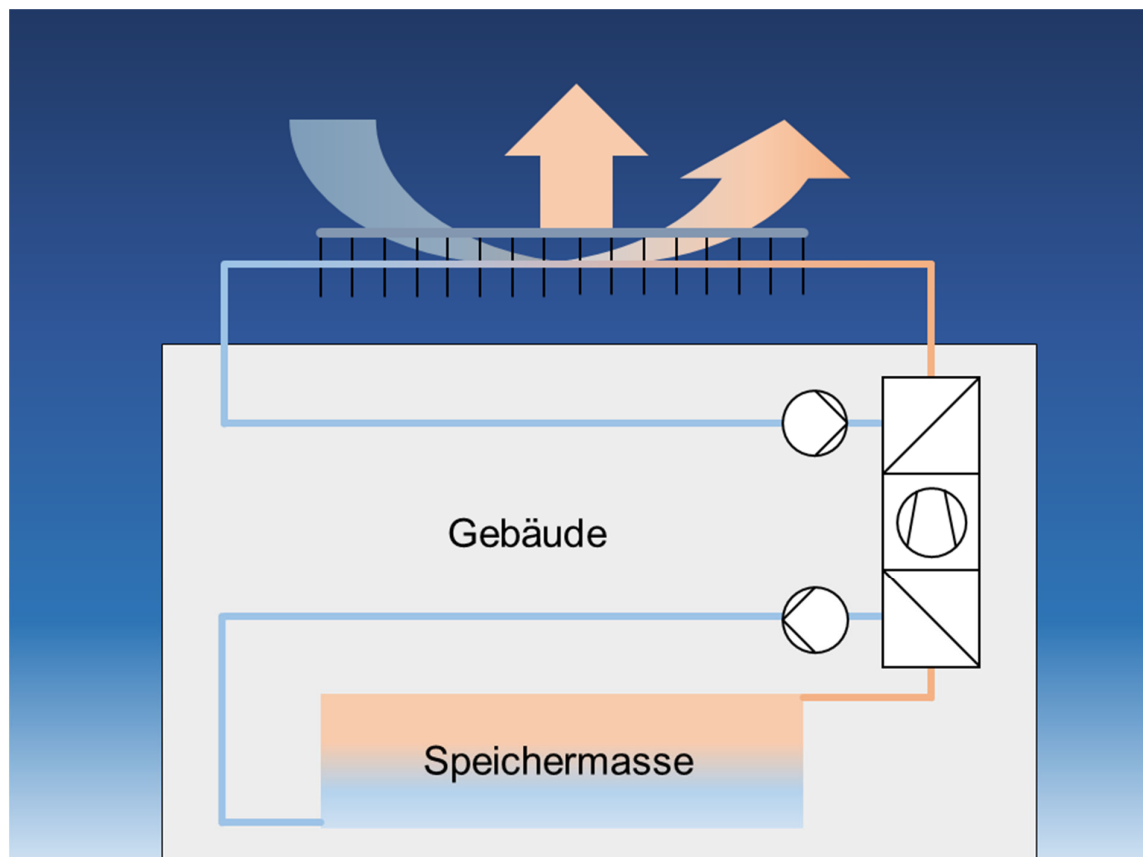




Schlussbericht vom 18.12.2023

CoolShift Nächtliche Gebäudekühlung durch natürliche Konvektion und Strahlung mit zeitweiser Unterstützung durch Kältemaschine

Analyse geeigneter Systemkonfigurationen und Modellvalidierung





Datum: 18.12.2023

Ort: Bern

Subventionsgeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Subventionsempfänger/innen:

Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW
Institut Energie am Bau
Hofackerstrasse 30, 4132 Muttenz
www.fhnw.ch

Hochschule Luzern HSLU
Institut für Gebäudetechnik und Energie IGE
Technikumstrasse 21, 6048 Horw
www.hslu.ch

Ostschweizer Fachhochschule OST
Institut für Solartechnik SPF
Oberseestrasse 30
8640 Rapperswil-Jona
www.ost.ch

Autor/in:

Ralph Eismann, FHNW, ralph.eismann@fhnw.ch
Christoph Messmer, FHNW, christoph.messmer@fhnw.ch
Daniel Zenhäusern, SPF-OST, daniel.zenhaeusern@ost.ch
Andreas Bohren, SPF-OST, andreas.bohren@ost.ch
Franz Sidler, HSLU, franz.sidler@hslu.ch
Reto Gadola, HSLU, reto.gadola@hslu.ch

BFE-Projektbegleitung:

Nadège Vetterli, nadege.vetterli@anex.ch
Stephan A. Mathez, stephan.a.mathez@solarcampus.ch
Andreas Eckmanns, andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

BFE-Vertragsnummer: SI/502163-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.



Zusammenfassung

Dieses Projekt befasst sich mit der Kühlung bestehender Bürogebäude, deren Kühlbedarf in den nächsten Jahrzehnten vor allem im städtischen Umfeld aufgrund von Wärmeinseleffekten deutlich zunehmen wird. Forschungsgegenstand ist ein mit CoolShift bezeichnetes Konzept zur Kühlung von Gebäuden, welches Lastverschiebung ermöglicht. Dabei wird die tagsüber anfallende Wärme in der Gebäudemasse bzw. in einem geeigneten Speicher zwischengespeichert. In der Nacht wird die gespeicherte Wärme mittels Kühlsegeln oder Kapillarrohrmatten der Gebäudemasse entzogen und über photovoltaisch-thermische (PVT) Kollektoren oder unverglaste Kollektoren an die Umgebung abgegeben. Bei Bedarf kann durch eine Wärmepumpe die Kühlleistung gesteigert werden. Dieselben Kollektoren dienen in der Heizperiode als Wärmequelle für den Verdampfer der Wärmepumpe.

Projektziele waren die Entwicklung des CoolShift Konzepts im Detail, die Eignungsprüfung und Messung von auf dem Markt verfügbaren Kollektoren für die Anwendung, die Erarbeitung von Planungs- und Berechnungsmodelle und ein Simulationsvergleich des Konzepts im Rahmen einer Fallstudie, um die Robustheit gegenüber Änderungen der klimatischen Randbedingungen sowie deren Wirtschaftlichkeit zu untersuchen.

Sechs Kollektoren unterschiedlicher Bauart, darunter zwei PVT-Kollektoren, wurden im Kühlbetrieb messtechnisch charakterisiert. Zu den standardmässigen Messungen am Tag wurden auch Nachtmessungen miteinbezogen. Zwei Modellgleichungen für die Kühlleistung wurden an die Messdaten angepasst, zum einen das Modell der Kollektorprüfnorm ISO 9806:2017, und zum anderen eine modifizierte Form davon, welche den Strahlungsaustausch mit der Umgebung besser abbildet. Die Kühlleistung durch Wärmeabstrahlung an die Umgebung ist bei den gemessenen Absorbern/Kollektoren im Bereich von 100 W/m². Grössere Kühlleistungen sind durch Konvektion zu erreichen. Absorber mit vergrösserter Oberfläche (Wärmeleitlamellen oder Kapillarrohre) erreichen bei gleichen Bedingungen konvektive Kälteleistungen von mehr als 400 W/m². Der Strahlungsanteil ist am Wärmetransport bei den vorherrschenden klimatischen Verhältnissen wesentlich kleiner als der konvektive Anteil.

Ein halbempirisches und ein analytisches Kühlsegel-Rechenmodell wurden entwickelt, welche die explizite Darstellung der Wärmetransportanteile Strahlung und Konvektion ermöglichen. Ein Raummodell wurde erstellt, und um ein Modell für Kapillarrohrmatten erweitert, mit welchem die Zeitentwicklung der Temperaturen und der abgeführten Wärmemengen im Kühlbetrieb berechnet werden können. Auf der Modellgrundlage wurde das praktisch nutzbare Simulationsprogramm CoolShift für Excel entwickelt. Ein Vergleich der Auslegungen verschiedener Kühlsegel-Hersteller bei einer gegebenen Aufgabe zeigte grosse Dimensionierungsunterschiede, was auf einen Bedarf nach einem genaueren Berechnungsverfahren hinweist.

Die Kältespeicherung mittels eines technischen Speichers anstelle des Baukörpers wurde untersucht und die nötigen Speichervolumen für eine gegebene Kälteenergie für verschiedene Speichermedien abgeschätzt. Eine Lösung mit technischem Speicher ist grundsätzlich möglich, das Volumen ist im Bereich von 20 – 40 m³ Wasser beim simulierten Gebäude, je nach gefahrenen Temperaturhysteresen von 10 – 5 K. Die Realisierung solch grosser Speicher ist aufgrund der beschränkten Platzverhältnisse im Bestandsbau kaum möglich.

Die Varianten-Simulation des Fallbeispiels eines sanierten Bürogebäudes zeigte, dass mit CoolShift Endenergie eingespart werden kann. CoolShift ist gegenüber herkömmlichen Kühlsystemen effizienter und benötigt weniger elektrische Energie, weil die Wärme bei Nacht an eine kühlere Umgebung



abgegeben wird. Beim Referenzsystem mit reversibler Aussenluftwärmepumpe ist hingegen der Komfort besser, da weniger Überhitzungsstunden anfallen.

Die Aktivierung der Gebäudemasse ist mit den Kapillarrohrmatten bedeutend effektiver als mit KühlsegeIn. Dem gegenüber steht die allgemeine Zurückhaltung bei der Anwendung von Kapillarrohrmatten aufgrund der Verschlammungsproblematik der feinen Rohre.

Wirtschaftlich betrachtet ist CoolShift mit den heutigen Preisen der PVT-Kollektoren teurer als eine konventionelle Anlage mit Berücksichtigung der Gesamtkosten über einen Zeitraum von 30 Jahren. Die Betrachtung würde sich bei niedrigeren Preisen der PVT-Kollektoren ändern.

Résumé

Ce projet traite du refroidissement des immeubles de bureaux existants, dont les besoins en refroidissement vont considérablement augmenter au cours des prochaines décennies, notamment dans les zones urbaines, en raison des effets d'îlot de chaleur. L'objet de la recherche est un concept de refroidissement des bâtiments appelé CoolShift, qui permet de déplacer la charge. La chaleur accumulée pendant la journée est stockée dans la masse du bâtiment ou dans un réservoir approprié. La nuit, la chaleur accumulée est extraite de la masse du bâtiment au moyen de voiles de refroidissement ou de nattes capillaires et transmise à l'environnement par des capteurs photovoltaïques thermiques (PVT) ou des capteurs non vitrés. Si nécessaire, la puissance de refroidissement peut être augmentée par une pompe à chaleur. Pendant la période de chauffage, ces mêmes capteurs servent de source de chaleur pour l'évaporateur de la pompe à chaleur.

Les objectifs du projet étaient de développer le concept CoolShift en détail, de tester et de mesurer l'adéquation des capteurs disponibles sur le marché pour l'application, d'élaborer des modèles de planification et de calcul et de comparer le concept par simulation dans le cadre d'une étude de cas afin d'examiner sa robustesse face aux changements des conditions climatiques limites ainsi que sa rentabilité.

Six capteurs de différents types, dont deux capteurs PVT, ont été caractérisés par des mesures en mode de refroidissement. En plus des mesures standard de jour, des mesures de nuit ont également été prises en compte. Deux équations de modèle pour la puissance de refroidissement ont été adaptées aux données de mesure, d'une part le modèle de la norme de contrôle des capteurs ISO 9806 :2017, et d'autre part une forme modifiée de celui-ci, qui représente mieux l'échange de rayonnement avec l'environnement. La puissance de refroidissement par rayonnement thermique vers l'environnement est de l'ordre de 100 W/m² pour les absorbeurs/collecteurs mesurés. Des puissances de refroidissement plus grandes peuvent être obtenues par convection. Les absorbeurs à surface agrandie (lamelles thermoconductrices ou tubes capillaires) atteignent, dans les mêmes conditions, des puissances de refroidissement par convection de plus de 400 W/m². Dans les conditions climatiques actuelles, la part de rayonnement dans le transport de chaleur est nettement plus faible que la part convective.

Un modèle de calcul semi-empirique et analytique de la voile de refroidissement a été développé, qui permet de représenter explicitement les parts de transport de chaleur par rayonnement et par convection.

Un modèle spatial a été créé et complété par un modèle pour les nappes capillaires, qui permet de calculer l'évolution temporelle des températures et des quantités de chaleur évacuées en mode de refroidissement. Le programme de simulation CoolShift pour Excel, utilisable dans la pratique, a été développé sur la base de ce modèle. Une comparaison des conceptions de différents fabricants de voiles de refroidissement pour une tâche donnée a montré de grandes différences de dimensionnement, ce qui indique la nécessité d'une méthode de calcul plus précise.



Le stockage du froid au moyen d'un accumulateur technique au lieu du corps de bâtiment a été examiné et les volumes de stockage nécessaires pour une énergie frigorifique donnée ont été estimés pour différents supports de stockage. Une solution avec un accumulateur technique est en principe possible, le volume est de l'ordre de 20 à 40 m³ d'eau pour le bâtiment simulé, en fonction des hystérèses de température de 10 à 5 K. La réalisation d'un tel réservoir est limitée par l'espace disponible dans le bâtiment existant.

La simulation de variantes de l'étude de cas d'un immeuble de bureaux rénové a montré que CoolShift permettait d'économiser de l'énergie finale. CoolShift est plus efficace que les systèmes de refroidissement traditionnels et nécessite moins d'énergie électrique, car la chaleur est transmise à un environnement plus frais pendant la nuit. Par contre, le système de référence avec pompe à chaleur réversible à air extérieur est plus confortable, car il y a moins d'heures de surchauffe.

L'activation de la masse du bâtiment est nettement plus efficace avec les nattes capillaires qu'avec les voiles de refroidissement. En revanche, la réticence générale à utiliser des nattes capillaires est due au problème d'encrassement des tuyaux fins.

D'un point de vue économique, CoolShift, avec les prix actuels des capteurs PVT, est plus cher qu'une installation conventionnelle en tenant compte des coûts totaux sur une période de 30 ans. Cette considération changerait si les prix des capteurs PVT étaient plus bas.

Summary

This project is about cooling of existing office buildings, whose cooling demand will increase significantly in the next decades, especially in urban areas due to heat island effects. The object of research is a concept for cooling buildings called CoolShift, which enables load shifting. The heat generated during the day is temporarily stored in the building mass or in a suitable storage system. At night, the stored heat is extracted from the building mass by means of cooling sails or capillary tube mats and released into the environment via photovoltaic thermal (PVT) collectors or unglazed collectors. If required, the cooling capacity can be increased by a heat pump. The same collectors serve as a heat source for the evaporator of the heat pump during the heating season.

The project objectives were the development of the CoolShift concept in detail, the suitability testing and measurement of collectors available on the market for the application, the development of design and calculation models and a simulation comparison of the concept within the framework of a case study in order to investigate the robustness to changes in the climatic boundary conditions as well as their economic viability.

Six collectors of different designs, including two PVT collectors, were characterised by measurements in cooling mode. In addition to the standard daytime measurements, night-time measurements were also included. Two model equations for the cooling capacity were adapted to the measurement data, on the one hand the model of the collector test standard ISO 9806:2017, and on the other hand a modified form of it, which better represents the radiation exchange with the environment. The cooling capacity through heat radiation to the environment is in the range of 100 W/m² for the measured absorbers/collectors. Larger cooling capacities can be achieved by convection. Absorbers with increased surface area (heat conducting fins or capillary tubes) achieve convective cooling capacities of more than 400 W/m² under the same conditions. Under the prevailing climatic conditions, the radiation portion of the heat transport is considerably smaller than the convective portion.

A semi-empirical and an analytical cooling sail calculation model were developed, which enable the explicit representation of the heat transport components radiation and convection.

A room model was created and extended by a model for capillary tube mats, with which the time development of the temperatures and the dissipated heat quantities in cooling mode can be



calculated. The simulation program CoolShift for Excel, which can be used in practice, was developed on the basis of the model. A comparison of the designs of different cooling sail manufacturers for a given task showed large differences in dimensioning, which indicates a need for a more precise calculation method.

Cold storage by means of a technical storage tank instead of the building structure was investigated and the necessary storage volumes for a given cold energy were estimated for different storage media. A solution with technical storage is possible in principle, the volume is in the range of 20 - 40 m³ of water for the simulated building, depending on the temperature hysteresis of 10 - 5 K that is used. The realization of such large storage tanks is limited depending on the space available in the existing building.

The variant simulation of the case study of a refurbished office building showed that final energy can be saved with CoolShift. The system is more efficient than conventional cooling systems and requires less electrical energy because the heat is released to a cooler environment at night. In the reference system with reversible outdoor air heat pump, on the other hand, comfort is better because there are fewer overheating hours.

The activation of the building mass is significantly more effective with the capillary tube mats than with cooling sails. On the other hand, there is a general reluctance to use capillary tube mats because of the silting problem of the fine tubes.

Economically, CoolShift is more expensive with the current prices of PVT collectors than a conventional system with consideration of the total costs over a period of 30 years. The consideration would change with lower prices of the PVT collectors.

Take-home messages

- Mit CoolShift kann Endenergie und somit auch THG-Emissionen eingespart werden.
- Ohne zusätzliche Kälteerzeugung während der Nutzung ist mit leichten Komforteinschränkungen beim CoolShift System zu rechnen.
- Wird auf die Aktivierung der Gebäudemasse beim simulierten Gebäude verzichtet, so ist bei gleichem Komfort wie bei der Referenzanlage ein Tagesenergiespeicher von 49 m³ erforderlich.
- Aus Sicht Investitionskosten und Netto-Jahresertrag ist die Variante CoolShift zurzeit wegen den Preisen der PVT-Kollektoren weniger wirtschaftlich als das untersuchte Standardsystem.



Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	7
Abkürzungsverzeichnis	8
1 Einleitung	9
1.1 Ausgangslage und Hintergrund	9
1.2 Motivation des Projektes	11
1.3 Projektziele	15
2 Vorgehen und Methoden	17
2.1 Nächtliche Wärmeabgabe an die Umgebung mit Solarkollektoren (OST)	18
2.2 Aktivierung der Gebäudemasse mit Kühlsegeln (FHNW)	31
2.3 Transientes Raummodell (FHNW)	47
2.4 Simulations- und Dimensionierungsprogramm CoolShift-Beta (FHNW)	50
2.5 Thermische Speicher zur Lastverschiebung (FHNW)	58
2.6 Simulationsvergleich von CoolShift mit Standardlösungen (HSLU)	60
2.7 THG-Emissionen und Kosten	66
3 Ergebnisse und Diskussion	67
3.1 Messergebnisse Kollektormessungen	67
3.2 Ergebnisse der Simulationen	75
3.3 Diskussion	92
4 Schlussfolgerungen und Fazit	95
5 Ausblick und zukünftige Umsetzung	96
5.1 Pilotprojekt und Demonstrationsanlage	96
5.2 Dimensionierungs- und Auslegungshilfen	96
5.3 Kriterien für einen Systementscheid	96
5.4 Potenzial, Vor- und Nachteile der PVT Kollektoren	96
6 Publikationen	96
7 Literaturverzeichnis	97
8 Anhang	101
8.1 Simulationsgrundlagen Referenzgebäude	101



Abkürzungsverzeichnis

CFD	Computational Fluid Dynamics
EER _{sys}	Energy Efficiency Ratio Gesamtsystem
HLKS	Heizung, Lüftung, Klima, Sanitär
HKN	Herkunftsnachweis
ISO	International Organization for Standardization
IR	Infrarot
PCM	Phase-Change Material
PVT	Photovoltaisch-Thermischer Kollektor
THG	Treibhausgas
VBA	Visual Basic for Applications
WISC	Wind and Infrared Sensitive Collectors
WRG	Wärmerückgewinnung



1 Einleitung

1.1 Ausgangslage und Hintergrund

1.1.1 Zunehmender Kühlbedarf durch den Klimawandel

Zahlreiche Studien [1-3] sagen eine starke Zunahme des Kühlbedarfs von Gebäuden voraus und bestätigen damit einen Trend, der bereits seit rund zwei Jahrzehnten zunehmend bemerkbar ist.

1.1.2 Methoden der Gebäudekühlung

Tabelle 1 gibt eine Übersicht über Methoden der Gebäudekühlung. Die Nachtauskühlung durch natürliche Lüftung ist eine passive Methode, weil sie ohne Fremdenergie auskommt. Sie hat daher bei Weitem die höchste Energieeffizienz. Nachtauskühlung durch natürliche Lüftung ist dann besonders wirkungsvoll, wenn Querlüftung möglich ist oder die Kaminwirkung genutzt werden kann, beispielsweise von Treppenhäusern oder Atrien [4-6]. Voraussetzung für die wirkungsvolle Nachtauskühlung ist eine genügend hohe Wärmespeicherfähigkeit des Gebäudes und hinreichend tiefe Lufttemperaturen bei Nacht. In Städten und Agglomerationen sind die Nachttemperaturen während den Sommermonaten jedoch häufig zu hoch.

Wärmelasten können auch über thermisch aktivierte Geschossdecken abgeführt werden. Aufgrund der grossen Speicherfähigkeit der Gebäudemasse ist Lastverschiebung sehr gut möglich. Zur Dimensionierung und Anwendung thermisch aktivierter Bauteilsysteme ist umfangreiche Literatur verfügbar, beispielsweise [7-12]. Koschenz and Lehmann [13] haben die Eigenschaften von abgehängten, thermisch aktivierbaren Kühldecken sowohl theoretisch als auch an Prototypen untersucht. Die erforderliche Speicherfähigkeit wurde durch mikrogekapselte PCM in Gips gebildet. Dadurch ist das System insbesondere für die Nachrüstung von Bestandsgebäuden in leichter Bauweise geeignet.

Die Kühlung über Kühldecken und Kühlsegel ist eine weit verbreitete Lösung, die sich potenziell auch für Bestandsbauten eignet. Im Kühlbetrieb darf die Vorlauftemperatur die Taupunkttemperatur der Raumluft nicht unterschreiten, so bilden sich keine Tropfen an kalten Oberflächen. Kühlen über Raumheizflächen, beispielsweise Radiatoren, ist eine weitere Möglichkeit, Wärmelasten abzuführen [14, 15]. Die erreichbaren Leistungen sind jedoch durch die meist kleinen Flächen beschränkt.

Im Baubestand ist oft keine mechanische Lüftung vorhanden, mit welcher die Raumluftfeuchte kontrolliert werden kann. Die mögliche Kühlleistung ist in Bezug auf die Taupunkt-Thematik begrenzt.

