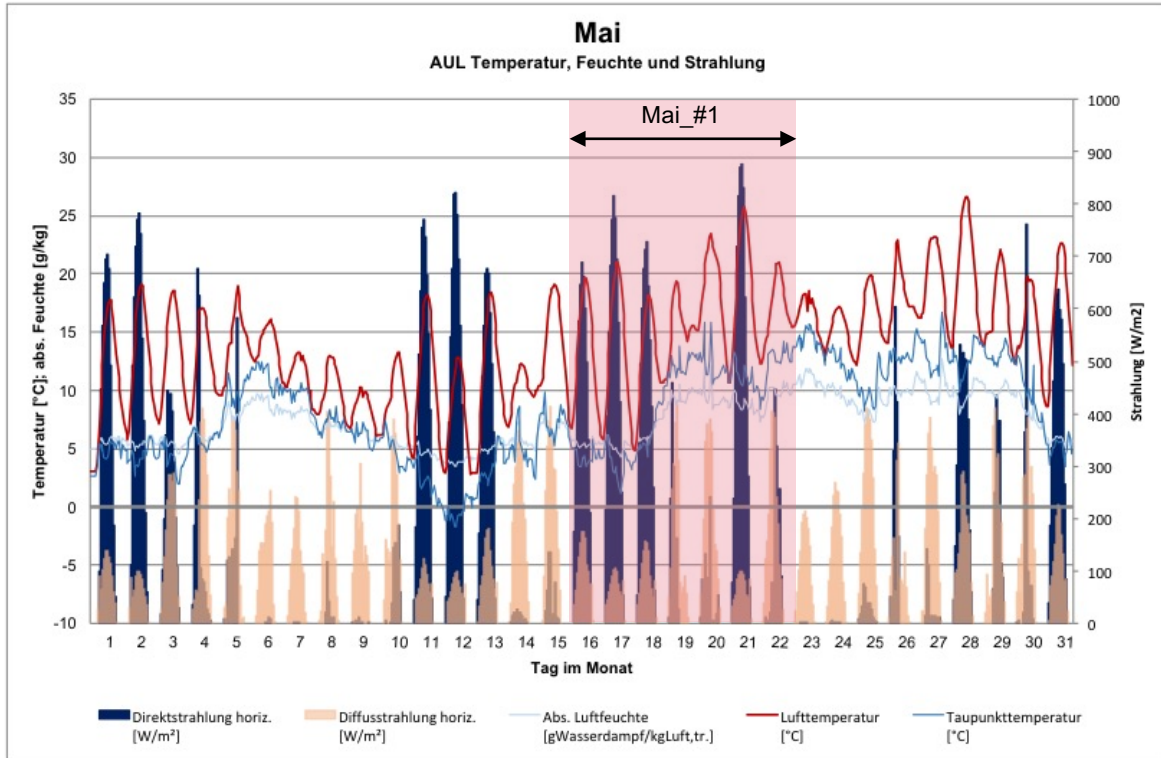
[Daten-DVD kann hier entnommen werden]

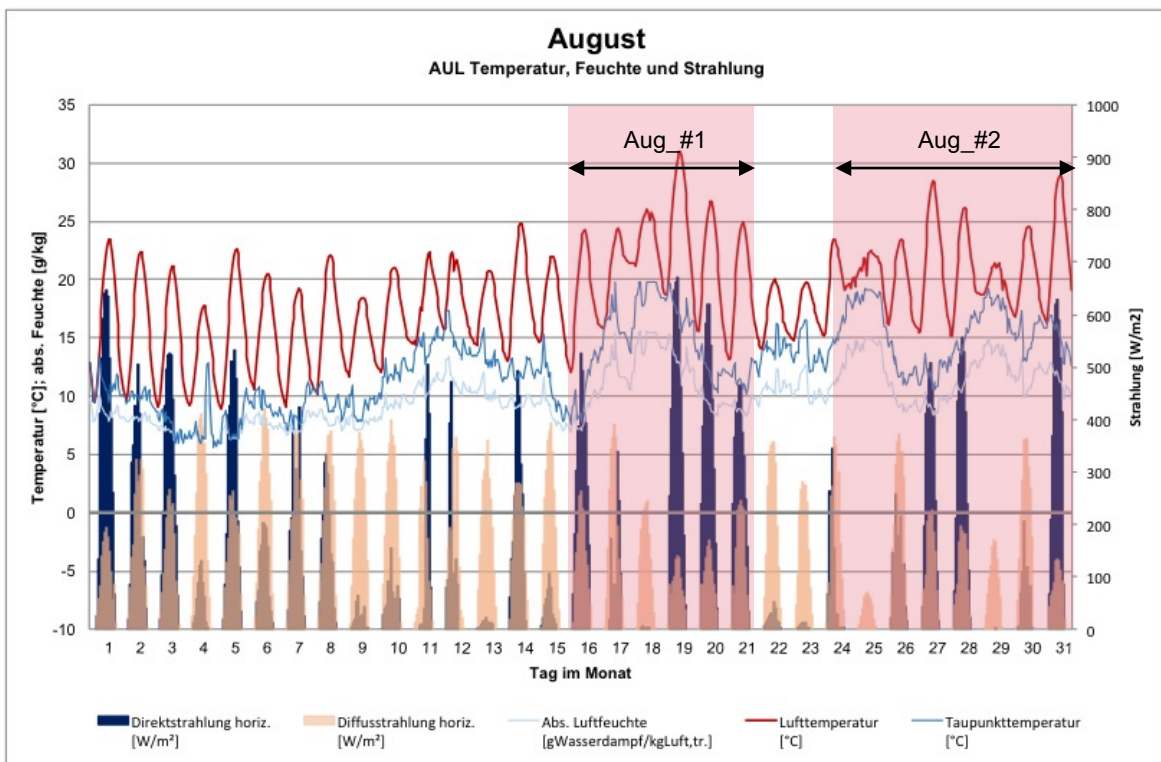
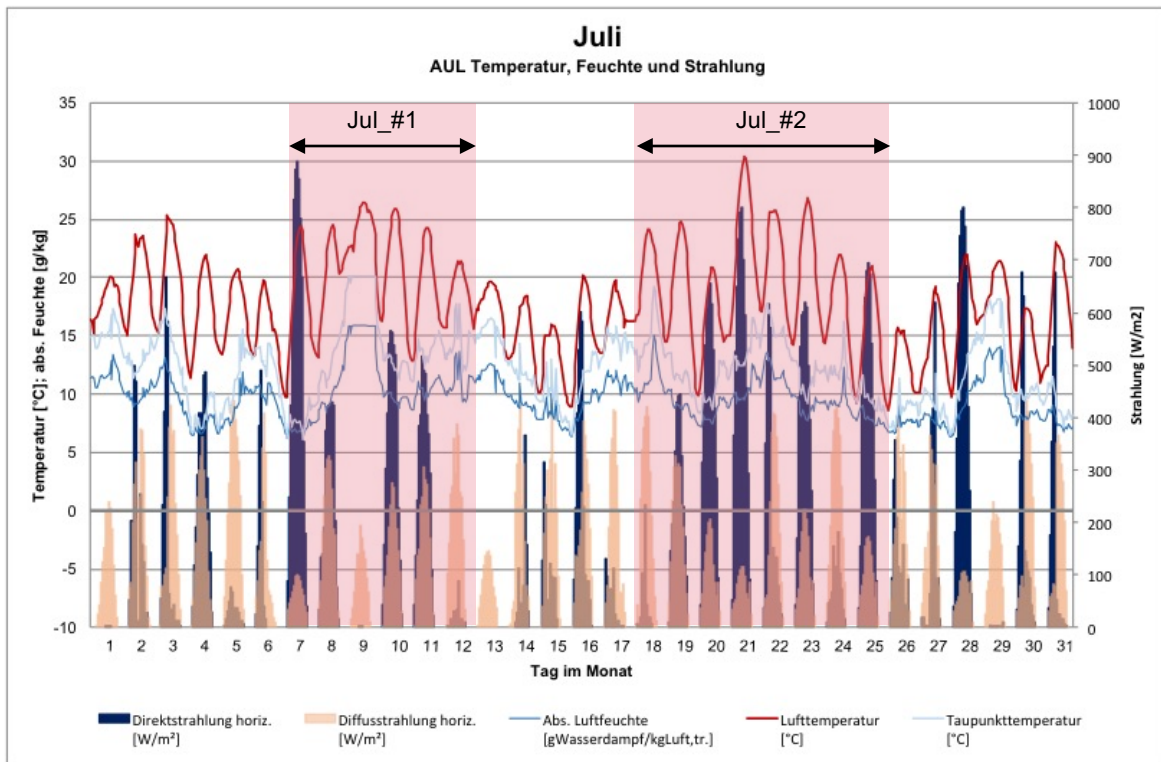


Anhang 1: Rechenbeispiele der Kühlwirkung des Radiative Cooling anhand der Methodik von (Erell & Etzion, 2000) (1 Seite)



Anhang 2: Klimadatenanalyse Hauptkühlperiode (Mai bis August) – TRY 2011 München - Riem (insgesamt 2 Seiten)







Anhang 5: Konfiguration und Ergebnisse aller Simulationen mit TRNSYS
(insgesamt 3 Seiten)

Simulationsnummer	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	vii-a	viii	viii-a	°C
SET_cooling	21,062	21,062	21,062	21	21	21	21,0625	22	21	22	
TES Volumen	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	m ³
Kollektorfläche	5	10	2	1	15	20	10	10	20	20	m ²
m_flow_sc	250	1500	87,5	12,5	500	800	700	700	600	600	kg/h
m_flow_ceiling	1500	2000	2000	2000	2000	1800	500	500	500	500	kg/h
m_flow_coolingcoil	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	kg/h
m_flow_vent	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	kg/h
UDB_sc	1	2,065	1	4	1,0625	1,0625	1	1	1,0625	1,0625	K
LDB_sc	1,9375	2	2	2	2	2	2	2	2	2	K
UDB_ceiling	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	K
LDB_ceiling	1	1	1	1,0625	1	1	1	1	1	1	K
Kühlenergie der Decke	281,40	301,28	220,59	200,78	324,77	333,13	280,64	266,28	324,31	298,57	kWh
Betriebsd. Kühldecke	2345	2399	2220	2241	2332	2271	2481	2224	2335	2012	h
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	19,25	18,58	20,78	21,20	17,36	16,77	18,82	18,70	16,66	16,51	°C
Std. ü. 26 °C (T_oper)	171	50	921	1183	7	0	214	215	19	22	h
Std. ü. 27 °C (T_oper)	20	5	388	577	0	0	39	42	0	0	h
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,48	0,37	0,94	1,11	0,18	0	0,59	0,59	0,33	0,32	K
max. Innentemp. oper.	27,63	27,02	29,08	29,50	26,23	25,99	28,03	28,03	26,68	26,72	°C
Ø-Temp. TES wenn DK an	20,30	19,93	21,20	21,46	19,38	19,05	20,27	20,49	19,17	19,37	°C
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,05	0,05	0,04	0,04	0,06	0,07	0,19	0,21	0,24	0,26	K
<17,5	17	14	10	3	31	24	14	5	34	0	h
18	167	180	98	63	253	290	163	58	302	54	h
19	591	727	255	192	914	959	630	259	941	358	h
20	779	844	540	398	946	1009	782	846	917	1070	h
21	794	911	563	574	1055	1154	811	838	1019	1103	h
22	627	763	618	572	784	795	592	894	725	1192	h
23	662	698	482	579	605	517	599	670	567	671	h
24	694	542	537	474	378	284	659	676	402	450	h
25	472	333	772	699	143	92	491	490	177	180	h
26	268	109	648	709	27	12	290	291	46	51	h
27	59	15	425	520	0	0	94	98	6	7	h
28	6	0	170	292	0	0	11	11	0	0	h
29	0	0	18	61	0	0	0	0	0	0	h
30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	h
≥30,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	h
Σ 20 bis 26 °C	4296	4200	4160	4005	3938	3863	4224	4705	3853	4717	h
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	h
<20 °C	15,1%	18,0%	7,1%	5,0%	23,4%	24,8%	15,7%	6,3%	24,9%	8,0%	
20 bis 26 °C	83,8%	82,0%	81,2%	78,1%	76,8%	75,4%	82,4%	91,8%	75,2%	92,0%	