Tabelle 1 Systeme zur Gebäudekühlung

Methode	Art	Lastverschiebung	Speicherfähigkeit
Nachtauskühlung durch Fensterlüftung	passiv	ja	Wichtig
Thermoaktive Geschossdecke	aktiv	möglich	Wichtig
Geschlossene Kühldecken	aktiv	nein	Unbedeutend
Kühlsegel	aktiv	ja	Wichtig
Kühlen über mechanische Lüftung	aktiv	nein	Unbedeutend
Kühlen über Radiatoren	aktiv	nein	Unbedeutend
Klimagerät zur Einzelraumkühlung	aktiv	nein	Unbedeutend



Die Methoden für die bedarfsgesteuerte Kühlung können sich an unterschiedliche Lasten anpassen und ermöglichen höchsten Komfort. Mit Ausnahme des Klimagerätes zur Einzelraumkühlung besitzen die meisten aktiven Methoden einen Kühlkreislauf. Die Abwärme kann auf unterschiedliche Weise aus dem Gebäude entfernt und gegebenenfalls genutzt werden. Tabelle 2 gibt eine Übersicht ohne Anspruch auf Vollständigkeit. Aufgrund des geringen Platzbedarfs und der einfachen Dimensionierung werden Rückkühler sehr häufig eingesetzt. Diese besitzen kompakte Lamellenrohr-Wärmeübertrager, bei denen der Luftstrom durch ein Gebläse erzeugt wird. Nach Möglichkeit wird die Abwärme zu Heizzwecken genutzt, beispielsweise zur Bereitung von Warmwasser aus dem Anergiepotenzial der Fortluft [16]. Die Regeneration von Erdsonden mittels Abwärme ist eine vorteilhafte Lösung [17, 18], insbesondere beim Free-Cooling Betrieb.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, Wärme über Strahlung an den kalten Nachthimmel abzugeben. Das Prinzip der nächtlichen Strahlungskühlung ist nicht neu. Die Ursprünge reichen bis in die Antike [19, 20]. Das Potenzial der Umsetzung mit den heute verfügbaren Technologien wurde in zahlreichen Studien untersucht [21-25]. Parallel zur Strahlung tritt auch natürliche Konvektion auf. Je nach Ausgestaltung der Wärmeübertragerflächen kann die Konvektion den Strahlungsanteil um ein Mehrfaches übersteigen. Die erreichbaren Wärmestromdichten im Free-Cooling Betrieb (d.h. ohne Kältemaschine) sind jedoch recht bescheiden. Entsprechend gross sind die erforderlichen Wärmeübertragerflächen. Die zur Kühlung erforderliche Wärmeübertragerfläche kann stark reduziert werden, indem die Leistungsdichte mit Hilfe einer Wärmepumpe erhöht wird. Die Machbarkeit dieses mit CoolShift bezeichneten Konzepts wurde in einer durch das BFE finanzierten Simulationsstudie nachgewiesen [26]. Als Speicher wurde eine thermisch aktivierte Geschossdecke definiert, mit zentraler Anordnung des Rohrregisters. PVT-Kollektoren des Typs Solink (Consolar GmbH) bilden die Wärmeübertrager zur Wärmeabgabe an die Umgebung. Bei dem in der Simulationsstudie betrachteten Fall ist das Energy Efficiency Ratio EER_{sys} des Gesamtsystems rund zwei bis drei Mal höher als bei einem bedarfsgesteuerten Kühlsystem mit Kühldecke, Kältemaschine und Rückkühler. Dies ist hauptsächlich auf den hohen Anteil Free-Cooling zurückzuführen.

Zur Beschreibung der Wärmeleistung unverglaster Kollektoren und PVT-Kollektoren sind empirische Modelle nach ISO [27] sowie analytische Modelle nach Duffie and Beckman [28] verfügbar. Diese Modelle sind jedoch nicht geeignet, die nächtliche Wärmeabgabe über Strahlung und Konvektion zu beschreiben. Es fehlt insbesondere ein geeignetes Prüfverfahren und ein entsprechendes empirisches Modell. Aus diesem Grund sind auch die Resultate des vorangegangenen Projekts [29] mit Vorsicht zu betrachten.

Tabelle 2 Wärmeentzug und Abgabe der Abwärme

Wärmeentzug	Aktive Wärmeabgabe	Passive Wärmeabgabe
Kältemaschine	Über Rückkühler an die Umgebung	Über Wärmetauscher an die Umgebung
Kältemaschine	Warmwasserbereitung	-
Kältemaschine	Regeneration von Erdsonden	-
Freie Kühlung	-	Regeneration von Erdsonden
Freie Kühlung	Regeneration von Erdsonden	Über Wärmetauscher an die Umgebung

Die Eigenschaften unterschiedlicher Kühlkonzepte in Bürogebäuden wurden durch Zakovorotnyi et al. [30] in einer umfassenden Simulationsstudie untersucht. Die Kühlkonzepte wurden ausserdem im Hinblick auf ihre Robustheit gegenüber Klima und Nutzervariabilität bewertet. Untersucht wurden Konzepte zur bedarfsgesteuerten Kühlung mittels Kühldecken, sowie Nachtauskühlung durch mechanische Lüftung. Noch nicht ausreichend quantifiziert sind die Eigenschaften und die Robustheit des Konzeptes CoolShift.



1.2 Motivation des Projektes

1.2.1 Lösungen für den Baubestand gesucht

Neubauten können im Hinblick auf zukünftige klimatische Verhältnisse geplant und erstellt werden. Bei älteren Bestandsbauten werden die Grenzen der Behaglichkeit in Hitzeperioden jedoch zunehmend überschritten. Die Anpassung von Bestandsbauten an ein wärmeres Klima ist anspruchsvoll.

Häufig wird dieses Problem durch einen Ersatzneubau gelöst, wodurch energetisch effiziente Lösungen möglich sind. Aufgrund der zunehmenden Rohstoffknappheit und der Notwendigkeit, den Aufwand an grauer Energie drastisch zu reduzieren, darf ein Ersatzneubau jedoch nicht die Standardlösung sein. Bestandsbauten müssen daher nach Möglichkeit erhalten, erneuert und für zukünftige Nutzungen angepasst werden.

Bei Bestandsbauten ist der nachträgliche Bau eines Erdsondenfeldes aus Platzgründen oder Nutzungsrechten schwierig, häufig unmöglich und auf jeden Fall teuer. Bei Büro- und Verwaltungsgebäuden ist der Warmwasserbedarf viel kleiner als der Kühlbedarf, sodass die Abwärme in der Regel über Rückkühler an die Umgebungsluft abgegeben werden muss. Es sind daher dringend neue, marktfähige Lösungen zur Gebäudekühlung erforderlich, die sich insbesondere für die Erneuerung von Bestandsbauten eignen.

1.2.2 Steigerung der Energieeffizienz durch Lastverschiebung

Sowohl aus ökonomischen als auch ökologischen Gründen darf der Bedarf an elektrischer Energie nicht proportional zur Deckung des Kühlbedarfs steigen. Es müssen daher neue oder optimierte Lösungen entwickelt werden, die den Kühlbedarf mit einem geringeren Energieaufwand decken können. Aufgrund des zeitlich schwankenden Stromangebotes aus erneuerbaren Quellen ist es erforderlich, Lasten in Zeiten zu verschieben, wo das Angebot hoch ist. Dies kann dadurch erreicht werden, dass bedarfsgesteuerte Kühlsysteme durch solche ersetzt werden, die eine Lastverschiebung ermöglichen. Diese Lastverschiebung erfordert einen entsprechend dimensionierten Speicher. Hierfür kann die Gebäudemasse genutzt werden. Pufferspeicher und Erdspeicher sind weitere Möglichkeiten, können aber in Bestandsgebäuden aus den im Abschnitt 1.2.1 genannten Gründen häufig nicht umgesetzt werden.

Es liegt auf der Hand, dass die Abwärme nach Möglichkeit genutzt wird, beispielsweise zur Bereitung von Warmwasser oder zur Regeneration von Erdsondenfeldern oder Eisspeichern. Hierfür wurden Lösungen entwickelt [31, 32], die in der Praxis eingesetzt werden. Wo dies nicht möglich ist, muss die Abwärme ungenutzt an die Umgebung abgegeben werden. Bei etablierten Systemen zur bedarfsgesteuerten Gebäudekühlung ist die Umgebungstemperatur zu Zeiten des Kühlbetriebs hoch. Dieser Umstand setzt der erreichbaren Effizienz von Kühlsystemen Grenzen. Energetisch effizienter sind Lösungen, bei denen die Abwärme zeitversetzt bei Nacht in eine wesentlich kühlere Umgebung abgegeben wird. Dieser Ansatz liegt dem Konzept CoolShift zugrunde, das im folgenden Abschnitt vorgestellt wird.

1.2.3 Systembeschreibung des Konzeptes CoolShift

CoolShift ist ein Konzept zur Kühlung von Gebäuden, welches Lastverschiebung ermöglicht. Die Abwärme wird tagsüber in der Gebäudemasse gespeichert. Nachts wird die Wärme der Gebäudemasse entzogen und mittels Wärmeübertrager ausserhalb des Gebäudes durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung abgegeben. Als Wärmeübertrager können beispielsweise photovoltaisch-thermische (PVT) Kollektoren oder unverglaste thermische Kollektoren eingesetzt werden. Diese Art der Lastverschiebung setzt voraus, dass die Gebäudemasse aktiviert werden kann, beispielsweise durch Rohrnetze, die in der Geschossdecke einbetoniert werden. Diese Lösung kann in Bestandsbauten nur dann umgesetzt werden, wenn die Geschossdecke ersetzt wird.



Es gibt aber weitere Möglichkeiten, die für Bestandsbauten geeignet sind:

- Aktivierung der Geschossdecke über Kapillarrohrmatten, die im Deckenputz integriert sind.
- Aktivierung der Geschossdecke über Strahlungsaustausch mit Kühlsegeln.

Die Aktivierung der Geschossdecke über Strahlungsaustausch mit Kühlsegeln ist in solchen Fällen interessant, in denen die Geschossdecke keine ebene, vollständig zugängliche Fläche bildet.

Abbildung 1 zeigt eine vereinfachte Darstellung eines energetisch sanierten Bürogebäudes, das nach dem Konzept CoolShift gekühlt wird. Auf die Darstellung von Speichern wurde zwecks besserer Übersicht verzichtet. Die wesentlichen Elemente des Konzepts sind Kapillarrohrmatten (1) oder Kühlsegel (2), die über einen wasserführenden Kreislauf mit der Primärseite eines Wärmeübertragers (3) verbunden sind. Die Sekundärseite steht über einen Wasser-Glykol Kreislauf mit den Kollektoren (4) in Verbindung. Die tagsüber in der Gebäudemasse gespeicherte thermische Energie wird während den kühlen Nachtstunden mittels Kapillarrohrmatten bzw. Kühlsegel entzogen und über die Kollektoren an die Umgebung abgegeben. Abbildung 1 (links) zeigt die Schaltung für den Free Cooling Betrieb. Falls das Temperaturgefälle zwischen Raum und Umgebung nicht ausreicht, kann die Abgabetemperatur durch eine reversible Wärmepumpe (5) erhöht werden, was in der Abbildung 1 (rechts) gezeigt ist. Sowohl der wasserführende Kreislauf als auch der Wasser-Glykol Kreislauf sind mit einer Druckhaltung, einer Umwälzpumpe und den üblichen Sicherheitseinrichtungen ausgerüstet.

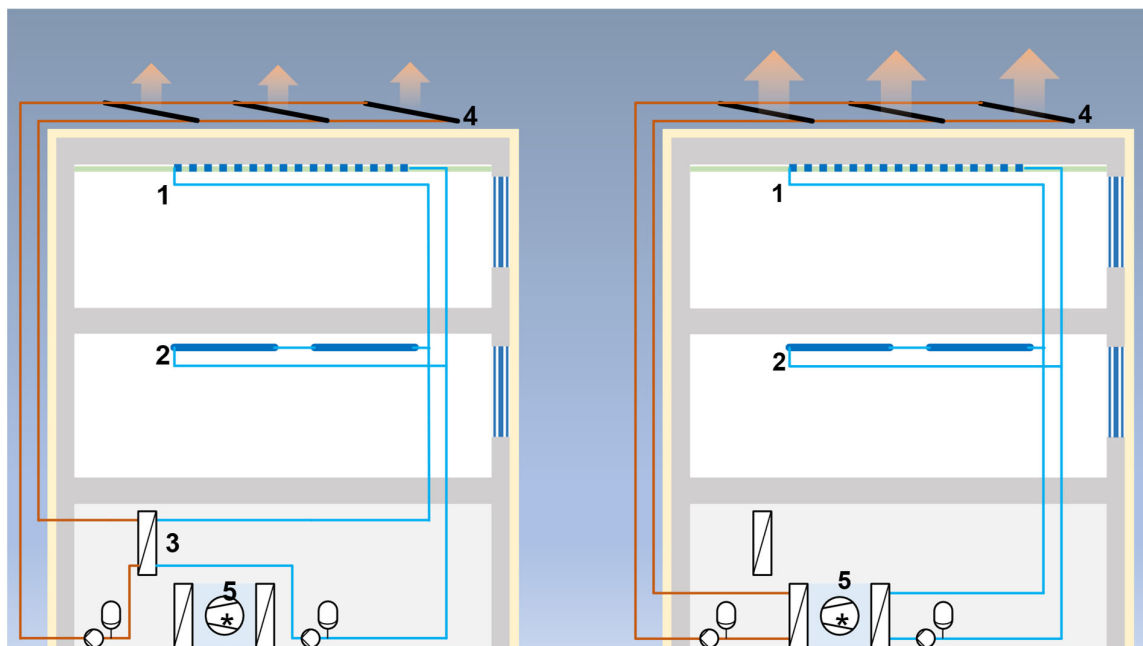


Abbildung 1: Saniertes Bürogebäude mit Kühlung durch CoolShift im Free Cooling Betrieb (links) und unterstützt durch eine reversible Wärmepumpe (rechts).

Vorteilhaft an diesem Konzept der Wärmeabgabe ist, dass die Kollektoren auch als stille Wärmequelle für den Verdampfer einer Wärmepumpe dienen können. Thermisches Aktivieren der Geschossdecke mittels Kühlsegel durch Strahlungsaustausch ist in Bestandsbauten technisch leicht umsetzbar, sofern

- die Betondecke freigelegt werden kann,
- die Leistungsfähigkeit der Kühlsegelfläche gross genug ist, und gleichzeitig die Vorlauftemperatur über der Taupunkttemperatur der Raumluft liegt und
- Ansprüche an die Schallabsorption durch ergänzende Massnahmen erfüllt werden können.



1.2.4 Stand der Forschung und Forschungsbedarf

Die Entwicklung des Konzepts CoolShift basiert auf den Vorarbeiten von Eicker and Dalibard [21], Wemhöner et al. [22], Wemhöner et al. [23], sowie auf der vorangegangenen Machbarkeitsstudie [29]. Alle Arbeiten befassen sich mit der Wärmeabgabe von unverglasten Kollektoren während der Nachtstunden. Zwar sind die Mechanismen des konvektiven Wärmetransports und des Strahlungsaustausches bekannt und verfügbar, beispielsweise [28]. Es fehlt aber bisher ein empirisches Modell und ein zugehöriges Prüfverfahren, mit dem die Kollektoren für diese Anwendung charakterisiert werden können. Das empirische Modell nach der aktuellen Prüfnorm [27] wurde für die Charakterisierung der thermischen Leistung bei hoher solarer Bestrahlungsstärke entwickelt. Es kann in dieser Form nicht zur Beschreibung der Wärmeabgabeeigenschaften verwendet werden.

1.2.5 Stand der Technik und Forschungsbedarf – Kühlsegel zur Aktivierung der Gebäudemasse

Zur Dimensionierung der Kühlsegelfläche zur bedarfsgesteuerten Kühlung wird eine produktspezifische, empirische Modellgleichung verwendet, deren zwei Parameter in der Prüfung nach SN EN 14037-4 [33] ermittelt werden. Diese Modellgleichung stellt die Gesamtleistung des Kühlsegels als Funktion der Differenz zwischen der mittleren Fluidtemperatur und der Bezugstemperatur des Prüfraums dar. Es ist daher nicht möglich die Anteile der Konvektion und der Strahlung explizit anzugeben. Aus demselben Grund ist es nicht möglich, die Leistung bei beliebigen Strahlungsrandbedingungen zu berechnen. Beides ist jedoch erforderlich, damit die Aktivierung der Geschossdecke berechnet werden kann. Recknagel [34] macht zu dieser Fragestellung keine quantitative Aussage. Der Wärmeaustausch zwischen Kühlsegel und Raumflächen durch Strahlung wurde in einigen wissenschaftlichen Arbeiten untersucht, beispielsweise [35-39]. Bisher ist jedoch keine Methode allgemein verfügbar, mit welcher die Wärmetransportanteile der Strahlung und der Konvektion separat und mit ausreichender Genauigkeit berechnet werden können.

Im Laufe des Projektes wurde die Frage aufgeworfen, ob möglicherweise die Herstellerfirmen im Rahmen ihrer eigenen Forschungs- und Entwicklungstätigkeit entsprechende Modelle erarbeitet haben und diese im Projektgeschäft einsetzen. Fünf Kühlsegelhersteller haben sich bereit erklärt, als Interviewpartner zur Verfügung zu stehen und eine Standardaufgabe (siehe Anhang) mit Hilfe ihrer Modelle und Expertise zu lösen. Tabelle 3 zeigt die Lösungsvorschläge von fünf Herstellern. Die Hersteller verwenden Softwaretools, die teilweise in Zusammenarbeit mit Forschungsinstitutionen entwickelt wurden und über komfortable Möglichkeiten der Dateneingabe und des Reporting verfügen.

Alle Hersteller verwenden das Kühlsegelmodell nach EN 14037-4. Folglich wird zwischen Konvektion und Strahlungsaustausch nicht unterschieden.

Einige Hersteller weisen explizit darauf hin, dass ihre Kühlsegel auch zur Aktivierung der Geschossdecke geeignet sind. Die Aktivierung geschieht entweder über Strahlungsaustausch oder durch Wärmeleitung. Die von den Herstellern angebotenen Planungsunterlagen enthalten jedoch keine für die Planung nutzbaren Modelle. Die Kühlsegelfläche für die bedarfsgesteuerte Kühlung wird durch alle Hersteller stationär, was für den Auslegungsfall ausreichend ist. Für die Nachtauskühlung werden, basierend auf Erfahrungswerten, grössere Kühlsegelflächen dimensioniert.

Einige Hersteller kombinieren ihre Kühlsegel mit Systemen für den hygienischen Luftwechsel. Dadurch wird der konvektive Anteil des Wärmetransports erhöht, und dieselbe Kühlleistung wird mit einer deutlich geringeren Kühlsegelfläche erreicht. Durch induzierte Luftströmung wird der konvektive Wärmetransport an der Deckenunterseite erhöht. Quantitative Angaben zu diesem Effekt werden jedoch nicht gemacht.

Ein Hersteller belegt die Dimensionierung mit einer transienten Rechnung. Der Raum wird durch einen einzigen Knoten dargestellt, dessen Anfangszustand durch eine homogene Temperatur von 26 °C gekennzeichnet ist. Die mittlere Temperatur der Kühlsegel wird auf dem Mindestwert von 19 °C gemäss Aufgabenstellung konstant gehalten. Der Temperaturverlauf des Raumknotens entspricht einer exponentiellen Abkühlkurve.



Transiente Rechnungen sind auf der Grundlage eines Einknotenmodells für den Raum und des Kühlsegelmodells nach EN 14037-4 möglich. Die mit diesem Ansatz gewonnenen Resultate können das reale Verhalten jedoch nur ungenügend abbilden. Die Hauptgründe sind:

- Die Wärmetransporte der Konvektion und der Strahlung sind nicht explizit darstellbar. Für den Strahlungsaustausch zwischen Kühlsegel und den Oberflächen des Raumes sind die Oberflächentemperaturen massgebend. Diese unterscheiden sich von der Fluidtemperatur bzw. von der Temperatur des Einknotenmodells.
- Die Oberflächentemperaturen sind durch den Strahlungsaustausch und die Wärmeleitung in den massiven Bauteilen bestimmt. Dies erfordert mindestens eindimensionale Modelle, mit denen das zeitabhängige Temperaturfeld und damit die Oberflächentemperatur berechnet werden kann.

Die Literaturrecherche und die Umfrage bei Herstellern belegen den Forschungsbedarf und die Notwendigkeit, ein verbessertes Modell für Kühlsegel zu entwickeln und dieses mit eindimensionalen Modellelementen für die massiven Bauteile des Raums zu koppeln. Die entsprechenden Ziele werden im nächsten Abschnitt definiert.

Tabelle 3 Lösungsvorschläge von fünf Herstellern.

Hersteller	Produkttyp	Berechnung	Aktivierung Gebäudemasse	Bauweise	Gesamtfläche m ²	Deckenanteil %	Betriebsweise	Kosten CHF
1	Kühlsegel	stationär	Keine Angaben	Vollflächig durchströmt	45.1	31%	Bedarfsgesteuert	24'900
	Kühlsegel	stationär	Keine Angaben	Vollflächig durchströmt	54.1	38%	Nachtauskühlung	25'300
2	Kühlsegel	stationär	Leistung ¹	Mäander auf Platte	57.6	40%	Bedarfsgesteuert	20'000
	Kühlsegel	stationär	Leistung	Mäander auf Platte	72	50%	Nachtauskühlung	28'000
3	Kühlsegel	stationär	Keine Angaben	Parallele Rohre auf Platte	57.6	40%	Nachtauskühlung	18'400
4	Kühlsegel I	stationär	Erwähnt ²	Mäander auf Einzelstreifen	39	27%	Bedarfsgesteuert	-
				Mäander auf Einzelstreifen	46.8	33%	Nachtauskühlung	-
	Kühlsegel II	stationär	Erwähnt	Mäander auf Einzelstreifen	54.6	38%	Bedarfsgesteuert	-
				Mäander auf Einzelstreifen	62.4	43%	Nachtauskühlung	-
	Kühlsegel III	stationär	Keine Angaben	Mäander auf Platte + Luftkanal	58.5	41%	Bedarfsgesteuert, ohne Lüftung	-
				Mäander auf Platte + Luftkanal	31.2	22%	Nachtauskühlung, mit Lüftung	-
5	Kühlsegel	stationär	Keine Angaben	Mäander auf Platte	75	52%	Bedarfsgesteuert	-
	Kühldecke	transient	Keine Angaben	Mäander auf Platte	131	91%	Nachtauskühlung	-

¹ Zahlenwert, gültig für einen stationären Betriebspunkt

² Qualitative Beschreibung der Funktion



1.3 Projektziele

Dieses Projekt wurde im Rahmen des 2019 lancierten Task 5.1.2 «Future Cooling Solutions» des SCCER FEEB&D geplant. Der Fokus liegt auf der Anwendung in Büro- und Verwaltungsgebäuden. Auf der Basis der vorangegangenen Machbarkeitsstudie [29] werden in diesem Projekt folgende übergeordnete Ziele verfolgt:

- Das Konzept CoolShift wird zu einem integralen HLKS-System ausgebaut, das als Vorlage für die Planung dienen kann.
- Für die praktische Umsetzung werden Dimensionierungswerkzeuge in Form von Gleichungen und Diagrammen hergeleitet.

Das Projekt legt den Fokus auf die Anwendung in Verwaltungsgebäuden. Im Rahmen des Projektes werden drei Ziele verfolgt. Diese bilden die Voraussetzung für die Umsetzung am Markt.

Ziel 1: Die leistungs- und kostenoptimierende Planung setzt voraus, dass die nächtliche Abgabeleistung eines Wärmeübertragers unter gegebenen Randbedingungen durch ein hinreichend genaues Modell berechnet werden kann. Damit dies möglich ist, wird ein allgemeingültiges, empirischen Modell entwickelt. Zur Bestimmung der empirischen Parameter wird ein Prüfverfahren entwickelt, mit besonderer Berücksichtigung der Infrarotumgebung und der Windgeschwindigkeit. Das Prüfverfahren soll als Grundlage für anschliessende Normierung bzw. Normenerweiterung dienen können. Damit werden die Voraussetzungen geschaffen, um die Prüfung am Markt anbieten zu können.

Ziel 2: Damit die Lastverschiebung möglich ist, muss die Speicherkapazität der Gebäudemasse und der evtl. nötigen weiteren Speichern gross genug sein. Gleichzeitig darf die Raumtemperatur tagsüber das Komfortband nicht verlassen. Um dies zu erreichen, muss der Speichermasse im vorausgehenden Kühlbetrieb genügend Wärme entzogen werden. In der Planung muss dies mittels Rechnung nachgewiesen werden. Zu diesem Zweck werden Rechenmodelle entwickelt, die sich für die praktische Anwendung eignen. Diese Rechenmodelle berücksichtigen sowohl die Speicherkapazität als auch die transienten Wärmetransportvorgänge. Das empirische Modell für Kühlsegel nach SN EN 14037-4 [33] wird erweitert, sodass der Wärmetransport durch Konvektion und Strahlung explizit dargestellt werden kann. Das Modell soll eine Form haben, die leicht in die aktuellen Simulationsprogramme wie IDA-ICE implementiert werden kann.