≥27 °C	1,3%	0,3%	12,0%	17,0%	0,0%	0,0%	2,0%	2,1%	0,1%	0,1%	



Simulationsnummer	viii-b	ix	x	xi	xii	xiii	xiii-a	xiv	xv	xvi
SET_cooling	23	21	24,0625	24	24,375	24,0625	21	24,25	24,5	24,5
TES Volumen	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	5	5	5
Kollektorfläche	20	20	20	10	5	2	2	10	5	2
m_flow_sc	600	500	62,5	637,5	356,25	100	100	50	25	100
m_flow_ceiling	500	200	200	200	198,75	198,75	198,75	180,00	183	200
m_flow_coolingcoil	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
m_flow_vent	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
UDB_sc	1,0625	1	1	1	1	2	2	1	1	1,125
LDB_sc	2	2	1,9375	1,9375	2	1,9375	1,9375	2	2	2
UDB_ceiling	1	1,0625	1	1	1	1	1	1	1	1
LDB_ceiling	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
Kühlenergie der Decke	273,56	321,07	242,73	221,07	184,84	152,92	173,00	233,66	214,24	190,98
Betriebsd. Kühldecke	1584	2422	1163	1720	1677	1658	2272	1155	1405	1625
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	16,37	16,60	15,80	18,40	19,81	21,08	21,34	18,30	19,57	20,86
Std. ü. 26 °C (T_oper)	30	27	42	301	1024	1908	1892	48	259	734
Std. ü. 27 °C (T_oper)	0	0	3	65	464	1200	1193	0	24	240
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,34	0,37	0,36	0,66	1,03	1,52	1,53	0,28	0,46	0,78
max. Innentemp. oper.	26,83	26,83	27,07	28,29	29,56	30,68	30,68	26,76	27,60	28,50
Ø-Temp. TES wenn DK an	19,54	19,10	19,28	20,89	21,66	22,19	21,67	20,28	21,08	21,74
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,30	0,57	0,90	0,55	0,48	0,40	0,33	0,97	0,72	0,51
<17,5	0	20	0	0	0	0	3	0	0	0
18	26	280	19	16	16	16	78	16	11	10
19	157	934	89	85	80	82	186	84	82	79
20	506	929	173	171	151	167	327	168	155	148
21	1185	987	594	478	311	305	547	392	291	277
22	1214	707	1367	1019	757	611	460	1235	915	682
23	1150	588	1270	1078	831	662	524	1412	1205	908
24	579	415	1063	1097	790	619	374	1031	1178	969
25	242	204	444	670	832	482	455	648	821	1013
26	70	64	103	365	670	643	627	142	382	596
27	7	8	14	132	424	670	668	8	90	365
28	0	0	0	25	228	525	523	0	6	89
29	0	0	0	0	41	292	292	0	0	0
30	0	0	0	0	5	66	66	0	0	0
≥30,5	0	0	0	0	0	6	6	0	0	0
Σ 20 bis 26 °C	4946	3894	5014	4878	4342	3479	3314	5028	4947	4593
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136
<20 °C	3,6%	24,1%	2,1%	2,0%	1,9%	1,9%	5,2%	2,0%	1,8%	1,7%
20 bis 26 °C	96,5%	76,0%	97,8%	95,2%	84,7%	67,9%	64,7%	98,1%	96,5%	89,6%
≥27 °C	0,1%	0,2%	0,3%	3,1%	13,6%	30,4%	30,3%	0,2%	1,9%	8,9%



Simulationsnummer	xvii	xviii	xix	xx	xxi	xxii	alle_oLü	alle_KAT2	alle_minLW	°C
SET_cooling	24	24	23,5	23,25	24	24	24	26	25,25	°C
TES Volumen	5	5	0,5	0,5	0,5	0,5	5	0,8	2,8	m3
Kollektorfläche	12	1	19,5	10	5	2	17,5	19	12	m2
m_flow_sc	62,5	162,5	50	37,5	1287,5	100	87,5	50	50	kg/h
m_flow_ceiling	198	198	160	198	200	200	110	200	160	kg/h
m_flow_coolingcoil	1	1	1	1	1	1	1	50	550	kg/h
m_flow_vent	0	0	0	0	0	0	0	64,08	50,124	kg/h
UDB_sc	1	3,875	1	1	1	1,625	1	2	1,125	K
LDB_sc	2	2	1,875	1,875	2	2	1,875	2	2	K
UDB_ceiling	1	1	1	1	1	1	1	1	2	K
LDB_ceiling	2	2	2	2	2	2	2	2	2	K