Nicht immer ist eine Aktivierung der Gebäudemasse möglich oder sinnvoll. Daher werden Konzepte mit Wärmespeichern dargestellt und qualitativ verglichen.

Ziel 3: Es ist aus Kostengründen vorteilhaft, dieselbe Investition für mehrere Funktionen nutzen zu können: Die Wärmeübertrager dienen je nach Bedarf zur Wärmeabfuhr an die Umgebung oder als stille Wärmequelle für die Wärmepumpe zur Raumheizung. Die (reversible) Wärmepumpe wird nicht nur zum Heizen eingesetzt, sondern auch zur Erhöhung der Leistungsdichte der Wärmeübertrager im Kühlbetrieb, wenn Free-Cooling nicht ausreicht. Die nachfolgend beschriebenen Teilziele sollen anhand von einem konkreten Fallbeispiel bearbeitet werden. Es sollen zwei CoolShift Varianten und ein Vergleichssystem ausführlich diskutiert werden.

- CoolShift Variante 1. Entwicklung und Dimensionierung eines HLKS-Gesamtsystems inklusive Kühlung mit CoolShift, bei denen Kapillarrohrmatten zur Aktivierung der Geschossdecke über Wärmeleitung eingesetzt werden.
- CoolShift Variante 2. Entwicklung und Dimensionierung eines HLKS-Gesamtsystems inklusive Kühlung mit CoolShift, bei denen Kühlsegel zur Aktivierung der Geschossdecke über Strahlung eingesetzt werden.
- Als Vergleichsbasis wird ein System mit Heizung und Kühlung durch Wärmepumpe dimensioniert.

Die Systeme werden quantitativ verglichen. Als Vergleichsgrössen dienen folgende Kennzahlen: Betriebskosten, energetische Kennzahlen, Treibhausgas (TGH) Emissionen im Betrieb.



Die Robustheit der drei Systemlösungen bezüglich Klimaänderung wird ebenfalls untersucht und beurteilt. Für den Vergleich der Betriebskosten und der THG-Emissionen werden die Stromkosten nach aktuellem Schweizer Strommix berücksichtigt. Der wesentliche Unterschied zwischen dem untersuchten CoolShift System und den konventionellen Vergleichssystemen besteht in dem PVT-Kollektorfeld. Für dieses werden die Investitionskosten abgeschätzt. Ausserdem wird der PV-Ertrag durch Simulationsrechnung ermittelt.



2 Vorgehen und Methoden

Nachfolgend sind die Methoden skizziert, die in den Abschnitten dieses Kapitels detailliert beschrieben werden.

Als Systeme zur nächtlichen Abgabe der Kühlleistung an die Umgebung sollen kommerziell erhältliche Produkte eingesetzt werden. Dazu gehören unverglaste Kollektoren, PVT-Kollektoren und andere Wärmeübertrager. Diese sind eigentlich für den Wärmegewinn optimiert. Basierend auf der Prüfnorm ISO 9806 wird ein neues empirisches Modell hergeleitet, das die nächtliche Wärmeabgabe beschreiben kann. Sechs unterschiedliche Produkte werden am SPF mit derselben Prüfeinrichtung vermessen, die auch für thermische Kollektoren eingesetzt wird. Die Parameter des neuen Modells werden durch Regression der Messdaten bestimmt, die den nächtlichen Kühlbetrieb beinhalten.

Bei Bestandsgebäuden steht die Speicherfähigkeit der Gebäudemasse und deren Aktivierung mittels Kühlsegel im Vordergrund. Der Stand der Technik wird anhand einer Literaturrecherche ermittelt, ergänzt durch eine Umfrage bei namhaften Herstellern. Mit Berücksichtigung der verfügbaren Literatur werden neue Kühlsegelmodelle hergeleitet, die die Wärmetransportanteile der Konvektion und der Strahlung separat berücksichtigen. Ausserdem wird ein einfaches Raummodell entwickelt, das sich für die Simulation des Kühlbetriebs unter vorgebbaren Anfangs- und Randbedingungen ermöglicht. Dieses Raummodell wird ergänzt um die Kühlsegelmodelle und das Modell für den nächtlichen Betrieb von thermischen Kollektoren. Damit die Modelleigenschaften illustriert werden können und die Dimensionierung der erforderlichen Kühlsegel- und Kollektorfläche möglich ist, werden die Modelle in Visual Basic for Applications (VBA) programmiert und mit Masken für die Ein- und Ausgabe in Excel versehen.

Anstelle der Gebäudemasse lassen sich im Prinzip alle Arten thermische Speicher nutzen. Meist ist jedoch der Platz bei Weitem nicht ausreichend. Ausserdem sind die Modelle zur Dimensionierung von Speichern und deren Bewirtschaftung bekannt. Aus diesen Gründen wird die Möglichkeit der Lastverschiebung mittels thermischer Speicher nicht vertieft untersucht. Der entsprechende Abschnitt beschränkt sich auf die Abschätzung der erforderlichen Speichervolumen.

Die Eigenschaften des Konzepts CoolShift werden anhand der Datensätze aus Jahressimulationen untersucht. Als Gegenstand der Untersuchung wird das Modell eines repräsentativen Bürogebäudes gewählt, das sich bereits in anderen Untersuchungen bewährt hat. Als Simulationswerkzeug wird IDA-ICE gewählt. Nebst CoolShift Varianten wird zu Vergleichszwecken auch eine Standardvariante modelliert. Diese Varianten werden mit unterschiedlichen Klimadaten als Randbedingungen simuliert. Für alle Varianten werden die Investitions- und Betriebskosten inklusive Wartungsaufwand abgeschätzt. Ausserdem werden die graue Energie und die erforderliche Primärenergie berechnet. Für die Anlagenkomponenten, beispielsweise Kältemaschinen, bzw. reversiblen Wärmepumpen, werden bereits implementierte Modelle verwendet. Für die Kollektoren wird ein geeignetes Modell adaptiert und anhand von Messdaten kalibriert.



2.1 Nächtliche Wärmeabgabe an die Umgebung mit Solarkollektoren (OST)

Als Grundlage für das empirische Modell für die nächtliche Wärmeabgabe über unverglaste Kollektoren, PVT Kollektoren und andere Wärmeübertrager, dient die in der Prüfnorm ISO 9806 vorgesehene Gleichung für die Wärmeleistung solarthermischer Kollektoren [27]. Die Form der Gleichung wird den besonderen Randbedingungen bei der nächtlichen Wärmeabgabe angepasst, damit der Strahlungsaustausch realistisch dargestellt werden kann. Die experimentelle Charakterisierung erfolgt auf dem Kollektorprüfstand des SPF nach der Methode, die auch für thermische Sonnenkollektoren verwendet wird.

Im folgenden Abschnitt 2.1.1 wird zunächst das Potenzial unverglaster Kollektoren für Kühlanwendungen theoretisch abgeschätzt. Anschliessend wird im Abschnitt 2.1.2 das empirische Modell für die Wärmeabgabe durch Strahlung und Konvektion basierend auf der Prüfnorm ISO 9806 hergeleitet und diskutiert. Im Abschnitt 2.1.3 wird die experimentelle Bestimmung der Modellparameter an sechs unterschiedlichen Kollektoren beschrieben.

2.1.1 Potenzial von Solarabsorbern für Kühlanwendungen

Die nutzbare flächenspezifische thermische Leistung $\dot{q}$ eines nicht abgedeckten Solarabsorbers ergibt sich aus der absorbierten Solarstrahlung und dem Wärmeaustausch mit der Umgebung (Wärmeverluste oder -gewinne) durch Konvektion und Strahlung. Ein einfaches physikalisches Einknotenmodell für einen planen Absorber lautet

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \alpha G - h_c (T_{abs} - T_a) - \varepsilon \sigma (T_{abs}^4 - T_{sky}^4), \quad (1)$$

wobei

$\dot{Q}$	Nutzbare Wärmeleistung bzw. Kälteleistung, wenn negativ, W
A	Kollektorfläche, m^2 ,
α	Solarer Absorptionsgrad des Absorbers, (-)
G	Solare Globalstrahlung in Kollektorebene, $\frac{W}{m^2}$
h_c	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient $\frac{W}{m^2 K}$
T_{abs}	Absorbertemperatur, K
T_a	Umgebungslufttemperatur, K
ε	Emissionsgrad IR des Absorbers, (-)
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante, $5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$
T_{sky}	Effektive Himmelstemperatur, K (definiert über die langwellige atmosphärische Einstrahlung $E_{sky} = \sigma T_{sky}^4$).

Im Fall eines PVT-Kollektors wird ein Teil der absorbierten Strahlung in elektrischen Strom umgewandelt, wird also nicht zu Wärme. Dies kann in der obigen Formel durch eine Reduktion des Absorptionsgrades berücksichtigt werden. Die Energieflüsse am Beispiel eines nicht abgedeckten PVT-Kollektors sind in Abbildung 2 dargestellt.

Bei geringer Bestrahlungsstärke und insbesondere nachts kann ein Solarabsorber zum Kühlen, d.h. zur Abgabe von Abwärme an die Umgebung, eingesetzt werden (negative Werte für $\dot{q}$). Die erreichbare Leistung bei einer bestimmten Absorbertemperatur ist abhängig von der Umgebungstemperatur und der effektiven Himmelstemperatur. Um ein ungefähres Bild des Kühlpotenzials zu schaffen, werden zunächst für den Fall eines planen und rein thermischen



Absorbers monatliche Wärmeabgabeerträge für verschiedene Absorbertemperaturen berechnet, sogenannte Bruttokälteerträge. Es handelt sich dabei um die kumulierte Wärmeabgabe (Kälteertrag) für den theoretischen Fall, dass der Absorber mit einer fixen Absorbertemperatur betrieben wird. Als Wetterdaten (Globalstrahlung, Windgeschwindigkeit, Umgebungslufttemperatur und langwellige Einstrahlung) werden Stundenwerte für den Standort Zürich aus der Software Meteonorm verwendet.³

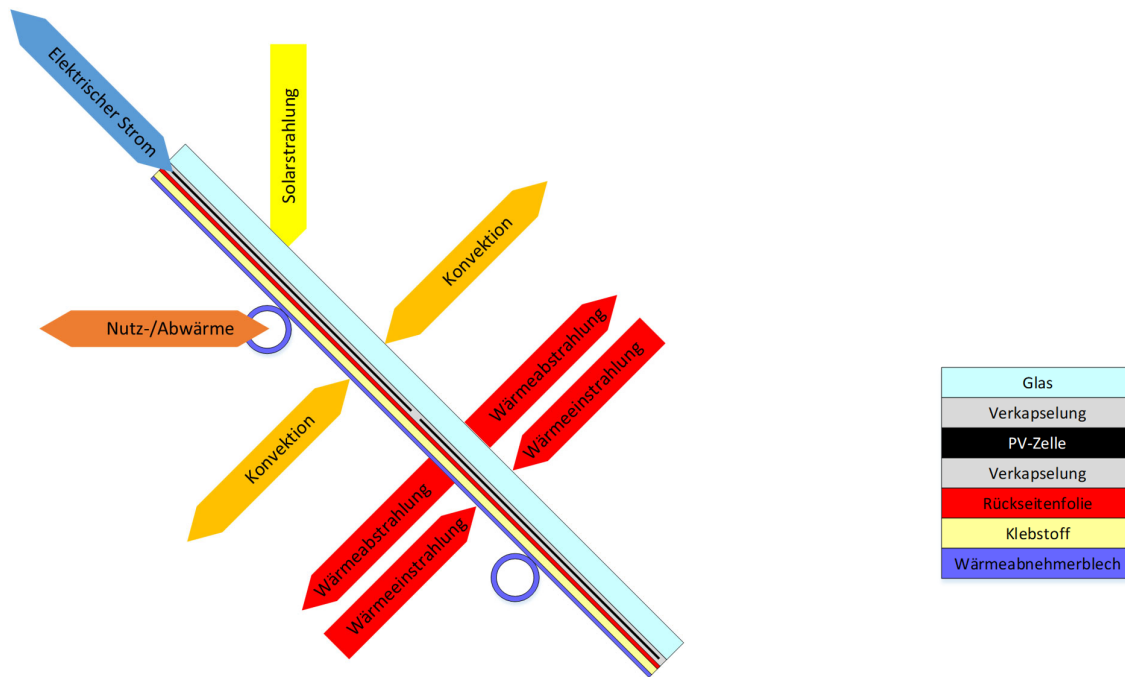


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Energieflüsse an einem nicht-abgedeckten PVT-Kollektor.

Die thermische Leistung des Absorbers wird mit Gleichung (1) berechnet. Es wird angenommen, dass der Kollektor horizontal, also ohne Anstellwinkel und mit guter Hinterlüftung montiert ist. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient wird mit

$$h_c = 2(5 + 2.5u \cdot r_u) \frac{W}{m^2} \quad (2)$$

berechnet, wo u die Windgeschwindigkeit in m/s und r_u den dimensionslosen Windanteil bezeichnet. Der Windanteil ist kleiner als eins und berücksichtigt die geringere Windgeschwindigkeit am Ort des Kollektors im Vergleich zur Windgeschwindigkeit nach Wetterdaten, die für das freie Gelände gelten. Der Vorfaktor 2 berücksichtigt, dass die Konvektion an Vorder- und Rückseite auftritt. Angesichts der vielen in der Literatur zu findenden Näherungsformeln für die gemischte Konvektion an einer ebenen Fläche erscheint dieser Ansatz eine realistische Annahme zu sein (siehe dazu auch Abschnitt 2.1.2). Für den Windanteil wird $r_u = 0.5$ angenommen. Weiter werden $\alpha = 0.85$ und $\varepsilon = 0.90$ angenommen.

Abbildung 3 zeigt, dass unter den getroffenen Annahmen der konvektive Anteil am Kälteertrag in den meisten Fällen grösser ist als der Strahlungsanteil. Die konvektive Wärmeabgabe ist zudem, noch stärker als der Strahlungsanteil, abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Absorber- und Aussenlufttemperatur, weshalb die Kälteerträge bei höheren Absorbertemperaturen, oder auch in den kälteren Monaten, deutlich höher ausfallen.

³ Meteonorm 8, www.meteonorm.com.

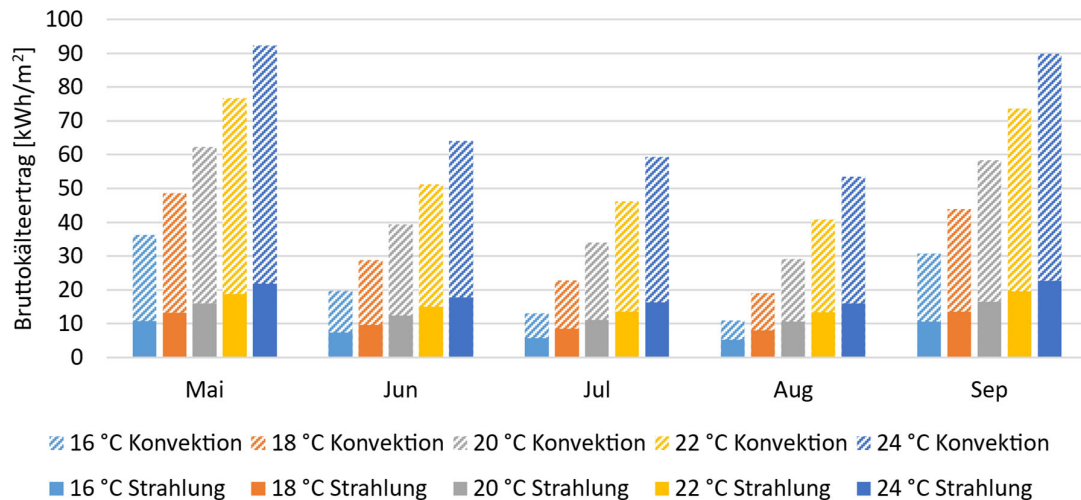


Abbildung 3: Monatliche Bruttokälteerträge für verschiedene Absorbertemperaturen, über Gleichung 1 mit Gleichung 2 für einen Absorber mit geschätzten Kennwerten berechnet, Standort Zürich.

Abbildung 4 zeigt, welcher Anteil dieser Kälteerträge in der Nacht, d.h. in Phasen ohne solare Einstrahlung erzielt wird. Es zeigt sich, dass der Nachtanteil zwar immer deutlich höher ist, jedoch auch der Tagesanteil relevant sein kann.

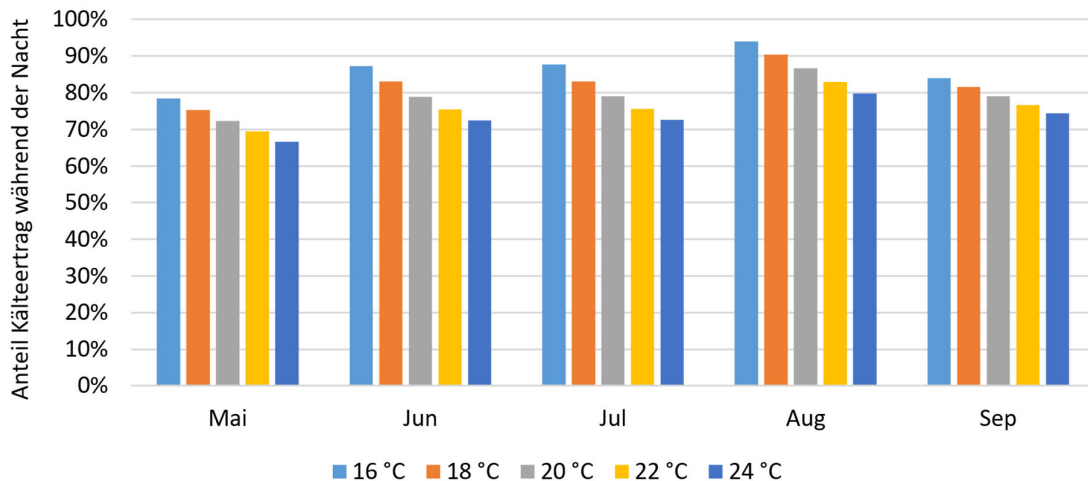


Abbildung 4: Anteile der Bruttowärmeabgabe bei verschiedenen Absorbertemperaturen, welche in der Nacht (in Phasen ohne solare Einstrahlung) erzielt werden. Standort Zürich.

Beispielhaft wird in Abbildung 5 die nach Stunden aufgelöste Kälteleistung (und Wärmeleistung) für den Fall von 20 °C Absorbertemperatur und für die ersten beiden Wochen im Monat August dargestellt. In diesem Beispiel liegt die Kühlleistung meist unter 100 W/m² und erreicht maximal etwa 130 W/m².

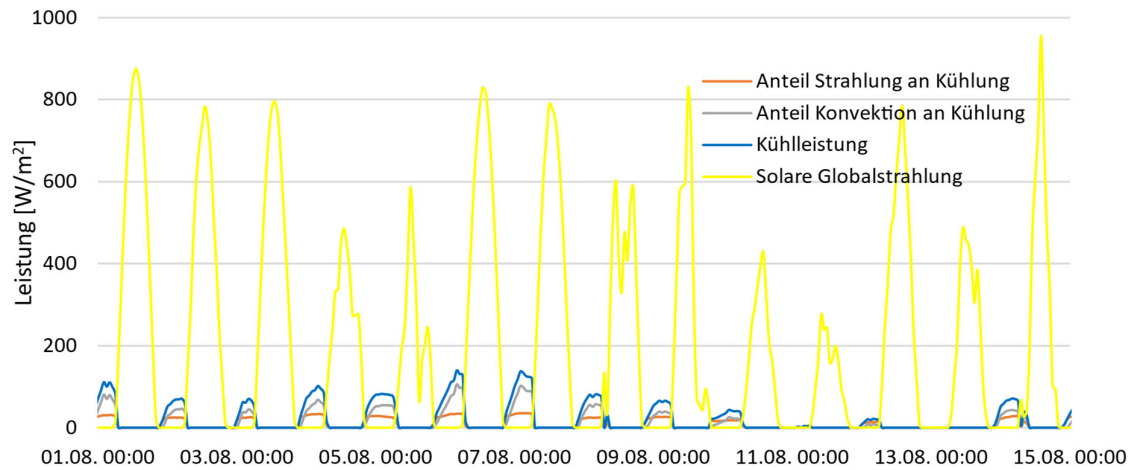


Abbildung 5: Stundenwerte der Wärme- und Kühlleistung des angenommenen Absorbers bei einer konstanten Absorbertemperatur von 20 °C in der ersten Augushälfte.

2.1.2 Empirischen Modell für die Kühlleistung

Für die Modellierung der Kühlleistung realer Kollektoren soll eine empirische Gleichung genutzt werden, deren Parameter anhand von Messungen einfach zu bestimmen sind. Ausgangspunkt hierfür bildet das empirische Modell aus der aktuell gültigen Solarkollektor-Prüfnorm ISO 9806:2017 [27]:

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = \eta_{o,b} K_b (\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d - a_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - a_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - a_3 u' (\vartheta_m - \vartheta_a) + a_4 (E_L - \sigma T_a^4) - a_5 \frac{d\vartheta_m}{dt} - a_6 u' G - a_7 u' (E_L - \sigma T_a^4) - a_8 (\vartheta_m - \vartheta_a)^4, \quad (3)$$

wobei

$\dot{Q}$	Wärmeleistung des Kollektors, W
A_G	Brutto-Kollektorfläche, m ²
$K_b(\theta_L, \theta_T)$	Winkelkorrekturfaktor für direkte Solarstrahlung
K_d	Winkelkorrekturfaktor für diffuse Solarstrahlung
G_b	Direkte Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene, W/m ²
G_d	Diffuse Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene, W/m ²
G	Globalstrahlung in der Kollektorebene $G = G_b + G_d$, W/m ²
E_L	Langwellige Einstrahlung, Wellenlänge grösser als ($\lambda > 3 \mu\text{m}$) W/m ²
u'	Reduzierte Windgeschwindigkeit $u' = u - 3$, mit der Windgeschwindigkeit u m/s
ϑ_m	Mittlere Fluidtemperatur °C
ϑ_a	Umgebungslufttemperatur °C
T_a	Umgebungslufttemperatur K
$\eta_{o,b}$	Maximale Kollektoreffizienz
$a_{1...8}$	Wärmeverlustkoeffizienten, bzw. effektive Wärmekapazität a_5



Dieses Kollektormodell wurde 2017 als einheitliches Modell für alle thermischen Kollektoren in der ISO 9806 eingeführt. Damit sollten einerseits die bisherigen Inkompatibilitäten aufgehoben werden und andererseits auch neue Anwendungen mit dem gleichen Modell beschrieben werden können, insbesondere auch die Nutzung von Kollektoren als Kühlelement oder als Quelle für Wärmepumpen. Diese Niedertemperaturanwendungen werden aktuell im Solar Keymark Network unter dem Arbeitstitel AHEECS (air heat exchangers, evaporation collectors) behandelt. Die Verwendung des neuen Modells erscheint darum genau der richtige Ansatz zu sein, um die für dieses Projekt gemachten Messungen auszuwerten. Tatsächlich hat sich das neue Modell der ISO 9806 noch nicht überall durchgesetzt. Es gibt auch durchaus berechtigte Fragen dazu, wie zum Beispiel die Einführung der reduzierten Windgeschwindigkeit u' oder des Parameters a_8 . Diese Fragen werden auch in der aktuell wieder laufenden Überarbeitung der ISO 9806 diskutiert.

Um die Auswertung mit dem aktuellen Modell besser zu verstehen, wird diese in einem kleinen Exkurs im Folgenden erläutert. Dabei ist es wichtig zu berücksichtigen, dass bei der Entwicklung eines Normmodells verschiedene Randbedingungen und Bedürfnisse berücksichtigt werden müssen. Das kann auch dazu führen, dass gewisse Vereinfachungen gemacht werden müssen. Wichtig ist, dass eine Leistungsbewertung mit angemessenem Aufwand möglich ist. Ebenso muss die Genauigkeit des Modells der geplanten Verwendung der Kennzahlen entsprechen. Im Gegensatz dazu kann eine streng physikalische Modellierung das Verständnis für die Effekte verbessern, eine Leistungsbewertung ist aber unter Umständen nicht mehr mit angemessenem Aufwand möglich. In den früheren Normversionen sind drei unterschiedliche Modelle verwendet worden,

das steady-state Modell,

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = \eta_{0,hem} G_{hem} - a_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - a_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 \quad (4)$$

das quasi-dynamische Modell,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A_G} = & \eta_{o,b} K_b (\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d - c_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_3 u (\vartheta_m - \vartheta_a) \\ & + c_4 (E_L - \sigma T_a^4) - a_5 \frac{d\vartheta_m}{dt} - a_6 u G \end{aligned} \quad (5)$$

sowie das Modell für unverglaste Kollektoren:

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = G'' \left(\eta_{o,hem} (1 - b_u u) - (b_1 + b_2 u) \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G''} \right) \quad \text{mit} \quad G'' = G + \frac{\varepsilon}{\alpha} (E_L - \sigma T_a^4) \quad (6)$$

Diese drei Modelle sind allerdings untereinander nicht kompatibel oder austauschbar: Ein Kollektor kann nach den drei Methoden vermessen werden, aber die daraus bestimmten Parametersätze können nicht untereinander verglichen werden. Das ist aus grundsätzlichen physikalischen Überlegungen bedenklich. Es hat vor Allem aber auch dazu geführt, dass einzelne Hersteller ihre Produkte unterschiedlich prüfen lassen wollten, nur um den für Ihren Kollektor bestmöglichen Ertragsnachweis zu bekommen. Bei der Revision der Norm wurden darum die drei Modelle in ein einziges Modell zusammengeführt, Gl. (3).

Dieses neue Modell entstand einzig durch mathematische Umformung der drei bisherigen Modelle. Das war eine wichtige Voraussetzung für die Neuerung, weil damit alle bisherigen Messungen und Ergebnisse weiterhin verwendet werden konnten. Nur der a_8 Term wurde neu eingeführt, weil dieser in der Branche der hochkonzentrierenden Parabolrinnenkollektoren üblich ist. Für das vorliegende Projekt hat dieser Term keine Bedeutung und kann ohne Weiteres gleich Null gesetzt werden. Mit dem neuen Modell wurden auch die Begriffe "unabgedeckter Kollektor" und "unverglaster Kollektor" aus allen Normen gestrichen. Diese früher üblichen Begriffe sind nicht genau definierbar und sind auch



nicht mehr notwendig, da für alle Kollektoren das gleiche Modell verwendet werden kann. Eine Unterscheidung verschiedener Kollektortypen ist aus Sicht der neuen Norm also nicht mehr sinnvoll. Trotzdem wurde der Begriff WISC (Wind and Infrared Sensitive Collectors) eingeführt. Damit werden diejenigen Kollektoren bezeichnet, für die mindestens einer der Parameter a_3 , a_4 , a_6 , a_7 ungleich Null ist. Alle für CoolShift untersuchte Kollektoren sind WISCs. Der Term a_5 beschreibt das dynamische Verhalten. Für die folgende Analyse wird dieser Term nicht berücksichtigt und eine steady-state Situation angenommen. Der Term

$$\eta_{o,b} K_b (\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d \quad (7)$$

beschreibt die Winkelfaktoren sowie das Verhältnis zwischen diffuser Strahlung und Direktstrahlung. Dieser Term wird weiter unten genauer beschrieben. In erster Näherung entspricht dieser Term dem früher üblichen hemisphärischen Wirkungsgrad

$$\eta_{o,hem} G \approx \eta_{o,b} K_b (\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d \quad (8)$$

Wird das alles so eingesetzt,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A_G} = & \eta_{o,hem} G - a_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - a_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - a_3 u' (\vartheta_m - \vartheta_a) \\ & + a_4 (E_L - \sigma T_a^4) - a_6 u' G - a_7 u' (E_L - \sigma T_a^4) - a_8 (\vartheta_m - \vartheta_a)^4, \end{aligned} \quad (9)$$

dann wird die Intention des Modelles leicht erkennbar. Die Leistung eines Kollektors wird durch eine Funktion angenähert,

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = f \left(G, (\vartheta_m - \vartheta_a), u', (E_L - \sigma T_a^4) \right) \quad (10)$$

die in einer Taylorreihe über die schon früher üblichen Messgrößen Strahlung G , Temperaturdifferenz $(\vartheta_m - \vartheta_a)$, Wind u' und langwellige Strahlungsbilanz $(E_L - \sigma T_a^4)$ entwickelt wird. Dabei werden alle Terme berücksichtigt, die schon in einem der drei früheren Modelle vorhanden waren. Alle anderen Terme zweiter Ordnung, für die kein direkter physikalischer Effekt bekannt ist, sind nicht berücksichtigt, bzw. formal direkt gleich Null gesetzt worden. Beispiele dazu sind Terme wie $G \cdot (E_L - \sigma T_a^4)$ oder $G \cdot (\vartheta_m - \vartheta_a)$, oder auch G^2 . Terme höherer Ordnung sind generell nicht

berücksichtigt, weil dazu keine physikalischen Effekte bekannt sind und man annehmen kann, dass diese Effekte vernachlässigbar klein wären. Ausnahme ist der Term a_8 , wie bereits erläutert. Sollten zukünftig weitere physikalische Effekte berücksichtigt werden, zum Beispiel weil neue Kollektortypen oder neue Anwendungen verfügbar sind, kann das Modell durch weitere Messgrößen erweitert werden. Als mögliches Beispiel wird manchmal die Einführung eines Neigungsparameters diskutiert. Das wäre nach der neuen Norm ISO 9806:2017 einfach möglich und auch jetzt schon zulässig. Dazu müsste in der Gleichung (10) eine neue Messgröße für die Neigung eingeführt werden und die Taylorreihe neu entwickelt werden.

Im neuen Modell ist der Term ε/α nicht mehr explizit erkennbar, sondern ist in den Parametern a_4 , a_6 und a_7 enthalten. In den früheren Normversionen war die Absicht die, dass der Wert für ε/α aus optischen Messungen der Oberflächen genommen werden sollte. Da aber meistens keine zuverlässigen Messwerte verfügbar waren, wurden in aller Regeln die Standardwerte $\varepsilon = 0.85$ und $\alpha = 0.95$ verwendet. Diese Standardwerte sind für Schwimmbadabsorber aus schwarzem Kunststoff im Allgemeinen recht gut, für andere WISCs wie zum Beispiel PVT-Kollektoren ist dieses Vorgehen fraglich.

Ein weiterer wichtiger Unterschied zu den früheren Modellen ist die reduzierte Windgeschwindigkeit $u' = u - 3 \text{ m/s}$. Diese musste darum eingeführt werden, weil alle verglasten Kollektoren per Definition



mit einer Windgeschwindigkeit von $u = 3 \text{ m/s}$ vermessen werden. Nur WISCs wurden immer mit unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten von $u = 0 \text{ m/s}$, $u = 1.5 \text{ m/s}$ und $u = 3 \text{ m/s}$ vermessen. Würde im neuen Modell u anstelle von u' verwendet, hätten darum alle bereits geprüften verglasten Kollektoren neu vermessen werden müssen, weil die bisherigen Werte dann nicht in das neue Modell übertragbar wären. Für diese Kollektoren sind keine Messwerte für $u = 0 \text{ m/s}$ verfügbar. Mit der Einführung von u' konnten somit die bisherigen Kollektorparameter gerettet werden, ohne mathematische Fehler einzugehen. Allerdings werden dadurch die Wirkungsgradparameter für nicht abgedeckte Kollektoren (insbesondere η_0) auf dem Papier deutlich tiefer. Dies ist so, weil die Parameter neu auch bei der Referenzwindgeschwindigkeit von 3 m/s angegeben werden, wie bei allen anderen Kollektoren.

Tatsächlich ist diese Umstellung auf die reduzierte Windgeschwindigkeit u' bis heute nicht richtig akzeptiert und führt zu sehr vielen Diskussionen und Verwirrungen, auch wenn es sich eigentlich nur um eine einfache Versetzung eines Nullpunktes von $u = 0 \text{ m/s}$ auf $u = 3 \text{ m/s}$ handelt. Natürlich ist auch die linearisierte Windabhängigkeit nur eine Näherung und wurde aus den früheren Normen übernommen. Für konventionelle Kollektoren entsteht daraus kaum ein Fehler, da hohe Windgeschwindigkeiten und hohe Einstrahlung selten gleichzeitig auftreten.

Anders als in der Gleichung (1) wird im Normmodell nicht die Absorbertemperatur, sondern die mittlere Fluidtemperatur verwendet. Dies ist für die praktische Anwendung der Formel notwendig. Der Teil $(\eta_{0,b}K_b(\theta_L, \theta_T)G_b + \eta_{0,b}K_dG_d - a_6u'G)$ entspricht somit dem nutzbaren Wärmeeintrag durch Solarstrahlung. Beim Wärmetransport vom Absorber zum Fluid ergeben sich Wärmeverluste an die Umgebung, welche abhängig von der Absorberbauart sind. Deshalb ist die nutzbare Wärmeleistung prinzipiell auch temperatur- und windabhängig. Der Temperatureinfluss ist jedoch in der Regel klein, weshalb er in der Kollektornorm vernachlässigt wird. Die Windabhängigkeit wird mit einem linearen Ansatz $(-a_6u'G)$ berücksichtigt.

Die übrigen Terme entsprechen dem Wärmeaustausch (Verluste bzw. Gewinne) des Kollektors mit der Umgebung, d.h. welcher sich unabhängig von der solaren Einstrahlung ergibt. Die Wärmeaustauschmechanismen Konvektion und Wärmestrahlung sind in diesen Termen nicht klar voneinander getrennt.

Die Abhängigkeit des Wärmeaustauschs von der Kollektorbetriebstemperatur wird in der Kollektornorm nur über die Temperaturdifferenz $(\vartheta_m - \vartheta_a)$ berücksichtigt. Dies ist eine Vereinfachung der physikalischen Verhältnisse, welche es ermöglicht, die Kollektorkennlinie unabhängig von der absoluten Betriebstemperatur darzustellen. Prinzipiell sind die Wärmeverlustmechanismen jedoch nicht komplett unabhängig von der absoluten Betriebstemperatur.

2.1.3 Grundlagen zur Modellierung der Wärmeaustauschmechanismen

Wärmeaustausch durch Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlungsbilanz zwischen einer planen horizontalen Fläche (Absorber) mit der Temperatur T_{abs} und der mit effektiven Himmelstemperatur T_{sky} beträgt nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz $\varepsilon\sigma(T_{abs}^4 - T_{sky}^4)$. Die effektiven Himmelstemperatur ist $T_{sky}^4 \equiv E_L/(\varepsilon\sigma)$. Dieser Term kann zu $\varepsilon\sigma(T_{abs}^4 - T_{sky}^4) = \varepsilon\sigma(T_{abs}^4 - T_a^4) - \varepsilon\sigma(T_{sky}^4 - T_a^4)$ erweitert werden. Der zweite Term findet sich mit $\varepsilon = 1$ in gleicher Form mit den Koeffizienten a_4 und a_7 in der Norm-Parametrisierung. Der erste Term, welcher die Abhängigkeit der Wärmestrahlungsverluste von der Absorbertemperatur beinhaltet, jedoch nicht. Eine Taylorreihenentwicklung dieses Terms um den Punkt $T_{abs} = T_a$ ergibt

$$\varepsilon\sigma(T_{abs}^4 - T_a^4) = \varepsilon\sigma \left[4T_a^3(T_{abs} - T_a) + 6T_a^2(T_{abs} - T_a)^2 + 4T_a(T_{abs} - T_a)^3 + (T_{abs} - T_a)^4 \right] \quad (11)$$

$(T_{abs} - T_a)$ kann in guter Annäherung durch die Differenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur $(T_m - T_a)$ ersetzt werden.



Damit erhält man

$$\varepsilon\sigma(T_{abs}^4 - T_a^4) \approx \varepsilon\sigma \left[4T_a^3(T_m - T_a) + 6T_a^2(T_m - T_a)^2 + 4T_a(T_m - T_a)^3 + (T_m - T_a)^4 \right] \quad (12)$$

Im Prinzip erhält dadurch jeder Term noch einen Korrekturkoeffizienten. Der Vergleich des obigen Ausdrucks mit Gleichung (3) zeigt, dass die Temperaturabhängigkeit der Strahlungsverluste in der Norm-Parametrisierung in mehreren Termen enthalten ist, dass die Koeffizienten a_1 , a_2 und a_8 hierdurch eine Abhängigkeit von der Umgebungslufttemperatur erlangen und dass ein Term dritter Ordnung fehlt, um das Boltzmann-Gesetz genau abzubilden.

Bei der Beschreibung der Leistung verglaster thermischer Solarkollektoren zur Wärmeengewinnung verursacht die in der Norm vorgesehene vereinfachte Abbildung der Strahlungsverluste eine vernachlässigbare Ungenauigkeit. Bei Kollektoren bzw. Absorbern für den Kühleinsatz sind die Leistungen pro Flächeneinheit deutlich geringer, und es ist abzuklären, ob für eine hinreichend genaue Berechnung der Leistung eine genauere Parametrisierung der Strahlungsverluste nötig ist. Es sollte untersucht werden, ob Messdaten besser gefittet werden können, wenn in der Modellgleichung ein Term von der Form des Boltzmann-Gesetzes vorgesehen wird, d.h. in den Termen mit den Koeffizienten a_4 und a_7 die Umgebungstemperatur durch die Absorbertemperatur T_{abs} bzw. die Fluidmitteltemperatur T_m ersetzt wird. Damit würden auch die Mechanismen der Konvektion und der Wärmestrahlung in der Modellgleichung besser voneinander getrennt.

Allerdings würde diese genauere Modellierung der Leistung bedeuten, dass neben den Fluidtemperaturen auch die Oberflächentemperatur des Absorbers bestimmt werden müsste. Die Montage von Temperaturfühlern und Kabeln auf dem Absorber würde die Messung wohl nur leicht stören. Sinnvollerweise müsste damit dann auch die Temperaturverteilung über die ganze Oberfläche berücksichtigt werden, und in letzte Konsequenz dann auch der Strahlungsaustausch auf der Rückseite des Absorbers, bzw. auch der Austausch mit den umliegenden Gebäuden. Das ist grundsätzlich denkbar, würde aber die Kosten für eine einzelne Messung um ein Vielfaches erhöhen.

Langwellige atmosphärische Einstrahlung:

Bei Leistungstests von Kollektoren wird die langwellige Einstrahlung E_L jeweils gemessen. Auch synthetische Wetterdatensätze, wie etwa diejenigen von Meteororm enthalten (teilweise modellierte) Daten für die langwellige Einstrahlung auf eine horizontale Fläche. Für Situationen, in denen die langwellige Einstrahlung nicht bekannt ist, existieren in der Literatur verschiedene Korrelationen, mit denen diese von anderen Grössen abgeleitet werden kann (siehe Tabelle 4).



Tabelle 4 Verschiedene Korrelationen für die effektive Himmelstemperatur T_o . T_a bezeichnet hier die Umgebungslufttemperatur, T_{dp} die Taupunkttemperatur, p_d den Dampfdruck und K_o den sogenannten sky clearness index (siehe dazu Aubinet [40]). Die Publikation von Aubinet enthält zudem weitere Korrelationen, für Situationen, in denen nicht alle Eingangsgrössen bekannt sind. (Tabelle aus Matuska and Zmrhal [41]).

Author	Equation	
EN 6946 [13]	$T_o = T_a$	cloudy sky
Swinbank [14]	$T_o = 0.0552(T_a)^{1.5}$	clear sky
Bliss [15]	$T_o = T_a(0.8004 + 0.00396 T_{dp})^{1/4}$	
Berdahl, Martin [16]	$T_o = T_a(0.711 + 0.0056 T_{dp} + 0.000073 T_{dp}^2)^{1/4}$	clear sky
Brunt [17]	$T_o = (0.564 + 0.059\sqrt{p_d})^{1/4}$ $T_o = (0.527 + 0.065\sqrt{p_d})^{1/4}$	p_d [mbar]
Aubinet [18]	$T_o = 94 + 12.6 \ln(p_d) - 13 K_o + 0.341 T_a$	

Die Korrelation von Aubinet [40] wird beispielsweise von Meteotest als gut bewertet und in Meteonorm verwendet. Um sie korrekt anzuwenden, müssen jedoch die nötigen Eingangsgrössen vorhanden sein. Für Nachtstunden, welche in der Regel die besten Verhältnisse für Strahlungskühlung bieten, ist im Speziellen der «sky clearness index» K_o (das Verhältnis zwischen solarer Globalstrahlung auf der Erdoberfläche und der extraterrestrischen Solarstrahlung) nicht definiert. In Meteonorm wird dieser während der Nacht z.B. linear interpoliert zwischen dem Wert bei Sonnenuntergang und dem Wert bei Sonnenaufgang, wodurch eine gewisse Ungenauigkeit entsteht.

Auf jeden Fall ist eine Information zur Bewölkung (sei dies direkt via K_o oder indirekt via p_d oder T_{dp}) jedoch notwendig, um die Unsicherheit in einem akzeptablen Bereich zu halten. Denn der Unterschied zwischen der langwelligen Einstrahlung bei bedecktem und klarem Himmel ist relativ gross. So ergibt sich beispielsweise für eine Umgebungstemperatur von 20 °C für den Fall mit bedecktem Himmel $E_L = \sigma_{SB} T_{sky}^4 = 419 \text{ W/m}^2$ (Korrelation Swinbank, EN 6946) und für den Fall mit klarem Himmel $334 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ (Korrelation Swinbank). Zur Berechnung der Kühlleistung eines Kollektors, typischerweise von der Grössenordnung 50 – 150 W/m^2 , ist dieser Unterschied deutlich zu gross.

Einfluss der näheren Umgebung auf die langwellige Einstrahlung:

Ein Kollektor, der nicht horizontal, sondern wie gewöhnlich mit einem gewissen Anstellwinkel β installiert ist, ist nicht nur im Strahlungsaustausch mit dem Himmel, sondern auch mit umliegenden Gebäuden sowie dem umliegenden Boden. Die langwellige Einstrahlung auf die Oberseite des Kollektors setzt sich in diesem Fall wie folgt zusammen,

$$E_L = \sigma T_{sky}^4 \frac{1 + \cos \beta}{2} + \varepsilon_a \sigma T_a^4 \frac{1 - \cos \beta}{2}, \quad (13)$$

wobei die Emissivität der umgebenden Flächen (Erdboden, Gebäude) ε_a von den lokalen Gegebenheiten abhängt. Für kleine Anstellwinkel kann der zweite Term in der Regel vernachlässigt werden, da z.B. $(1 - \cos 45^\circ)/2 < 15 \%$. Die langwellige Einstrahlung auf den Kollektor kann auch von umliegenden Gebäuden oder Bäumen beeinflusst werden. Dieser Einfluss ist im Einzelfall zu betrachten. Bei Kollektoren mit nicht isolierter Rückseite und abhängig von der Oberflächenbeschaffenheit der Kollektorrückseite kann auch der Strahlungsaustausch der Rückseite mit der Umgebung relevant sein. Die Rückseite wird in der Regel hauptsächlich mit dem



Gebäudedach im Strahlungsaustausch stehen. Der entsprechende Leistungseintrag beträgt (für den Fall ebener paralleler Flächen)

$$\dot{q} = \frac{\sigma(T_{abs}^4 - T_{Dach}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{Dach}} - 1} \quad (14)$$

Wärmeaustausch durch Konvektion:

Die genaue Modellierung des konvektiven Wärmeaustauschs eines Kollektors mit der Umgebung ist schwierig, da in einer realen Situation sehr viele Faktoren zusammenspielen. Schwer quantifizierbar ist beispielsweise der Einfluss der Einbausituation. In der Praxis ist auch die lokale Windgeschwindigkeit, welche einen grossen Einfluss auf die Konvektion hat, sehr schwierig abzuschätzen. Die Konvektionsleistung ist in jedem Fall abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Kollektor- bzw. Absorberoberfläche und der Umgebungslufttemperatur ($\vartheta_{abs} - \vartheta_a$) oder, wiederum in guter Näherung, von ($\vartheta_m - \vartheta_a$). Die Konvektionsleistung wird entsprechend ausgedrückt als

$$h_c(\vartheta_{abs} - \vartheta_a) = h_c F'(\vartheta_m - \vartheta_a) \quad (15)$$

Der konvektive Wärmeaustausch setzt sich in der Regel zusammen aus einem Anteil freier Konvektion und einem Anteil durch Wind verursachter erzwungener Konvektion. Der Wärmeübergangskoeffizient kann ausgedrückt werden als $h_{konv} = \frac{Nu_L \lambda}{L}$, mit der Nusseltzahl Nu_L , der charakteristischen Länge L und der Wärmeleitfähigkeit λ der Luft. Für Nusseltzahlen für freie und erzwungene Konvektion an ebenen Flächen finden sich in der Literatur Korrelationen, welche den Neigungswinkel, die Plattenabmessungen und die Luftgeschwindigkeit berücksichtigen. Für die Kollektormodellierung, so auch in der Norm-Parametrisierung, wird jedoch sehr häufig ein einfacher Ansatz der folgenden Form verwendet,

$$h_c = a + b \cdot u, \quad (16)$$

mit den konstanten Koeffizienten a und b , und der Windgeschwindigkeit u . Eine Reihe von in der Literatur zu findenden Modellgleichungen und deren Vergleich sind in Abbildung 6 und Tabelle 5 dargestellt (aus Matuska and Zmrhal [41]).

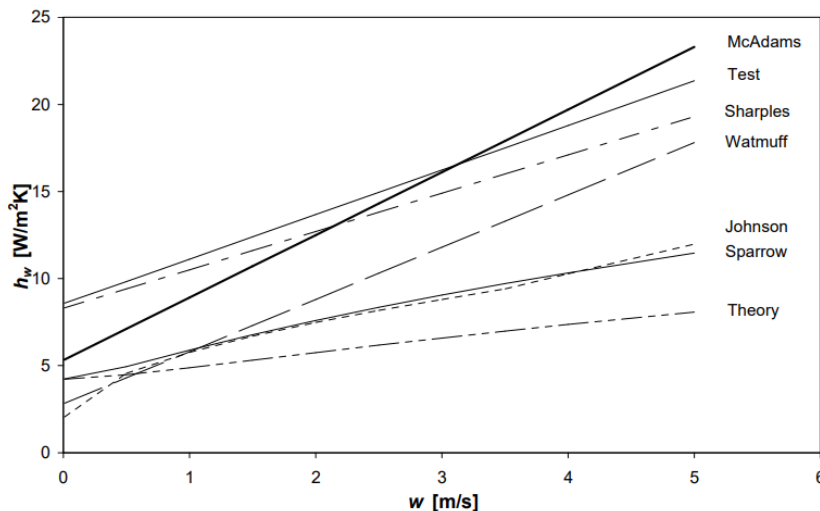


Abbildung 6: Vergleich der Modelle aus Tabelle 5 für $L=1.3$ m, Neigungswinkel 45° und $(T_{abs} - T_{umg}) = 30K$ (aus Matuska and Zmrhal [41]).



es jedoch sinnvoll, in einem ersten Schritt für den Fit der Messdaten einen einfachen linearen Ansatz nach Gleichung (16), bzw. der Kollektornorm (Gleichung 2) zu verwenden. In einem zweiten Schritt könnte dann untersucht werden, ob mit einem Modell, welches etwa den Anstellwinkel berücksichtigt, ein signifikant besserer Fit erzielt werden kann.