Kühlenergie der Decke	244,21	178,78	243,98	235,81	177,36	122,53	245,24	1,37	15,31	kWh
Betriebsd. Kühldecke	1142	1576	1761	2121	2051	1764	1062	5	48	h
Ø-Temp. TES (Apr-Okt)	17,91	21,14	15,38	17,06	19,64	20,94	17,01	14,43	16,35	°C
Std. ü. 26 °C (T_oper)	23	898	114	307	1322	2310	7	13	0	h
Std. ü. 27 °C (T_oper)	0	342	17	98	703	1828	0	0	0	h
Ø-Temp. ü. 26 °C	0,21	0,88	0,58	0,77	1,26	2,16	0,18	0,31	0	K
max. Innentemp. oper.	26,53	28,72	27,75	28,57	30,35	31,96	26,28	26,52	26,00	°C
Ø-Temp. TES wenn DK an	20,01	21,93	19,14	20,27	21,61	22,42	19,26	17,73	19,16	°C
Ø-ΔT (RL-VL) Deckenkühlung	0,93	0,49	0,75	0,49	0,37	0,30	1,81	1,48	1,75	K
<17,5	0	0	0	0	0	0	0	2331	2056	h
18	18	10	19	22	16	11	16	338	340	h
19	85	76	91	108	86	81	85	339	345	h
20	178	139	209	249	169	150	169	390	344	h
21	570	237	761	820	351	261	528	468	488	h
22	1440	494	1271	992	748	475	1540	454	534	h
23	1289	885	1106	1038	746	608	1287	374	434	h
24	1024	917	1010	846	750	557	1043	286	349	h
25	443	1104	453	557	613	483	418	123	196	h
26	86	671	158	328	641	407	50	32	50	h
27	3	458	53	133	546	580	0	1	0	h
28	0	137	5	38	333	636	0	0	0	h
29	0	8	0	5	117	497	0	0	0	h
30	0	0	0	0	20	300	0	0	0	h
≥30,5	0	0	0	0	0	90	0	0	0	h
Σ 20 bis 26 °C	5030	4447	4968	4830	4018	2941	5035	2127	2395	h
Gesamtsumme	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	5136	h
<20 °C	2,0%	1,7%	2,1%	2,5%	2,0%	1,8%	2,0%	58,7%	53,5%	h
20 bis 26 °C	98,1%	86,8%	96,9%	94,2%	78,4%	57,4%	98,2%	41,5%	46,7%	h
≥27 °C	0,1%	11,8%	1,1%	3,4%	19,8%	41,0%	0,0%	0,0%	0,0%	h