2.1.4 Verwendete Modelle und experimentelle Bestimmung der Modellparameter

Es wird zum einen das Modell aus der Kollektornorm (ISO 9806, Gleichung (3)) und zum anderen eine modifizierte Form davon (ISO 9806-mod) verwendet. Im Unterschied zur ISO 9806 wird bei der ISO 9806-mod in den Termen proportional zu a_4 und a_7 die Umgebungstemperatur ϑ_a durch die für die Strahlungsverluste direkter relevante Fluidtemperatur ϑ_m ersetzt:

ISO 9806-mod

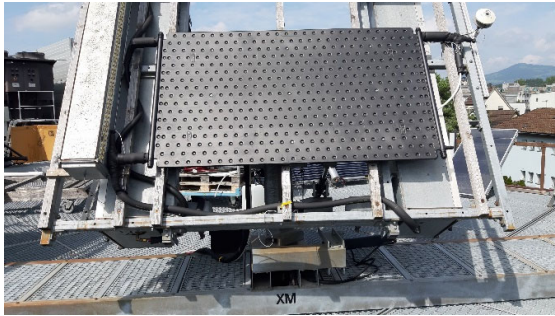
$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A_G} = & \eta_{o,b} K_b (\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d - a_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - a_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - a_3 u' (\vartheta_m - \vartheta_a) \\ & + a_4 (E_L - \sigma T_m^4) - a_5 \frac{d\vartheta_m}{dt} - a_6 u' G - a_7 u' (E_L - \sigma T_m^4) - a_8 (\vartheta_m - \vartheta_a)^4 \end{aligned} \quad (17)$$

Damit entspricht die Form dieser beiden Terme dem Stefan-Boltzmann Gesetz für den Strahlungsaustausch mit der Umgebung. Dieses modifizierte Modell trennt also die Effekte *Strahlung* und *Konvektion* klarer in spezifische Terme auf.

Um die Eignung der ISO 9806 – Parametrisierung, beziehungsweise den Bedarf für deren Modifikation für die Charakterisierung der Kühlleistung eines Absorbers zu beurteilen, wurden Messungen an sechs Produkten unterschiedlicher Bauart durchgeführt (Abbildung 7). Es handelt sich dabei um einen vollflächig durchströmten Kunststoffabsorber (P1), einen weiss beschichteten vollflächig durchströmten Edelstahlabsorber (P2), einen PVT-Kollektor bestehend aus einem PV-Modul mit auf der Rückseite angebrachtem Lamellen-Wärmetauscherregister (P3), ein mit schwarzer Acrylfarbe eingefärbtes Aluminiumblech mit aufgeschweisstem Kupfermäander (P4), einen Kunststoffabsorber bestehend aus aufgefächerten Kapillarröhrchen (P5) und einen konventionellen nicht abgedeckten PVT-Kollektor (P6).

Die thermische Leistung der Absorber wurde auf den Outdoor-Testständen am SPF während mehrerer Monate mit unterschiedlichen Bedingungen gemessen. Die Fluideintrittstemperatur wurde jeweils während ca. einer Stunde auf einen konstanten Wert geregelt. So wurden zyklisch verschiedene Temperaturstufen abgefahren, mit $(\vartheta_m - \vartheta_a) = -10$ K bis $+20$ K. Aktiv variiert wurden zudem auch die Windgeschwindigkeit horizontal über dem Absorber⁴ ($u = 0$ m/s oder 3 m/s), und der Kollektoranstellwinkel ($0^\circ - 90^\circ$). Tagsüber wurden die Absorber teilweise zweiachsig der Sonne nachgeführt, an manchen Tagen auch unter einem festen Winkel betrieben. Nachts wurden die Kollektoren unter festen Neigungswinkeln bei verschiedenen Temperaturdifferenzen betrieben.

⁴ Die Absorberrückseite ist bei der gewählten Versuchsanordnung kaum dem Wind ausgesetzt, ausser im Fall des Kapillarabsorbers (P5), der luftdurchlässig ist.



P1 (X551)



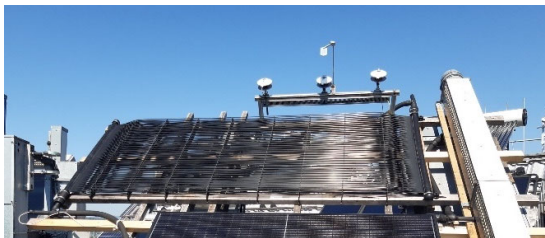
P2 (X552)



P3 (X553)



P4 (X554)



P5 (X555)



P6 (X556)

Abbildung 7: Untersuchte Absorber auf den Prüfständen am SPF in Rapperswil.

Nach ISO 9806 ist das Vorgehen bei der Auswertung von Messdaten wie folgt: Die Messungen werden in einem ersten Schritt mit dem vollständigen Modell ausgewertet. Dazu muss ein Modell für den Winkelfaktor gewählt werden. Die Winkelabhängigkeit $K_b(\theta_L, \theta_T)$ wird immer als isotrop angenommen, und es wird dafür eine Ambrosettifunktion $1 - \tan^\kappa(\theta/2)$ in allen in der Kollektorebene liegenden Drehachsen angenommen. Der Parameter κ wird gleichzeitig mit den anderen Parametern des Modells bei der Anpassung an die Daten bestimmt. Die optimalen Parameterwerte werden dann mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt. Parameter, die dabei mit negativen Werten bestimmt werden und Parameter, für die die Messunsicherheit im Bereich des Messwertes liegen (T -ratio >3), werden als nicht bestimmbar angesehen. Die Auswertung wird dann mit einem reduzierten Modell wiederholt, bei dem diese nichtbestimmbaren Parameter gleich null gesetzt werden.



2.2 Aktivierung der Gebäudemasse mit Kühlsegeln (FHNW)

Kern des CoolShift-Konzepts ist die zeitliche Lastverschiebung zwischen dem tagsüber auftretenden Wärmeeintrag und der nächtlichen Wärmeabfuhr. Zur Lastverschiebung kann die Speicherefähigkeit der Gebäudemasse genutzt werden. Eine etablierte Lösung für den Baubestand sind Kapillarrohrmatten, die im Deckenputz integriert sind. Entsprechende Modelle sind bekannt und werden daher nicht diskutiert. Eine weitere Lösung sind frei umströmte Kühlsegel, mit denen die Gebäudemasse durch direkten Strahlungsaustausch sowie indirekt über konvektive Luftströmungen aktiviert wird. Diese Idee ist nicht neu, wie die Literaturstudie im Abschnitt 2.2.1 zeigt. Das aktuell verfügbare, rein empirische Kühlsegelmodell nach der Prüfnorm SN EN 14037-4 [33] unterscheidet jedoch nicht zwischen Strahlungsaustausch und Konvektion. Ausserdem gilt es streng genommen nur für isotherme Randbedingungen, die der Prüfsituation entsprechen. Daher ist das empirische Kühlsegelmodell nicht geeignet, um die Aktivierung der Gebäudemasse zu beschreiben.

Gebäudesimulationsprogramme, beispielsweise IDA-ICE und EnergyPlus, verwenden die Leistungsparameter des empirischen Modells und berechnen den Strahlungsanteil unter der vereinfachenden Annahme, dass die Fluidtemperatur gleich der Oberflächentemperatur ist. Die dadurch erreichbare Genauigkeit ist für den Fall des bedarfsgesteuerten ausreichend, weil die Leistung leicht durch Anpassen der Vorlauftemperatur geregelt werden kann. Für die Bauteilaktivierung durch Strahlungsaustausch braucht man jedoch ein Modell, das den Strahlungsaustausch wesentlich genauer abbildet. Zu diesem Zweck wird auf der Grundlage der verfügbaren Literatur ein Modell für den inneren Wärmedurchgang hergeleitet. Dieses ermöglicht die Bestimmung der mittleren Oberflächentemperatur, die zur Berechnung des Strahlungsaustausches erforderlich ist. Schliesslich wird ein generisches Kühlsegelmodell hergeleitet, mit welchem der konvektive Anteil und der Strahlungsanteil des Wärmetransports ermittelt werden können. Dieses Kühlsegelmodell wird durch die Leistungskenndaten nach SN EN 14037-4 sowie durch Geometrie- und Materialdaten parametrisiert. Nicht immer sind empirische Leistungskenndaten verfügbar. Daher wird ein analytisches Modell entwickelt, mit dem nicht nur der konvektive Anteil und der Strahlungsanteil des Wärmetransports vorausberechnet werden kann, sondern auch die Leistungskenndaten nach SN EN 14037-4. Das analytische Modell kann daher bei der Entwicklung von Kühlsegeln gute Dienste leisten.

Das halbempirische Modell und das analytische Modell sind Teil der Methode, mit denen die Aktivierung der Gebäudemasse beschrieben werden kann.

2.2.1 Literatur zur Aktivierung von Geschossdecken durch Strahlungsaustausch

Das Konzept der Aktivierung von Geschossdecken durch Strahlungsaustausch wird in der Literatur vielfach und meist qualitativ beschrieben. Nüßle and Pfafferoth [43] diskutieren die Mechanismen zur Aktivierung der Geschossdecke über Strahlungsaustausch. Einleitend werden in Recknagel [34, S. 1725] Gestaltungsvarianten von Kühlsegeln besprochen. Es wird erwähnt, dass sich Kühlsegel auch zur Aktivierung der Gebäudemasse über Strahlungsaustausch einsetzen lassen. Berechnungsverfahren werden jedoch nicht angegeben. Einige Hersteller bieten Kühlsegel explizit für diesen Anwendungsfall an. Die Oberseite von Kühlsegeln darf nicht wärmegeklämt sein und muss ein hohes Emissionsvermögen aufweisen.

Rhee and Kim [39] geben eine ausführliche Übersicht zu Arbeiten über die die Kühlung von Räumen mittels Strahlungsaustausch. Die zugrundeliegenden Wärmetransportmechanismen wurden sowohl experimentell untersucht, beispielsweise durch Causone et al. [44], als auch durch numerische Analyse von Mehrknotenmodellen und CFD Simulationen, beispielsweise durch Zhai and Chen [45]. Für die Praxis sind diese wissenschaftlichen Methoden jedoch weniger gut geeignet. Die Dimensionierung komplexer Systeme für Bürogebäude erfordert Jahressimulationen, die auf einfacheren Modellen basieren müssen. Wichtig in diesem Zusammenhang ist die Modellierung der gleichzeitig auftretenden Transportmechanismen der Wärmeleitung, Strahlung und Konvektion.



Praktisch anwendbare Ansätze und die darauf basierenden Modelle werden in den nächsten Abschnitten hergeleitet.

2.2.2 Empirische, halbempirische, analytische und numerische Modellierungsansätze

Abbildung 8 zeigt vier grundlegende Herangehensweisen zur Modellierung von Kühlsegele. Das hier betrachtete empirische Modell ist in der Prüfnorm SN EN 14037-4 [33] beschrieben. Die leistungsbestimmenden Parameter werden mittels Regressionsanalyse aus dem Datensatz der Versuchsreihe bestimmt. Sie sind produktspezifisch, erlauben jedoch keine Rückschlüsse auf den physischen Aufbau des Kühlsegels. Das empirische Modell gilt streng genommen nur für Situationen, die der Leistungsprüfung entsprechen, wo die Temperatur der Raumluft und der Begrenzungsflächen praktisch identisch sind. In der Praxis können sich diese Temperaturen jedoch um mehrere Kelvin unterscheiden.

Das analytische Modell basiert auf der Theorie der Wärmeleitung sowie auf Korrelationen für den Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion. Im Unterschied zum empirischen Modell stellen analytische Modelle die Leistung als Funktion der geometrischen und thermodynamischen Kenndaten des Kühlsegels dar. Analytische Modelle eignen sich daher sehr gut für die Produktentwicklung.

Durch die Kombination des empirischen Modells nach SN EN 14037-4 [46] mit dem analytischen Ansatz für den inneren Wärmedurchgang entsteht ein praktisch anwendbares, halbempirisches Modell, mit dem sich der Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion explizit beschreiben lassen.

Strömungssimulationen mit Hilfe numerischer Modelle (Computational Fluid Dynamics, CFD) ermöglichen einen tiefen Einblick in die zugrundeliegenden Wärmetransportmechanismen. Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie werden mit Hilfe von Finite-Volumen oder Finite Elemente Methoden gelöst. Dieser Ansatz wird aus praktischen Gründen im Rahmen dieser Studie nicht verwendet.

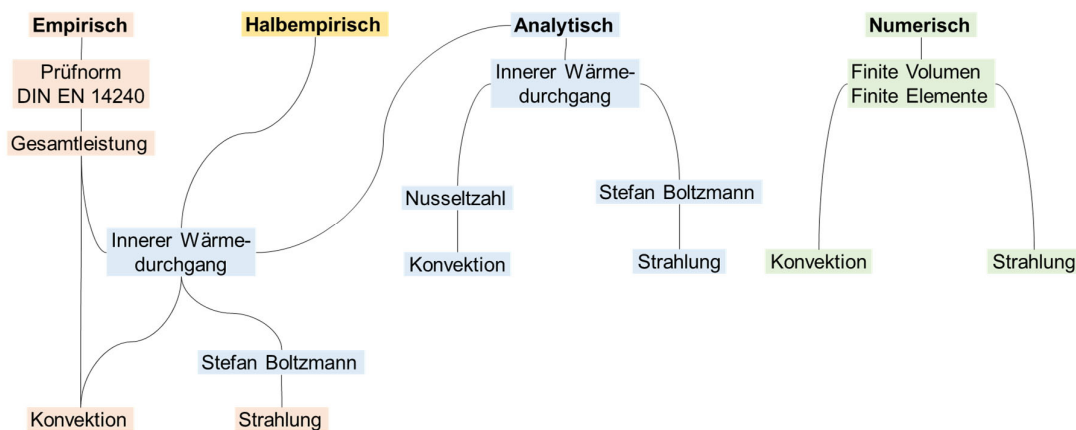


Abbildung 8 Ansätze zur Modellierung von Kühlsegele.

2.2.3 Empirisches Modell für Kühlsegele

Die thermische Leistung von Kühlsegele wird nach SN EN 14037-4 [33] messtechnisch ermittelt. Die Prüfung erfolgt in einem Prüfraum, dessen Wände so konditioniert werden, dass die Wärmeverluste praktisch vernachlässigbar sind und mit adiabatischen Bedingungen gerechnet werden kann. Im Prüfraum sind Konvektoren angeordnet, welche die Kühllast darstellen. Diese Kühllast wird durch die Kühlsegele abgeführt. Abbildung 9 zeigt schematisch die Anordnung eines Kühlsegels in einem Prüfraum.

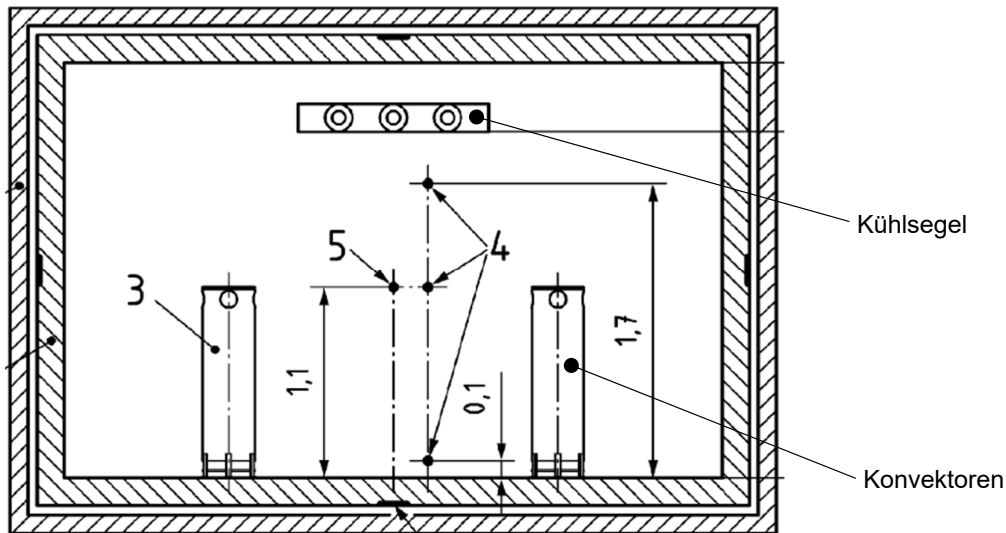


Abbildung 9 Prüfraum mit Kühlsegel aus SN EN 14037-4 [33].

Die Oberflächentemperaturen der Decke, des Bodens und der Wände sowie die Lufttemperaturen werden gemessen und dokumentiert. Diese Temperaturen unterscheiden sich nur um Bruchteile eines Kelvin, was die Modellierung erleichtert. Ausserdem wird auf einer Höhe von 1.1 m über dem Boden mittels Globusthermometer die Bezugsraumtemperatur gemessen, auf die sich die Leistungsangaben des Kühlsegels beziehen. Infolge Strahlungsaustausch mit dem Kühlsegel ist die Globustemperatur etwas tiefer als die auf derselben Höhe gemessene Raumlufttemperatur. Die Differenz beträgt bei maximaler Kühlsegelleistung jedoch nur wenige Zehntelgrad. Zur Vereinfachung der in den Abschnitten entwickelten Modelle wird die Referenztemperatur gleich der Raumtemperatur gesetzt. Bei der Leistungsprüfung werden mehrere Experimente mit unterschiedlichen Leistungen gefahren. Die Messung erfolgt, sobald der stationäre Zustand des Experiments erreicht ist. Die Leistung wird durch das empirische Modell nach Gleichung (18) beschrieben.

$$\dot{q} = k (\vartheta_i - \vartheta_m)^n \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (18)$$

wobei

ϑ_i	Referenztemperatur des Raumes, °C
ϑ_m	Arithmetischer Mittelwert der Vorlauf- und Rücklauftemperatur, °C
k	empirischer Koeffizient, W/(m ² K ⁿ)
n	Exponent

Der Koeffizient k ist abhängig von den geometrischen und strahlungsphysikalischen Eigenschaften des Kühlsegels. Der Exponent n berücksichtigt die überproportionale Zunahme des Wärmestroms bei zunehmender Temperaturdifferenz. Die Gesamtleistung erhält man durch Multiplikation mit der Projektionsfläche A_P des Kühlsegels:

$$\dot{Q} = \dot{q} A_P \quad (19)$$

Gleichung (18) ist ein rein empirisches Modell. Bei geschlossenen Kühldecken ist die Gleichung auf die Fläche der Unterseite bezogen, bei frei umströmten Kühlsegeln auf die Projektionsfläche des Kühlsegels. Der Raum wird durch einen einzigen Knoten dargestellt, dessen Zustand durch die Referenztemperatur ϑ_i charakterisiert ist. Dieses Modell erlaubt es nicht, von der mittleren



Fluidtemperatur auf die mittlere Oberflächentemperatur des Kühlsegels zu schliessen. Diese wird jedoch zur Bestimmung des Strahlungsanteiles am Wärmetransport benötigt. Um die mittlere Oberflächentemperatur zu berechnen, muss zuvor der innere Wärmetransportwiderstand zwischen dem strömenden Fluid und der Oberfläche bestimmt werden. Dieser ist abhängig vom konvektiven Wärmeübergang des Fluids an die Innenwand der Strömungskanäle und von den Abmessungen und der Wärmeleitfähigkeit des Plattenmaterials. Zu diesem Zweck wird im nächsten Abschnitt ein halbempirisches Modell nach Abbildung 8 im vorangehenden Abschnitt 2.2.2 hergeleitet.

2.2.4 Halbempirisches Modell für Kühlsegel

Das halbempirische Modell basiert auf dem empirischen Modell nach Gleichung (18) sowie einem analytischen Modell für den inneren Wärmedurchgang zwischen Fluid und Plattenoberfläche.

Es wird angenommen, dass sich plattenförmige Kühlsegel nach Abbildung 10 durch eine Platte darstellen lassen, die mit Strömungskanälen wärmeleitend verbunden ist. Diese Darstellung schliesst auch den Fall ein, bei dem der Strömungskanal durch zwei Platten gebildet wird. Bei der Abbildung 10 a) besteht das Kühlsegel aus einem einzigen Rohr, das entlang der Symmetrieachse der Platte mit dieser verbunden ist. Die Verbindung hat die Breite b . Die Platte bildet zwei Finnen mit der Breite f , die dem Wärmeaustausch mit der Umgebung dienen. Bei der Abbildung 10 b) besteht das Kühlsegel aus zwei Rohren, die mit der Platte wärmeleitend verbunden sind. Bei paralleler Durchströmung der Rohre bildet sich ein symmetrisches Temperaturprofil aus, dessen Maximum auf der Symmetrieachse zwischen den beiden Rohren liegt. Infolgedessen ist der Wärmestrom in der Platte am Ort der Symmetrieachse null. Daher kann man diese Situation als Kombination von zwei Kühlsegeln nach Abbildung 10 a) darstellen. Bei Serienschaltung der Rohre verschiebt sich das Maximum und damit der Nullpunkt des Wärmestroms leicht, was aber in der praktischen Anwendung vernachlässigt werden kann und bei der Herleitung des Modells nicht berücksichtigt wird.

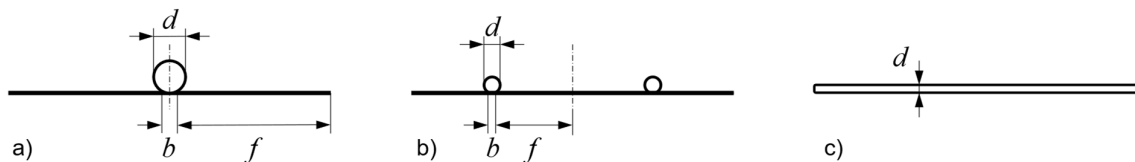


Abbildung 10: Vereinfachte Darstellung von plattenförmigen Kühlsegeln. a) Streifenförmiges Kühlsegel, b) Plattenförmiges Kühlsegel mit äquidistanten Rohren, c) vollflächig durchströmtes Kühlsegel.

Zunächst werden plattenförmige Kühlsegel nach Abbildung 10 a) und b) besprochen. Abbildung 11 zeigt einen Ausschnitt eines Kühlsegels mit den Abmessungen, die zur Modellierung benötigt werden. Ebenfalls qualitativ dargestellt sind die Temperaturverteilung und die mittlere Temperatur der Platte. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Leistungsdichte $\dot{q}$ über der Platte homogen ist. Der innere Wärmedurchgang und die mittlere Plattentemperatur werden nach Zogg [47] auf analytischem Weg ermittelt.

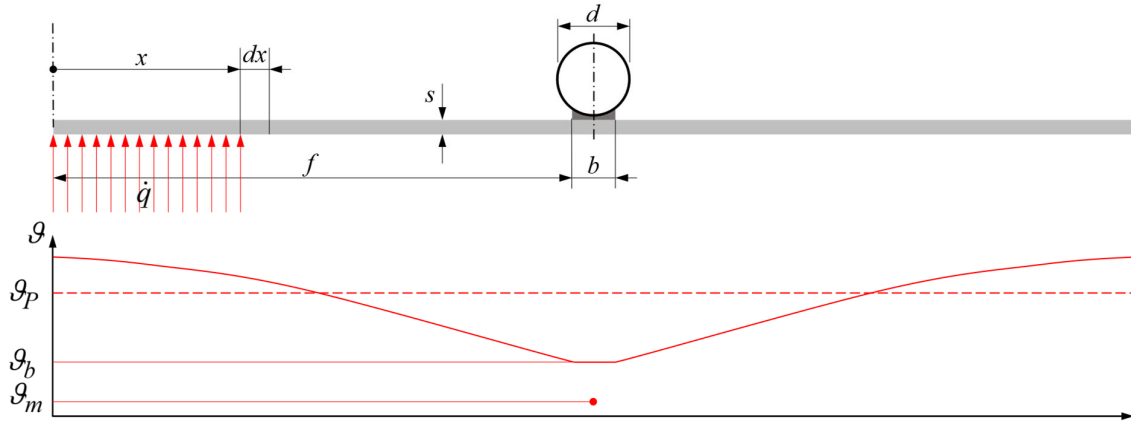


Abbildung 11: Abmessungen und Lastannahme für die Modellbildung und Temperaturverteilung im Kühlsegl vom Typ Rohr an Platte.

Die Wärmeleistung, die über die Breite x von der Platte aufgenommen wird, muss durch Wärmeleitung in Richtung Rohr transportiert werden. Dies wird durch die Differentialgleichung (20) beschrieben.

$$\dot{q}x = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx} s \quad (20)$$

Nach Trennung der Variablen und anschliessender Integration erhält man die Gleichung für die Temperaturverteilung in der Platte:

$$\vartheta(x) = \vartheta(0) - \frac{\dot{q}}{\lambda s} \frac{x^2}{2} \quad (21)$$

Hieraus ergibt sich die Temperatur an der Verbindungsstelle:

$$\vartheta(b) = \vartheta(0) - \frac{\dot{q}}{\lambda s} \frac{b^2}{2} \quad (22)$$

Auflösen nach der Temperatur am Rand der Finne $\vartheta(0)$ und Einsetzen in (21) liefert eine äquivalente Gleichung für die Temperaturverteilung in der Platte, jedoch mit der Temperatur an der Basis als Randbedingung.

$$\vartheta(x) = \vartheta(f) + \frac{\dot{q}}{2\lambda s} (f^2 - x^2) \quad (23)$$

Die mittlere Temperatur ϑ_P der Platte wird durch Integration der Temperaturverteilung und anschliessende Division durch die gesamte Breite $2f+b$ ermittelt:

$$\vartheta_P = \left[2 \int_0^b \left[\vartheta_b + \frac{\dot{q}}{2\lambda s} (f^2 - x^2) \right] dx + \vartheta_b b \right] \frac{1}{2f+b} \quad (24)$$

Schliesslich erhält man folgende Gleichung für die mittlere Plattentemperatur als Funktion der Leistungsdichte:

$$\vartheta_P = \vartheta_b + \frac{\dot{q}}{3\lambda s} \frac{2f^3}{(2f+b)} \quad (25)$$



Der über die Breite $2f+b$ aufgenommene Wärmestrom wird durch Wärmeleitung in der Verbindungsstelle und den Wärmeübergang in der Grenzschicht der Rohrströmung an das Fluid übertragen. Die dafür erforderliche Temperaturdifferenz ist durch den Wärmeleitwert L_b der Verbindung und den Wärmeübergangskoeffizienten α bestimmt. Die übertragene Leistung pro Meter Rohrlänge kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$(2f+b)\dot{q} = \frac{1}{\frac{1}{L_b} + \frac{1}{\alpha d\pi}} [\vartheta_b - \vartheta_m] \quad (26)$$

Nach Umformen erhält man die Temperatur an der Basis als Funktion von der mittleren Fluidtemperatur:

$$\vartheta_b = \vartheta_m + \left(\frac{1}{L_b} + \frac{1}{\alpha d\pi} \right) (2f+b)\dot{q} \quad (27)$$

Schliesslich kann die mittlere Temperatur der Platte als Funktion von der mittleren Fluidtemperatur dargestellt werden:

$$\vartheta_p = \vartheta_m + \dot{q} \left[(2f+b) \left(\frac{1}{L_b} + \frac{1}{\alpha d\pi} \right) + \frac{2f^3}{3\lambda s(2f+b)} \right] \quad (28)$$

Im Grenzfall eines vollflächig durchströmten Kühlsegels nach in Abbildung 10 c) geht der Abstand b zwischen den Verbindungsstellen gegen null. Anstelle des Widerstandes für die Verbindung zwischen Rohr und Platte tritt der Widerstand des Plattenmaterials. Bei frei umströmten Kühlsegeln sind die Wärmestromdichte an der Ober- und Unterseite näherungsweise gleich. Unter der Annahme einer vollständig homogenen Durchströmung erhält man folgende Gleichung für die mittlere Oberflächentemperatur.

$$\vartheta_{p,\text{hom}} = \vartheta_m + \dot{q} \left(\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (29)$$

Erfahrungsgemäss ist die Strömungsverteilung jedoch nicht vollständig homogen. Entsprechend bildet sich eine Temperaturverteilung aus, mit der Folge, dass die mittlere Oberflächentemperatur um einen gewissen Betrag über dem Wert bei homogener Durchströmung liegt. Dieser Betrag ist abhängig von der übertragenen Leistung und muss für verschwindende Leistungsdichte gegen null gehen. Unter der Annahme einer linearen Abhängigkeit von der Leistungsdichte kann die mittlere Oberflächentemperatur nach Gleichung (30) berechnet werden. $\dot{q}_N$ ist die nominale Leistungsdichte nach Prüfbericht bei einer Differenz zwischen der Referenztemperatur und der mittleren Fluidtemperatur von 8 K. Für das vollflächig durchströmte Kühlsegel wird mit $\Delta\vartheta_0 = 0.65$ K gerechnet. Die Wahl dieses Wertes wird weiter unten im Abschnitt 2.2.8 begründet.

$$\vartheta_p = \vartheta_m + \Delta\vartheta_0 \frac{\dot{q}}{\dot{q}_N} + \dot{q} \left(\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (30)$$

Für den Wärmeübergangskoeffizienten vom Fluid an das Rohr wird angenommen, dass die Strömung ausgebildet und die Wärmestromdichte konstant ist. Für die Nusseltzahl kann vereinfachend das Maximum der Nusseltzahlen bei laminarer bzw. turbulenter Strömung nach Incropera et al. [48, S.525] verwendet werden:

$$\text{Nu} = \begin{cases} 4.36 & \text{Re} < 2300 \\ 0.023 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{0.4} & \text{Re} > 10^4 \end{cases} \quad (31)$$



Der Übergangsbereich zwischen $Re = 2300$ und $Re = 10'000$ wird linear interpoliert. Abbildung 12 zeigt den Verlauf der Nusseltzahl im praktisch relevanten Bereich. Aufgrund der logarithmischen Darstellung besitzt der linear interpolierte Bereich eine Krümmung.

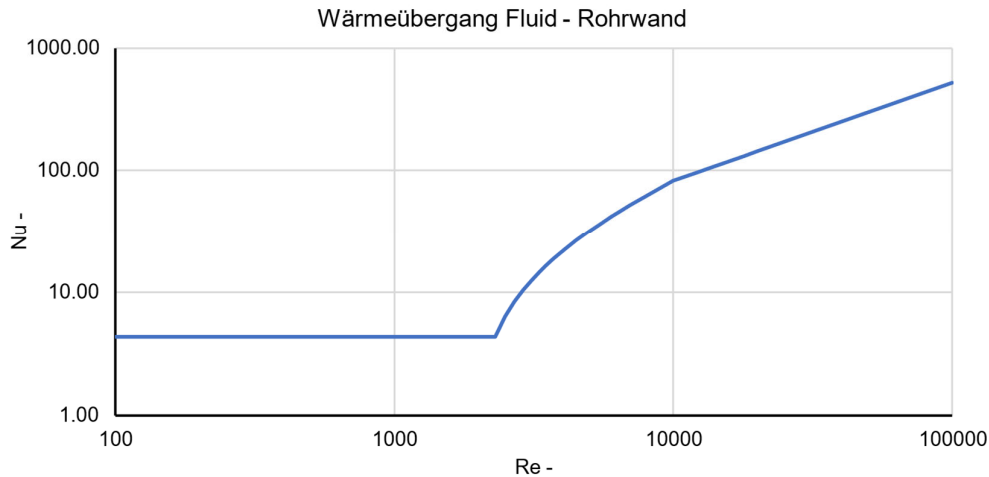


Abbildung 12: Nusseltzahl bei ausgebildeter Rohrströmung und konstanter Wärmestromdichte.

Der Wärmeübergangskoeffizient,

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d}, \quad (32)$$

hat die Grössenordnung von $10^3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ sodass die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Fluid sehr klein ist. Daher können die Reynoldszahl (33) und die Prandtlzahl (34), die in der Nusseltzahl enthalten sind, mit Stoffdaten basierend auf der mittleren Fluidtemperatur T_m berechnet werden:

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (33)$$

$$Pr = \frac{\rho c_p \nu}{\lambda} \quad (34)$$

Je tiefer die mittlere Plattentemperatur gegenüber den Temperaturen der Raumluft und der Raumbegrenzungsflächen ist, desto höher ist die Leistungsdichte beim Kühlen. Nach den Gleichungen (28) und (29) kann dies durch Minimieren des inneren Wärmetransportwiderstands erreicht werden. Für ein Kühlsegel aus einer Kombination von Platten und Rohren lautet dieser:

$$U = \left[(2b + d) \left(\frac{1}{L_b} + \frac{1}{\alpha d \pi} \right) + \frac{2b^3}{3\lambda_s(2b + d)} \right]^{-1} \quad (35)$$

Für eine vollflächig durchströmte Platte folgt:

$$U = \left(\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right)^{-1} \quad (36)$$

In Tabelle 6 sind typische Leitwerte und innere Wärmedurchgangskoeffizienten der Verbindung von Platte und Rohr aufgeführt.



Tabelle 6: Leitwerte und Wärmedurchgangskoeffizienten von Rohr-Platte Verbindungen aus der Literatur.

		L_b W/(Km)	U W/(K m ²)
Recknagel [34, S.1733]	Blechlamellen + Rohre		15..35
	Al-Strangpressprofil + Rohr		180
Eismann [49]	Laserschweissung Al-Cu	60	
Garg and Rani [50]	Al-Blech + Rohr geklemmt	26	
	Al-Blech + Rohr genietet	27	
	Al-Blech + wärmeleitender Klebstoff	39	

Damit die Transportanteile der Konvektion und Strahlung explizit dargestellt werden können, sind weitere Vereinfachungen erforderlich:

- Aus dem Prüfbericht nach SN EN 14037-4 [33] ist zu entnehmen, dass sich die gemessenen Temperaturen des Bodens, der Decke, der Wände und der Luft höchstens um 0.1 K unterscheiden. Der Strahlungsaustausch wird daher für isotherme Randbedingungen berechnet. Alle Begrenzungsflächen des Raumes werden zu einer Fläche A_w zusammengefasst.
- Die Globustemperatur liegt nur wenige Zehntelgrade unter der Lufttemperatur. Daher werden diese Temperaturen gleichgesetzt.
- Die Oberflächentemperatur der Konvektoren wird nicht gemessen. Sie kann jedoch nicht wesentlich von den gemessenen Temperaturen abweichen, weil dies anhand der Globus-Temperatur feststellbar wäre. Der Beitrag der Konvektoren zum Strahlungsaustausch wird daher vernachlässigt.

Die Berechnung des Strahlungsaustausches erfolgt nach Incropera et al. [51] wie folgt. In Anlehnung an die Optik spricht man auch bei der Intensität von Wärmestrahlung von Helligkeit. Die Helligkeit J_i einer Oberfläche i ist die Summe zweier Anteile. Der erste Anteil ist der die Strahlungsflussdichte, $\varepsilon_i \sigma T_i^4$, der von der Oberfläche selbst emittiert wird. Der zweite Anteil ist der reflektierte Teil der Bestrahlungsstärke G_i , die auf der Oberfläche eintrifft.

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) G_i \quad (37)$$

Im stationären Zustand kann der einer Oberfläche zugeführte Wärmestrom wie folgt ausgedrückt werden:

$$\dot{Q}_i = A_i \left[\varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) G_i - G_i \right] = A_i (J_i - G_i) \quad (38)$$

Indem die Oberfläche eintreffenden Bestrahlungsstärke G_i durch die Helligkeit J_i ausgedrückt wird, kann der Wärmestrom folgendermassen dargestellt werden:

$$\dot{Q}_i = A_i \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} (\sigma T_i^4 - J_i) \quad (39)$$

Die auf einer Fläche i eintreffende Bestrahlungsstärke ist die Summe der Helligkeiten aller anderen Flächen j , wobei nur ein Bruchteil dieser Summe auf der Fläche i eintrifft. Dieser Bruchteil heisst Sichtfaktor F_{ij} .

$$G_i = \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \quad (40)$$

Einsetzen in Gleichung (38) und Anwenden der Reziprozitätsbeziehung $A_i F_{ij} = A_j F_{ji}$ liefert den



Wärmestrom als Funktion der Helligkeiten:

$$\dot{Q}_i = A_i \sum_{j=1}^N F_{ij} (J_i - J_j) \quad (41)$$

Die Berechnung der Sichtfaktoren F_{PP} , F_{PW} , F_{WP} und F_{WW} geschieht mit Bezug auf die Abbildung 13. Die gesamte Strahlungsfläche des Kühlsegels setzt sich aus der Projektionsfläche der Unter- und Oberseite zusammen und beträgt $2A_P$.

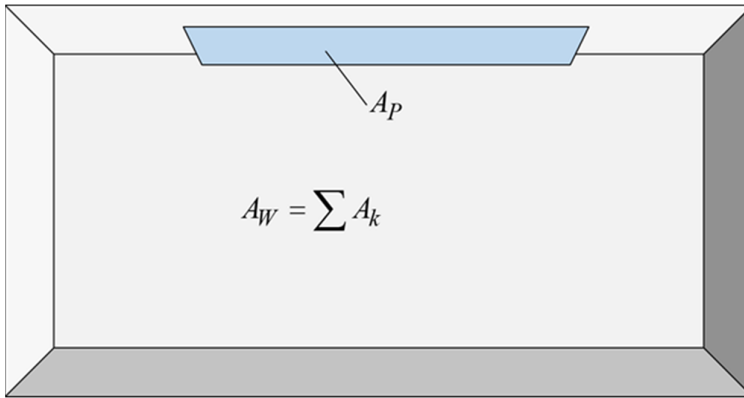


Abbildung 13 Kühlsegel in einem Raum.

Der auf das Kühlsegel selbst bezogene Sichtfaktor ist $F_{PP} = 0$. Der dazu komplementäre Sichtfaktor ist daher $F_{PW} = 1$. Mit Hilfe der Reziprozitätsrelation werden die fehlenden Sichtfaktoren wie folgt berechnet:

$$2A_P F_{PW} = A_W F_{WP} \Rightarrow F_{WP} = \frac{2A_P F_{PW}}{A_W} = \frac{2A_P}{A_W} \quad (42)$$

Aus der Summationsregel $\sum F_{ij} = 1$ für die auf die Wände bezogenen Sichtfaktoren folgt:

$$F_{WP} + F_{WW} = 1 \Rightarrow F_{WW} = 1 - F_{WP} = 1 - \frac{2A_P}{A_W} \quad (43)$$

Anwendung der Gleichung (41) liefert:

$$2A_P F_{PW} (J_P - J_W) = 2A_P (J_P - J_W) \Rightarrow J_P - J_W = \frac{\dot{Q}_P}{2A_P} \quad (44)$$

Schliesslich erhält man durch Anwendung der Gleichung (39)

$$\dot{Q}_P = 2A_P \frac{\varepsilon_P}{1 - \varepsilon_P} (\sigma T_P^4 - J_P) \Rightarrow \sigma T_P^4 - J_P = \dot{Q}_P \frac{1 - \varepsilon_P}{2A_P \varepsilon_P} \quad (45)$$

und

$$-\dot{Q}_W = \dot{Q}_P = A_W \frac{\varepsilon_W}{1 - \varepsilon_W} (J_W - \sigma T_W^4) \Rightarrow J_W - \sigma T_W^4 = \dot{Q}_P \frac{1 - \varepsilon_W}{A_W \varepsilon_W} \quad (46)$$

Durch Eliminieren der Helligkeiten erhält man den Strahlungsaustausch mit allen Raumflächen des Prüfraumes:



$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma(T_P^4 - T_W^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{2A_P\varepsilon_1} + \frac{1}{2A_P \cdot 1} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_W\varepsilon_2}} \quad (47)$$

Damit die Aktivierung der Geschossdecke berechnet werden kann, muss der Strahlungsaustausch mit der Oberseite des Kühlsegels separat dargestellt werden. Weil die Abmessungen eines Kühlsegels wesentlich grösser sind als sein Abstand zur Geschossdecke, kann der Strahlungsaustausch wie für unendlich ausgedehnte, planparallele Platten berechnet werden. Diese Vereinfachung wird beispielsweise auch in IDA-ICE benutzt. Die Rechnung mit den entsprechenden Sichtfaktoren führt nach Incropera et al. [51, Tabelle 13.3] auf folgende Formel:

$$\dot{Q}_{r,D} = \frac{\sigma A_P (T_P^4 - T_W^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (48)$$

Entsprechend ist der mit der Unterseite ausgetauschte Anteil:

$$\dot{Q}_{r,B} = \dot{Q}_r - \dot{Q}_{r,D} \quad (49)$$

Schliesslich kann der konvektive Anteil des Wärmetransports aus der Gesamtleistung nach Gleichung (19), abzüglich des Wärmetransports durch Strahlung, Gleichung (47), berechnet werden. Für die praktische Anwendung ist es günstig, die Leistungsdichten der Strahlung von der Ober- und Unterseite des Kühlsegels und die Leistungsdichte der Konvektion durch Potenzfunktionen darzustellen. Das Verfahren umfasst die folgenden Schritte.

1. Berechnen der totalen Leistungsdichten nach dem empirischen Modell für alle Temperaturdifferenzen zwischen Referenztemperatur und mittlerer Fluidtemperatur nach Prüfbericht.
2. Für jede dieser Leistungsdichten wird die mittlere Oberflächentemperatur (Gleichungen (28) bzw. (29)) und die Leistungsdichte des Strahlungsanteils nach Gleichung (47) berechnet.
3. Anschliessend wird die Differenz dieser beiden Anteile gebildet und man erhält den konvektiven Anteil der Leistungsdichte. Der konvektive Anteil der Leistungsdichte wird als Potenzfunktion dargestellt.

$$\dot{q}_c = k(\vartheta_i - \vartheta_m)^n - \frac{\dot{Q}_r}{A_P} \square k_c(\vartheta_i - \vartheta_m)^{n_c} \quad (50)$$

Auch die Leistungsdichten der Strahlungsanteile werden durch Potenzfunktionen dargestellt:

$$\frac{\dot{Q}_{r,D}}{A_P} \square k_{r,D}(\vartheta_D - \vartheta_m)^{n_{r,D}} \quad (51)$$

$$\frac{\dot{Q}_r - \dot{Q}_{r,D}}{A_P} \square k_{r,B}(\vartheta_B - \vartheta_m)^{n_{r,B}} \quad (52)$$

Die Koeffizienten k_c , $k_{r,D}$ und $k_{r,B}$ sowie die Exponenten n_c , $n_{r,D}$ und $n_{r,B}$ werden mittels Regressionsanalyse bestimmt. Was hat man durch dieses Verfahren gewonnen?

- Die Leistungsdichten können in einfacher Weise als Potenzfunktionen dargestellt der mittleren Fluidtemperatur dargestellt werden.
- Im Unterschied zum empirischen Modell müssen die mittleren Temperaturen der Deckenunterseite, der übrigen Raumbegrenzungsflächen und der Raumluft nicht identisch sein.



Abbildung 14 zeigt den Prozess zur Herleitung des halbempirischen Modells für Kühlsegel.

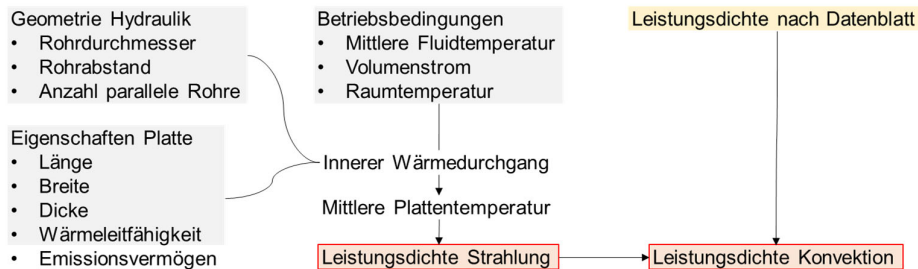


Abbildung 14: Prozess zur Bestimmung des konvektiven Anteils und des Strahlungsanteils.

2.2.5 Analytisches Modell für Kühlsegel

Wenn kein Prüfbericht verfügbar ist, können die Anteile der Konvektion und der Strahlung auch durch ein analytisches Modell dargestellt werden. Hierbei müssen Unsicherheiten in Kauf genommen werden, wie weiter unten gezeigt wird. Gegenüber dem empirischen und halbempirischen Modell hat das analytische Modell den Vorteil, dass die thermischen und strahlungsphysikalischen Eigenschaften aller Modellelemente explizit dargestellt werden können. Dadurch kann der Einfluss dieser Eigenschaften durch Variation der Parameter untersucht werden, was bei der Entwicklung und Optimierung von Kühlsegeln von grossem Nutzen ist.

Das analytische Modell verwendet Nusseltkorrelationen für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Kühlsegel und Raumluft. Diese sind aus einer physikalischen Betrachtungsweise hergeleitet. Den auch hier enthaltenen empirischen Anteil bilden die Koeffizienten, mit denen die Korrelationen an Messdaten angepasst sind. In der Fachliteratur, beispielsweise in Recknagel [34, S.184-186 und 1723 ff.], im VDI Wärmeatlas [52], in Glück [53] und Incropera et al. [51] sind einige Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang zwischen horizontalen Platten und der umgebenden Atmosphäre zu finden. Bei der Anwendung dieser Korrelationen muss man beachten, dass diese in der Regel für isotherme Randbedingungen gelten und dass das zugrundeliegende Experiment so gestaltet wurde, dass die Konvektion nicht durch benachbarte Begrenzungsflächen gestört wird. Beide Voraussetzungen sind bei Kühlsegeln nur näherungsweise erfüllt. Ausserdem können die mit unterschiedlichen Korrelationen für dieselbe Situation berechneten Zahlenwerte beträchtlich voneinander abweichen. Bei der Wahl der geeigneten Korrelation empfiehlt es sich daher, die Originalliteratur zu konsultieren, um die Anwendbarkeit zu prüfen. Wertvolles Entscheidungskriterium für die Wahl der geeigneten Korrelation sind Vergleichsrechnungen und die Nachrechnung von Situationen, für die Prüfergebnisse verfügbar sind. Dies wurde für das vollflächig durchströmte Kühlsegel von KIGO [54] gemacht. Die Korrelationen nach Baehr and Stephan [55] ergaben die beste Übereinstimmung. Zum Vergleich werden im Folgenden auch die Korrelationen von Lloyd and Moran [56] sowie Lewandowski et al. [57] diskutiert.

Es wird angenommen, dass der Abstand zwischen Kühlsegel und Betondecke gross genug ist, um eine freie Umströmung des Kühlsegels zu ermöglichen. Mit dieser Annahme können Korrelationen für die freie, d.h. unbehinderte Umströmung verwendet werden. Der Wärmeübergang bei thermisch induzierter (freier) Konvektion wird als Funktion der Rayleighzahl beschrieben.

$$Ra = \frac{\rho g \beta L^3 c \Delta T}{\nu \lambda} \quad (53)$$

Hierin sind ρ die Dichte der Raumluft, g die Erdbeschleunigung, $\beta=1/T$ der thermische Ausdehnungskoeffizient der Luft, c die Wärmekapazität, ν die kinematische Viskosität und λ die Wärmeleitfähigkeit. Alle Stoffwerte werden beim Mittelwert aus der Oberflächentemperatur des Kühlsegels und der



Raumlufttemperatur bestimmt. Für ΔT wird die Differenz zwischen der Oberflächentemperatur des Kühlsegels und der Raumlufttemperatur eingesetzt. Nach Incropera et al. [51] kann die charakteristische Länge L des Kühlsegels aus der Länge l und der Breite b des Kühlsegels bestimmt werden:

$$L = \frac{lb}{2(l+b)} \quad (54)$$

Nach Baehr and Stephan [55, S.455] gilt für die Oberseite einer gekühlten Platte,

$$\text{Nu}_o = 0.6 \text{Ra}^{1/5} [\varphi_1(\text{Pr})]^{1/5} \quad ; \quad \varphi_1 = \left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{16/9} \quad (55)$$

Diese Gleichung ist gültig im Bereich $10^3 < \text{Ra} \varphi_1(\text{Pr}) < 10^{10}$, was in praktischen Fällen zutrifft. Für die Unterseite gilt gemäss derselben Literaturquelle:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_u &= 0.766 \text{Ra}^{1/5} [\varphi_1(\text{Pr})]^{1/5} & \text{Ra} \varphi_1(\text{Pr}) \leq 7 \cdot 10^4 \\ \text{Nu}_u &= 0.15 \text{Ra}^{1/3} [\varphi_1(\text{Pr})]^{1/3} & \text{Ra} \varphi_1(\text{Pr}) > 7 \cdot 10^4 \end{aligned} \quad ; \quad \varphi_1 = \left[1 + \left(\frac{0.322}{\text{Pr}} \right)^{11/20} \right]^{20/11} \quad (56)$$

Beide Korrelationen gelten für beliebige Prandtlzahlen, also auch für jene von Luft mit $\text{Pr} \approx 0.72$. Zum Vergleich werden auch die beiden folgenden Korrelationen diskutiert. Die mittlere Nusseltzahl für die Oberseite des Kühlsegels ist nach Lewandowski et al. [57],

$$\text{Nu}_o = 0.52 \text{Ra}^{1/5} \quad 10^4 \leq \text{Ra} \leq 10^9 \quad (57)$$

Für die Unterseite des Kühlsegels geben Lloyd and Moran [56] folgende Korrelation an,

$$\text{Nu}_u = \begin{cases} 0.54 \text{Ra}^{1/4} & 10^4 \leq \text{Ra} \leq 10^9 \\ 0.15 \text{Ra}^{1/3} & 10^9 \leq \text{Ra} \leq 10^{11} \end{cases} \quad (58)$$

Diese Korrelationen sind gültig für Prandtlzahlen grösser als 0.7 und daher für Kühlsegel grundsätzlich anwendbar. Mit diesen Nusseltzahlen werden die Wärmeübergangszahlen für die Oberflächen X (Oberseite bzw. Unterseite) berechnet.

$$\alpha_{c,X} = \frac{\text{Nu}_X \lambda_X}{L_X} \quad (59)$$

Die Leistungsdichten können nun wie folgt berechnet werden:

$$\dot{q}_{c,X} = \alpha_{c,X} (\vartheta_i - \vartheta_p) \quad (60)$$

Es ist zu beachten, dass die Wärmeübergangszahlen keine Konstanten sind, sondern für die entsprechende Temperaturdifferenz berechnet werden müssen. Für die praktische Anwendung kann die Gleichung (60) wiederum als Potenzfunktion der Differenz zwischen Luft und Fluidtemperatur dargestellt werden:

$$\dot{q}_{c,X} = \alpha_{c,X} (\vartheta_i - \vartheta_p) = k_{c,X} (\vartheta_i - \vartheta_m)^{n_{c,X}} \quad (61)$$

Dies ist ein sehr elegantes, praktisches Resultat. Die Form der Gleichung entspricht dem empirischen Modell. Die Informationen über den inneren Wärmedurchgangskoeffizienten und die Oberflächentemperatur stecken in den Koeffizienten.



2.2.6 Vergleich zwischen halbempirischem und analytischem Modell

Das Verfahren zur Bestimmung der Koeffizienten und Exponenten des halbempirischen Modells wird anhand des vollflächig durchströmten Kühlsegels vom Typ Typs KIGO [58] diskutiert. Dieses ist durch das empirische Modell nach Gleichung (18) mit den Werten $k = 11.447 \text{ W/(m}\cdot\text{K}^n)$ und $n = 1.1068$ charakterisiert. Die Abmessungen betragen $0.865 \text{ m} \times 2.365 \text{ m}$. Die Dicke des Plattenmaterials ist 0.6 mm . Die Wärmeleitfähigkeit des Plattenmaterials (Edelstahl) beträgt $20 \text{ W/(K}\cdot\text{m)}$. Es wird mit einer mittleren Plattenspaltweite von 2.5 mm gerechnet. Die mittlere Fluidtemperatur ist $18 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Oberflächentemperaturen und die Raumtemperatur betragen $26 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Oberflächen des Raumes und des Kühlsegels haben ein Emissionsvermögen von 0.93 . Bei einem flächenbezogenen Massenstrom von $0.01 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ erhält man einen fluidseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $1013 \text{ W/(K m}^2)$ und eine Plattentemperatur bei homogener Durchströmung von $\vartheta_b = 18.15 \text{ }^\circ\text{C}$. Unter der Annahme, dass die mittlere Oberflächentemperatur infolge Inhomogenität der Durchströmung um 0.65 K höher liegt, erhält man schliesslich die für den Strahlungsaustausch relevante Temperatur von $18.8 \text{ }^\circ\text{C}$. Durch Anwendung der im Abschnitt 2.2.4 hergeleiteten Gleichungen erhält man drei Potenzfunktionen für die Leistungsdichten des Strahlungsaustausches mit der Geschossdecke und mit den übrigen Raumbegrenzungsflächen sowie des konvektiven Wärmeaustausches mit der Raumluft:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{r,D} &= \frac{\dot{Q}_{r,D}}{A_p} \approx 4.822(\vartheta_D - \vartheta_m)^{0.978} \\ \dot{q}_{r,B} &= \frac{\dot{Q}_{r,B}}{A_p} \approx 5.495(\vartheta_B - \vartheta_m)^{0.978} \\ \dot{q}_c &= \frac{\dot{Q}_c}{A_p} \approx 1.239(\vartheta_i - \vartheta_m)^{1.499}\end{aligned}\quad (62)$$

Abbildung 15 zeigt die Leistungsdichte nach Datenblatt und die mit den Potenzfunktionen des halbempirischen Modells berechneten Leistungsdichten der Strahlung und Konvektion für das vollflächig durchströmte Kühlsegel vom Typ KIGO. Der Strahlungsanteil ist offenbar wesentlich grösser als der konvektive Anteil. Der Strahlungsanteil der Oberseite ist etwas geringer als jener der Unterseite, was den unterschiedlichen Sichtfaktoren geschuldet ist.

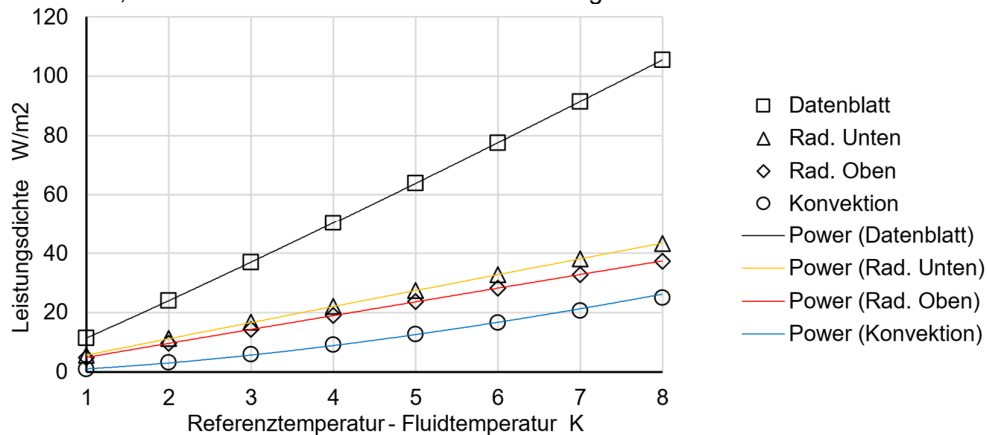


Abbildung 15 Leistungsdichten der Konvektion und Strahlung beim vollflächig durchströmten Kühlsegel KIGO.

Abbildung 16 zeigt die konvektive Leistungsdichte nach dem halbempirischen Modell (kreisförmige Marker) im Vergleich zu den konvektiven Leistungsdichten nach dem analytischen Modell.

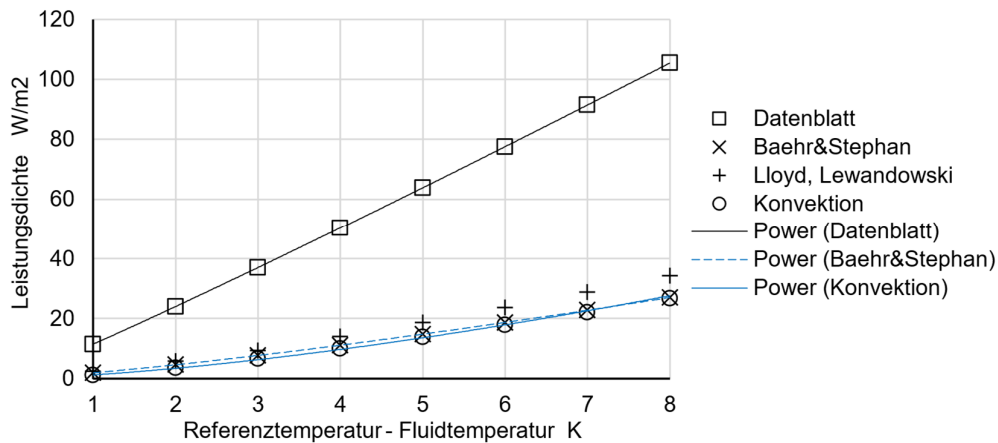


Abbildung 16: Vergleich der Leistungsdichte zwischen Prüfbericht.

2.2.7 Abbildung von KühlsegeIn vom Typ Platte und Rohr mit dem analytischen Modell

Als Beispiel wird ein KühlsegeIn betrachtet, das aus einer Platte aus Aluminium mit einer Dicke von 1.5 mm besteht. Die Wärmeleitfähigkeit betrage 200 W/(K m) . Die Abmessungen seien mit $0.865 \text{ m} \times 2.365 \text{ m}$ gleich wie die des KühlsegeIn des Typen KIGO. Drei seriell durchströmte Rohre mit einem Innendurchmesser von $d_i = 10 \text{ mm}$ verlaufen in Richtung der Längsseite der Platte. Die geraden Abschnitte sind auf der ganzen Länge der Platte mit dieser wärmeleitend verbunden. Die Rohrbogen stehen über den Rand der Platte hinaus. Der Beitrag der Rohroberflächen und der Rohrbogen zum Wärmetransport wird vernachlässigt. Das Wärmeleitvermögen der Verbindung zwischen Rohr und Platte betrage 40 W/(Km) . Das durchströmende Wasser habe eine mittlere Temperatur von 18°C . Bei einem flächenbezogene Massenstrom von $0.027 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ erhält man einen fluidseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $2755 \text{ W/(Km}^2)$. Die Oberflächentemperaturen und die Raumtemperatur betragen 26°C . Die Oberflächen des Raumes und des KühlsegeIn haben ein Emissionsvermögen von 0.93. Die mittlere Plattentemperatur und die davon abhängigen Wärmetransportanteile der Strahlung und Konvektion werden iterativ bestimmt. Schliesslich erhält man eine Basistemperatur von 18.84°C und eine mittlere Plattentemperatur von 20.49°C . Abbildung 17 zeigt die zugehörige Temperaturverteilung.

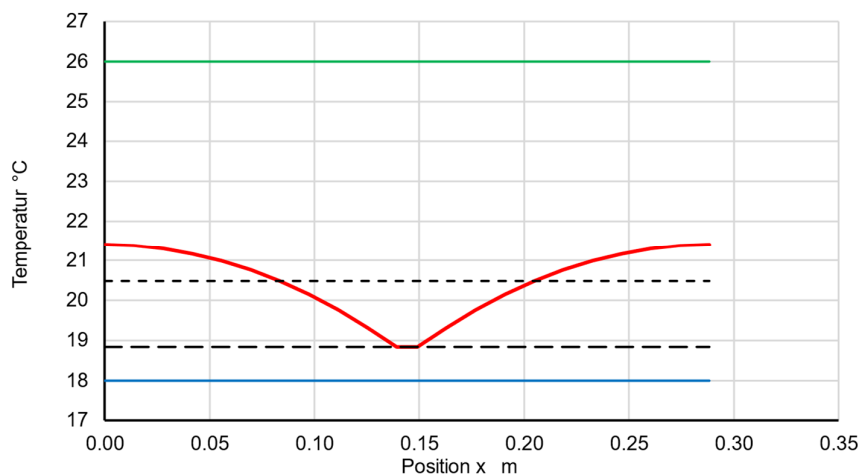


Abbildung 17 Temperaturverteilung bei einem KühlsegeIn, bestehend aus 1.5 mm Al Blech und parallel durchströmten Rohren mit einem Innendurchmesser von 11 mm und einem Abstand von 102 mm.



Die Leistung wird für unterschiedliche mittlere Fluidtemperaturen bei gleichen Randbedingungen berechnet. Die Regression der erhaltenen Daten liefert die Potenzfunktion für die Gesamtleistung,

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_p} \approx 9.351(\vartheta_i - \vartheta_m)^{1.029} \quad (63)$$

und die Potenzfunktionen für den Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{r,D} &= \frac{\dot{Q}_{r,D}}{A_p} \approx 3.761(\vartheta_D - \vartheta_m)^{0.972} \\ \dot{q}_{r,B} &= \frac{\dot{Q}_{r,B}}{A_p} \approx 4.286(\vartheta_B - \vartheta_m)^{0.972} \\ \dot{q}_c &= \frac{\dot{Q}_c}{A_p} \approx 1.344(\vartheta_i - \vartheta_m)^{1.274} \end{aligned} \quad (64)$$

Abbildung 18 zeigt die mit dem analytischen Modell gerechnete gesamte Leistungsdichte des Prototyps sowie die Leistungsdichten der Strahlung und der Konvektion. Abbildung 19 stellt die Gesamtleistungsdichten des vollflächig durchströmten Kühlsegels und des Prototyps dar. Die Gesamtleistungsdichte des Prototyps ist geringer als jene des vollflächig durchströmten Kühlsegels, weil die mittlere Oberflächentemperatur beim Prototyp höher ist. Das gilt aber nicht generell. Es ist ohne weiteres möglich, die Leistung des Prototyps zu steigern. Indem die Plattendicke von 1.5mm auf 2mm und die Anzahl Rohre von 3 auf 6 erhöht wird, erhält man gemäss Abbildung 20 ein Kühlsegel mit praktisch gleicher Leistung wie das voll durchströmte Kühlsegel.

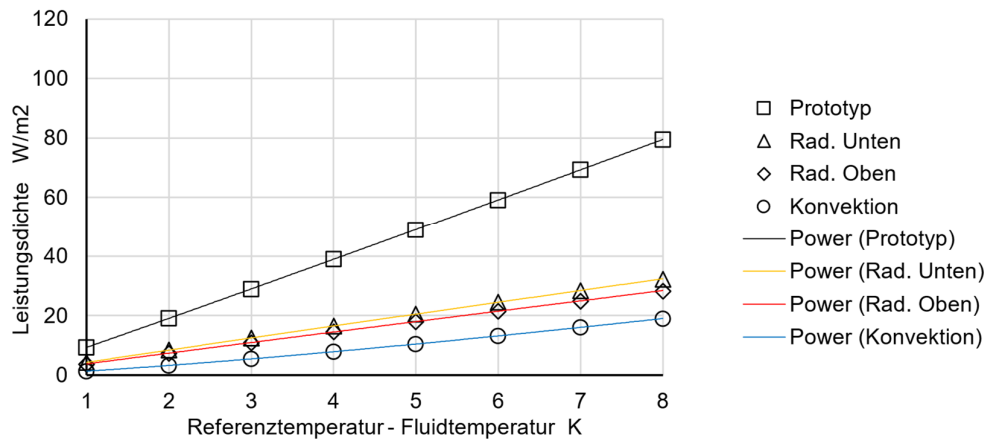


Abbildung 18 Leistungsdichten der Konvektion und Strahlung beim Prototyp, bestehend aus einer 1.5mm Al-Platte und drei seriell geschalteten Rohren.

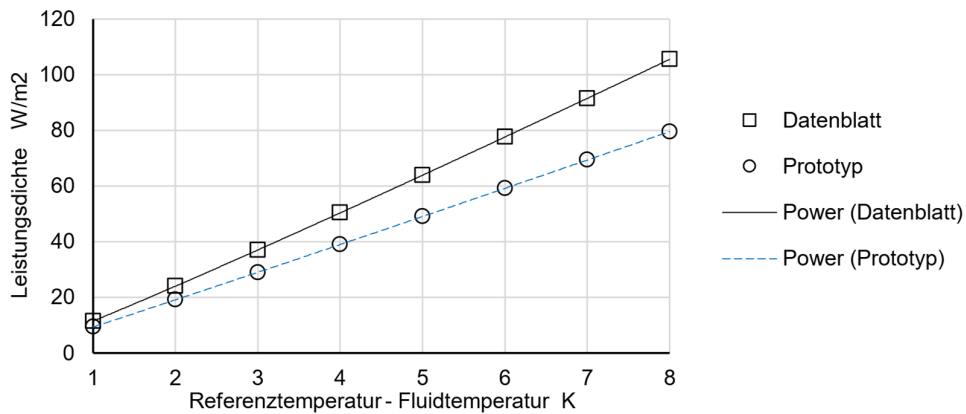


Abbildung 19 Vergleich der Gesamtleistungsdichte des vollflächig durchströmten Kühlsegels nach Datenblatt und des Prototyps.

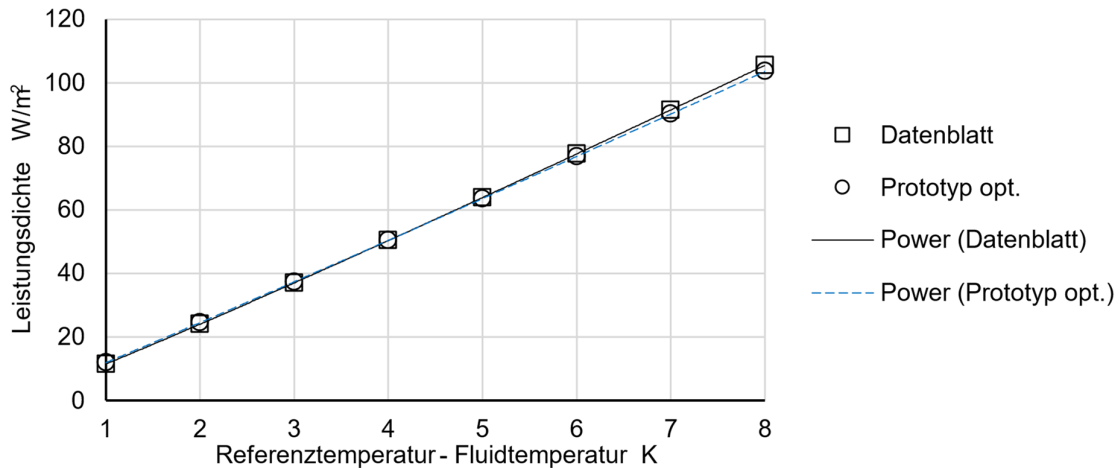


Abbildung 20 Vergleich der Gesamtleistungsdichte des vollflächig durchströmten Kühlsegels nach Datenblatt und des leistungsoptimierten Prototyps.

2.2.8 Diskussion zur Modellierung von Kühlsegeln

Die Erhöhung der mittleren Fluidtemperatur 0.65 K beim völdurchströmten Kühlsegel wurde ohne experimentelle Grundlage so festgelegt, dass die Werte des halbempirischen Modells und des analytischen Modells praktisch übereinstimmen. Daher sind die Modelle nicht objektiv vergleichbar. Der gewählte Wert scheint aber realistisch zu sein. Offenbar liefert die Korrelation nach Baehr und Stephan in dieser Anwendung realitätsnahe Werte. Bei der maximalen Temperaturdifferenz von 8K liegt die konvektive Leistungsdichte nach Lloyd et al. und Lewandowski et al. rund 20 % über jener nach Baehr and Stephan [55].

Bei der Anwendung von Korrelationen muss mit Abweichungen in dieser Grössenordnung gerechnet werden. Ein Teil der Abweichungen ist auf den Umstand zurückzuführen, dass die Strömung durch die Nachbarschaft der Decke gedämpft wird. Es ist nicht möglich, diesen Teil im Rahmen dieses Projektes zu quantifizieren. Ein weiterer Teil kann daher kommen, dass der Temperaturanstieg in Strömungsrichtung nicht berücksichtigt wurde. Schliesslich sind auch die Korrelationen selbst mit Unsicherheiten behaftet. Für die gewählte, einfache Rechenmethode scheint die Korrelation von Baehr und Stephan realistischere Ergebnisse zu liefern als jene von Lloyd und Lewandowski.



Die Genauigkeiten des halbempirischen und analytischen Modells könnten verbessert werden, was aber den Rahmen des Projektes sprengen würde. Trotzdem sollen die hierfür erforderlichen Schritte skizziert werden:

So wie das empirische Modell nach SN EN 14037-4 wird auch beim halbempirischen und analytischen Modell die Leistung als Funktion des arithmetischen Mittels der Temperaturdifferenz dargestellt. Dies ist eine gute Näherung, solange diese Temperaturdifferenz wesentlich grösser ist als die Differenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur. Eine bessere Näherung liesse sich erreichen, wenn man die gemessenen Leistungsdichten auf die logarithmische Temperaturdifferenz bezieht. Diese Näherung basiert auf der Annahme, dass der Wärmeübergangskoeffizient konstant ist, was für den konvektiven Teil zulässig ist. Für den Strahlungsanteil trifft die Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten jedoch nicht zu. Für eine wesentliche Verbesserung müsste die Leistungsdichte des Strahlungsaustausches numerisch und orts aufgelöst berechnet werden. Nur dann kann die Abhängigkeit des Strahlungsaustausches von der vierten Potenz der absoluten Temperaturen beliebig genau abgebildet werden.

2.3 Transientes Raummodell (FHNW)

Die Wärmetransportmechanismen bei der Aktivierung durch Kapillarrohrmatten sind allgemein bekannt und in Simulationsprogrammen implementiert. Daher beschränkt sich dieser Abschnitt auf die Darstellung eines transienten Modells, bei dem die Gebäudemasse durch Strahlungsaustausch und natürliche Konvektion aktiviert wird. Das Modell basiert auf den Teilmodellen, die in den Abschnitten 2.1 und 2.2 hergeleitet wurden, sowie auf einem einfachen Raummodell, das in den folgenden Abschnitten hergeleitet wird.

2.3.1 Konvektiver Wärmeaustausch zwischen Raumluft und den Raumbegrenzungsflächen

Aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und den Raumbegrenzungsflächen stellt sich ein entsprechender konvektiver Wärmetransport ein. Die folgende Diskussion zeigt, können die entsprechenden Wärmeübergangskoeffizient nur mit beträchtlichen Unsicherheiten berechnet werden, weil die dazu verwendeten Korrelationen nur für idealisierte Situationen gelten.

Die Geschossdecke kann als eine von unten beheizte Fläche aufgefasst werden. Jedoch können die bei freier Konvektion auftretenden Strömungsformen durch die Anwesenheit der Kühlsegel eingeschränkt sein. Die Konvektion an Wänden Boden sind nicht nur durch Möbel beeinflusst, sondern auch durch benachbarte Raumbegrenzungsflächen, die an diese Flächen stossen. Die Anwendung von Korrelationen für ideale Fälle ist daher mit erheblichen Unsicherheiten behaftet. Auch die speziell für Innenräume entwickelten Modelle streuen erheblich, wie der umfassenden Übersicht von Khalifa [59] zu entnehmen ist. Für die Bemessung der Kühlsegelfläche ist es ausreichend, mit einem einheitlichen Wert für alle Flächen zu rechnen. Basierend auf den Validierungsexperimente von Khalifa and Marshall [60] wurde entschieden, eine Wärmeübergangszahl von $\alpha = 3 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$ für alle Flächen festzulegen.

2.3.2 Kombination des Kühlsegelmodells mit dem Mehrknoten-Raummodell

Der Raum wird entsprechend der Abbildung 21 modelliert. Die Geschossdecke wird als eindimensionales, mehrschichtiges Element dargestellt. Die Unterseite ist durch das Emissionsvermögen eines grauen Strahlers charakterisiert. Die Oberseite wird als adiabatisch angenommen.

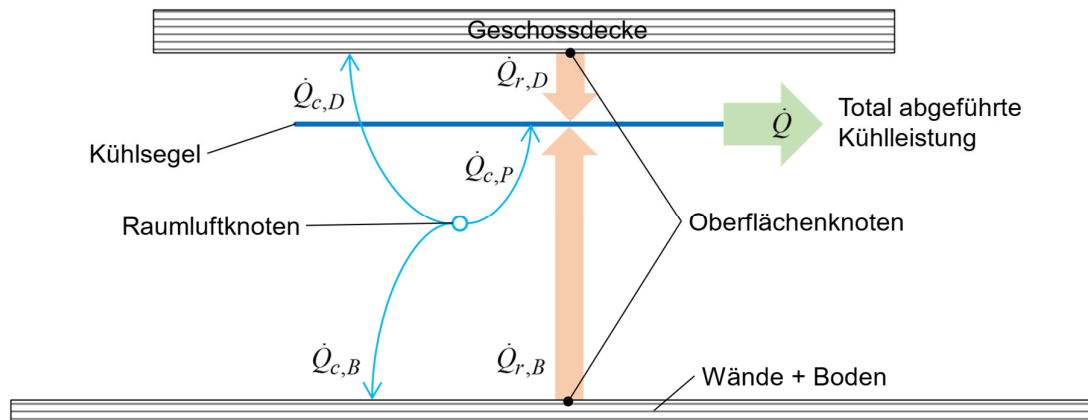


Abbildung 21 Raummodell mit Kühlsegel, Geschossdecke, Raumluftknoten und zusammenfassender Darstellung der Wände und des Bodens.

Der Boden und die Wände werden in einem einzigen Element zusammengefasst und ebenfalls als mehrschichtiges Element modelliert. Die dem Raum zugewandten Flächen werden ebenfalls durch das Emissionsvermögen eines grauen Strahlers charakterisiert. Die Aussenseite der Wände wird ebenfalls als adiabatisch angenommen. Für die Materialdicke, die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit müssen durch vorgängige Rechnung geeignete Mittelwerte bestimmt werden. Die Raumluft wird als isotherm angenommen und durch einen einzigen Rechenknoten dargestellt.

Das Raummodell besitzt folglich einen Raumluftknoten und je einen Oberflächenknoten für die Geschossdecke und die übrigen Begrenzungsflächen. Das Kühlsegel ist durch den Knoten der mittleren Fluidtemperatur und seine Projektionsfläche bestimmt. Der Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion an das Kühlsegel geschieht mit Hilfe der Potenzfunktionen (62) bzw. (64). Der konvektive Wärmetransport zwischen Raumknoten und den Oberflächenknoten wird mit Hilfe des oben definierte Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Der Strahlungsaustausch zwischen den Bereichen der Geschossdecke, die nicht durch das Kühlsegel abgeschirmt sind, und den übrigen Raumbegrenzungsflächen wird vernachlässigt. Die erforderliche Anzahl der inneren Knoten der schichtförmig aufgebauten Elemente wird mit Hilfe der Biot-Zahl bestimmt. Diese ist das dimensionslose Verhältnis des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_c zum Wärmeleitwert λ/L .

$$\text{Bi} = \frac{\alpha_c L}{\lambda} \quad (65)$$

Die Länge L ist die charakteristische Länge bei der Wärmeleitung. Damit numerische Lösungen realitätsnah sind, darf nach Baehr and Stephan [55] die Biot-Zahl den Wert 0.1 nicht übersteigen. Tabelle 7 zeigt die zulässige Dicke der Randschicht für verschiedene Materialien bei einer Wärmeüberganszahl von $3 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$. Entsprechend muss die Anzahl Knoten des schichtweisen Aufbaus gewählt werden.

Tabelle 7 Maximal zulässige Distanz zweier Rechenknoten für unterschiedliche Materialien bei einer Biot-Zahl von 0.1, berechnet für einen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha_c = 3 \text{ W/(K m}^2\text{)}$, mit Stoffdaten nach Kuchling [61].

Bauteil	λ W/Km	L mm
Gipsplatte	0.3	10
Beton	2.1	70
Holz	0.15	5



Der Wärmestrom durch Strahlungsaustausch zwischen Kühlsegel und Geschossdecke ist:

$$\dot{Q}_{r,D} = A_P \cdot k_{r,D} (\vartheta_D - \vartheta_m)^{n_{r,D}} \quad (66)$$

Der Wärmestrom durch Strahlungsaustausch zwischen Kühlsegel und den übrigen Raumbegrenzungsflächen ist entsprechend:

$$\dot{Q}_{r,B} = A_P \cdot k_{r,B} (\vartheta_B - \vartheta_m)^{n_{r,B}} \quad (67)$$

Der Wärmestrom durch konvektiven Austausch zwischen Kühlsegel und Raumluft ist:

$$\dot{Q}_{c,P} = A_P \cdot k_c (\vartheta_L - \vartheta_m)^{n_c} \quad (68)$$

Die Raumluft steht in konvektivem Austausch mit der Geschossdecke und den übrigen Begrenzungsflächen:

$$\dot{Q}_{c,D} = \alpha (\vartheta_A - \vartheta_D) \quad ; \quad \dot{Q}_{c,B} = \alpha (\vartheta_A - \vartheta_B) \quad (69)$$

Die Energiebilanz für den Raumknoten stellt die Änderung der Raumtemperatur als Folge der Zu- und abgeführten Wärmeströme dar.

$$\frac{\partial}{\partial t} \vartheta_L \rho_L V_L c_{p,L} = -\dot{Q}_{c,P} + \dot{Q}_{c,D} + \dot{Q}_{c,B} \quad (70)$$

Die Energiebilanz für den Deckenknoten berücksichtigt den Wärmestrom, der durch den lokalen Temperaturgradienten im Beton entsteht.

$$\frac{\partial}{\partial x} \vartheta_D \lambda A_D = \dot{Q}_{r,D} - \dot{Q}_{c,D} \quad (71)$$

Dieser Temperaturgradient ist durch die Temperaturverteilung in der Betondecke bestimmt. Wenn man vereinfachend annimmt, dass der Wärmestrom ausschliesslich senkrecht zur Deckenoberfläche verläuft, kann die Zeitentwicklung des Temperaturfeldes durch eine eindimensionale, partielle Differentialgleichung beschrieben werden:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \quad (72)$$

Als weitere Vereinfachung wird angenommen, dass die Oberseite der Betondecke so gut isoliert ist, dass sie als adiabatisch betrachtet werden kann. Damit ergibt sich die erste Randbedingung zur Gleichung (72):

$$\left. \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right|_{x=d} = 0 \quad (73)$$

Die zweite Randbedingung ist durch die Gleichung (71) gegeben. Ein analoger Satz von Gleichungen (71) bis (73) wird auch für die in einem Element zusammengefassten Wände und den Boden formuliert. Die Differentialgleichungen werden nach dem expliziten Verfahren nach Richardson [62] gelöst.



2.4 Simulations- und Dimensionierungsprogramm CoolShift-Beta (FHNW)

Um die in den Abschnitten 2.1, 2.2 und 2.3 entwickelten Modelle und Berechnungsmethoden für die Dimensionierung nutzbar zu machen, wurde ein entsprechendes Simulationsprogramm in VBA unter Excel entwickelt. Dieses verfügt über einfach zu bedienende Ein- und Ausgabemöglichkeiten und ermöglicht die Modellierung von Kühlsegeln und des zu kühlenden Raumes. Die Beta-Version dieses Simulationsprogramms wird als Open-Source zur Verfügung gestellt.

2.4.1 Möglichkeiten zur Berechnung von Kühlsegeln

Kühlsegel, geprüft nach SN EN 14037-4: Das Programm ermöglicht die Eingabe der empirischen Leistungskennzahlen nach SN EN 14037-4 sowie der Materialeigenschaften und Abmessungen des Kühlsegels. Durch Anwenden des halbempirischen Modells nach Abschnitt 2.2.4 berechnet das Programm die Koeffizienten der Teilmodelle für die Wärmetransportanteile der Strahlung und Konvektion.

Ungeprüfte Kühlsegel (Prototypen): Das Programm ermöglicht die Eingabe der Materialeigenschaften und der Abmessungen des Kühlsegels. Ausserdem kann Geometrie der Strömungskanäle und deren hydraulische Verschaltung definiert werden. Durch Anwenden des analytischen Modells nach Abschnitt 2.2.5 berechnet das Programm anschliessend die Koeffizienten der Teilmodelle für die Wärmetransportanteile der Strahlung und Konvektion.

Die Koeffizienten der Teilmodelle stehen anschliessend für die Simulation von Kühlszenarien zur Verfügung.

Es ist zu beachten, dass sowohl das halbempirische als auch das analytische Modell nur für frei umströmte Kühlsegel ohne schalldämmende Zusatzelemente gelten. Modellerweiterungen, die beispielsweise den Einfluss von Vliesen oder anderen Schallabsorbern auf den Wärmetransport berücksichtigen, sind machbar.

2.4.2 Möglichkeiten zur Simulation des Kühlbetriebs

Das Programm ermöglicht die Simulationen des nächtlichen Kühlbetriebs unter vorgebbaren Anfangs- und Randbedingungen in zwei Varianten:

- a. Kühlbetrieb mit Unterstützung durch Kältemaschine bei vorgegebener mittlerer Fluidtemperatur. Vergleich der abgeführten Wärme mit der vorgegebenen Kühllast. Mit dieser Rechnung kann beurteilt werden, ob die Kühlsegelfläche ausreichend ist.
- b. Kühlbetrieb ohne Unterstützung durch Kältemaschine (Free Cooling). Vergleich der abgeführten Wärme mit der vorgegebenen Kühllast. Mit dieser Rechnung kann beurteilt werden, unter welchen Voraussetzungen Free Cooling möglich ist und ob der Typ und die Fläche der Kollektoren ausreicht.

Der Beginn und die Dauer des Kühlbetriebs können vorgegeben werden. Das Programm berechnet die zeitlichen Verläufe der Temperaturen und Leistungen sowie die abgeführten Wärmemengen. Letztere werden zusammen mit der über einen Tag integrierten Kühllast nach SIA 382/2:2011 vergleichend dargestellt.

Zur Simulation des Kühlbetriebs müssen die Materialeigenschaften und Dimensionen des Raumes Geschossdecke sowie der Dimensionen und der gemittelten Eigenschaften der Wände und des Bodens. Ausserdem müssen Typ und Fläche der Kühlsegel und der zur Wärmeabgabe dienenden Kollektoren eingegeben werden. Was hierbei zu beachten ist, wird in den Beispielen im Abschnitt erläutert.

Das Programm ermöglicht die Definition eines Raumes nach Abbildung 13 und Abbildung 21 durch seine Länge, Breite und Höhe. Die Geschossdecke kann als homogene Platte modelliert werden. Der Boden, die Wände, der Rahmenanteil der Fenster und das Mobiliar werden zu einer fiktiven, ebenfalls



homogenen Platte zusammengefasst. Sowohl die Geschossdecke als auch die fiktive Platte können in beliebig viele Schichten unterteilt werden. Die Obergrenze der Biot-Zahl kann vorgegeben werden. Mit dieser Vorgabe berechnet das Programm einen Vorschlag für die Anzahl Schichten der Geschossdecke und der fiktiven Platte. Die Raumluft wird durch einen einzigen Knoten dargestellt. Der Wärmeaustausch mit dem Glasanteil der Fenster wird vernachlässigt. Der Wärmeaustausch des Raumes mit seiner Umgebung wird vernachlässigt. Als Anfangsbedingung wird mit einer homogenen Temperaturverteilung gerechnet. Die Anfangstemperatur ist vorgebar.

Die Kühlsegefläche kann vorgegeben werden. Es kann ausgewählt werden, ob mit den Parametern des halbempirischen Modells oder des analytischen Modells gerechnet werden soll.

Der Kollektortyp und die Kollektorfläche können vorgegeben werden. Das Programm enthält einen Katalog nach Tabelle 8 mit den empirischen Parametern aller Kollektoren, die am SPF vermessen wurden. Die Parameter sind in dem mit 9806-mod beschrifteten Teil der Tabelle 14 im Abschnitt 3.1.1 entnommen. Der Katalog ist beliebig erweiterbar.

Tabelle 8 Leistungsparameter der Kollektoren

Kollektor Typ	eta0,b	K	Kd	a1 W/(m²K)	a2 W/(m²K²)	a3 Ws/(m³K)	a4 Ws/(m²K)	a5 s/m	a6 s/m	a7 s/m	a8 W/(m²K4)
P1	0.653	1479	1	19.679	0.02	1.398	0.379	18135.3	0.019	0.03	0
P2	0.244	727.4	1	23.83	0	2.87	0.732	13608.7	0	0.01	0
P3	0.402	4.363	0.887	24.988	0.15	4.036	0.058	6819.4	0.032	0.083	0
P4	0.623	2213.1	1	22.424	0.032	5.01	0.03	3279.3	0.026	0.192	0
P5	0.375	9.117	1	56.352	0.054	5.955	0	2631.7	0	0.068	0
P6	0.385	61.556	1	17.141	0	1.802	0.072	6662.4	0.036	0	0

Es steht ein Katalog mit Tagesdatensätzen von typischen Umgebungsbedingungen nach Tabelle 9 zur Verfügung. Der Katalog kann beliebig erweitert werden. Jeder Datensatz besteht aus 24 Stundenwerten für Umgebungstemperatur, solare Bestrahlungsstärke, Infrarotgegenstrahlung des Himmels und Windgeschwindigkeit.

Tabelle 9 Tagesdatensätze mit Umgebungsprofilen

Zeit h	May, clear, warm (13. Mai)					May, grey (1. Mai)					July, clear, warm (6. Juli)					July, grey (30. Juli)				
	T_a °C	EL W/Km2	G W/Km2	v m/s		T_a °C	EL W/Km2	G W/Km2	v m/s		T_a °C	EL W/Km2	G W/Km2	v m/s		T_a °C	EL W/Km2	G W/Km2	v m/s	
12	23.8	338	779	2.8		16.2	361	266	7.8		24.5	327	908	5.8		21.3	404	141	1.9	
13	25.2	339	830	3.8		17.3	365	280	6.4		26.1	328	985	6.5		21.6	405	149	1.4	
14	26.3	343	836	1.9		17.7	368	282	2.8		27.4	326	1010	7.7		21.9	405	169	1.2	
15	27.1	343	812	0.8		18.3	367	289	2.8		28.4	329	979	7.7		22.1	401	175	5.8	
16	27.6	345	743	1.7		18.4	367	277	6.4		28.9	329	901	10.2		22.3	398	167	4.1	
17	27.7	347	620	0.9		18.4	368	220	2.6		29	333	781	14.6		22.3	402	146	6.5	
18	27.4	349	472	0.7		18.2	367	169	4.6		28.7	335	625	11		22.2	404	101	6.5	
19	26.7	353	304	4.6		17.8	370	101	1.3		27.8	334	444	12.4		22	400	74.1	2.9	
20	25.6	360	144	3.8		17.5	368	41.3	1		26.4	337	257	5.8		21.8	401	33.2	3.9	
21	24.3	360	9.6	4.2		17	363	1.2	0.5		24.7	343	93.7	4.1		21	400	3.1	3.1	
22	22.8	361	0.04	1.1		16.4	358	0.004	0.3		22.8	340	0.4	4.5		20.3	398	0.01	1.2	
23	21.2	357	0	1		15.8	353	0	1.1		20.7	344	0	7.7		19.5	397	0	0.2	
24	19.7	354	0	1		15.2	347	0	1.5		18.6	342	0	4.5		18.6	392	0	0.1	
1	18.8	346	0	4.6		16.4	334	0	2.1		18.6	354	0	1.7		18.9	394	0	2.1	
2	17.5	344	0	2.3		15.9	326	0	2.8		17.1	352	0	1.1		18.9	392	0	2.1	
3	16.1	341	0	1.3		15.3	325	0	1		15.3	341	0	0.4		18.3	389	0	1.5	
4	15.4	337	0	3.5		15	321	0	0.2		14.3	337	0	1.9		18.8	393	0	0.8	
5	14.9	334	0	6.1		14.7	326	0	0.1		13.5	335	0	0.5		19.1	394	0	0.5	
6	14.9	339	0	7		14.3	339	0	0.1		13.3	331	1	1.1		19.1	394	0	0.7	
7	15.5	340	52.8	6.1		14.4	349	4	0.3		14.4	329	93.6	2.4		18.9	394	4	1.4	
8	16.8	343	192	3.5		15	353	50.8	1.1		16.2	327	257	0.4		19.4	397	33.9	0.7	
9	18.5	343	358	3.8		15.5	354	109	0.8		18.2	325	444	1.5		20	399	63.9	0.8	
10	20.3	342	522	2.5		16.2	355	184	2.3		20.4	319	626	2.9		20.4	401	103	4.8	
11	22.1	339	665	3.8		16.8	359	227	4.2		22.5	323	785	5.8		21	403	133	2.4	



2.4.3 Illustration der Methoden anhand einiger Beispiele

Um die Methoden zu illustrieren, werden mit Hilfe des oben beschriebenen Programms unterschiedliche Szenarien für die Kühlung des Grossraumbüros simuliert. Das Grossraumbüro wurde in Anlehnung an die detaillierten Spezifikationen im Anhang 8 definiert hat eine Grundfläche von 8 x 18 m und eine Geschosshöhe von 3 m. Die Fensterfläche beträgt 30m². Tabelle 10 zeigt den materiellen Aufbau Raumbegrenzungen. In der letzten Spalte sind die Anzahl Knoten gelistet. Eine Verdoppelung der Knotenzahl hat praktisch keinen Einfluss auf die Resultate.

Tabelle 10 Materielle Spezifikation der Geschossdecke sowie des Bodens und der Wände.

	Dicke m	ρ kg/m ³	λ W/(K·m)	c_p J/(kg·K)	ε -	Knoten
Geschossdecke	0.25	2400	2.5	1000	0.93	20
Boden und Wände	0.04	2200	1.5	1000	0.93	10

Mit Hilfe von IDA-ICE wurde der Kühlleistungsbedarf im Auslegungsfall nach SIA 382/1 [63] ermittelt. Der tagsüber durch bedarfsgesteuerte Kühlung aus dem Raum abzuführende Wärmemenge beträgt $Q_K = 42.5$ kWh. Es wird angenommen, dass ohne bedarfsgesteuerte Kühlung dieselbe Wärmemenge in der Gebäudemasse gespeichert wird, und dass die Temperatur des Raumes vor dem Beginn der nächtlichen Kühlung einen homogenen Wert von 26 °C angenommen hat. Alle Szenarien werden mit diesen Vorgaben berechnet.

Die Kühlsegelfläche beträgt 70% der Deckenfläche bzw. 100.8m². Als Kollektoren wird der Typ P3 eingesetzt. Dieser bedeckt 80% der gesamten Dachfläche. Unter der Annahme, dass jedem Raum derselbe Anteil Kollektorfläche zugeordnet werden kann, erhält man eine Kollektorfläche von rund 44 m² für das Grossraumbüro.

Unter den verfügbaren Umgebungsprofilen wird zunächst das Profil «July, clear, warm (6. Juli)» gewählt. Der Kühlbetrieb wird um 22 Uhr gestartet und dauert 9 Stunden. In einem ersten Schritt wird der Kühlbetrieb bei konstanter mittlerer Fluidtemperatur der Kühlsegel simuliert. Die mittlere Fluidtemperatur wird so lange variiert, bis die während des gesamten Kühlbetriebs entzogene Wärme der Kühllast entspricht. Abbildung 22 zeigt die während des Kühlbetriebs entzogenen Wärmemengen (orange) im Vergleich zur abzuführenden Wärmemenge (gelb). Interessanterweise ist der Betrag der Decke praktisch gleich gross wie jener des Bodens und der Wände. Wie erwartet ist der Betrag der Luft vernachlässigbar. Sie liefert aber einen wichtigen Beitrag zum konvektiven Wärmetransport.

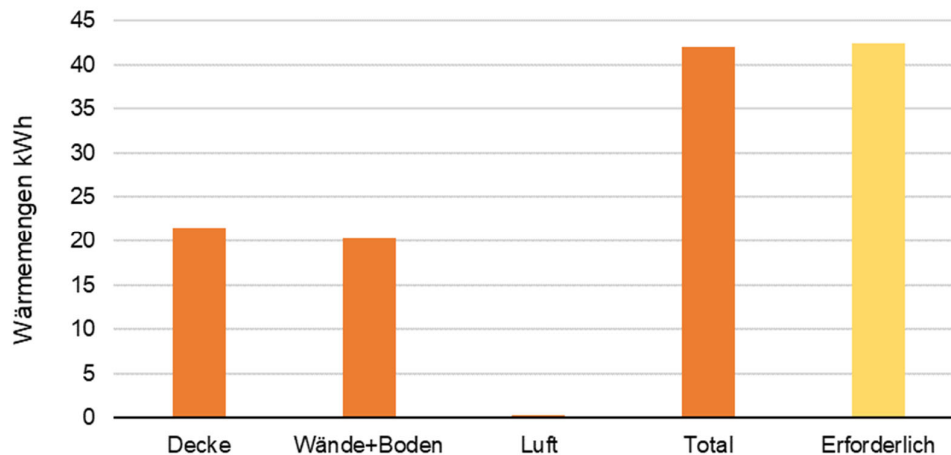


Abbildung 22 Entzogene Wärmemengen bei konstanter mittlerer Fluidtemperatur der Kühlsegel.



Abbildung 23 zeigt die Zeitentwicklung der Temperaturverteilung in der Geschossdecke. Die horizontale Linie bei 26 °C ist die Anfangsbedingung. Das Zeitintervall zwischen benachbarten Linien beträgt 1 Stunde.

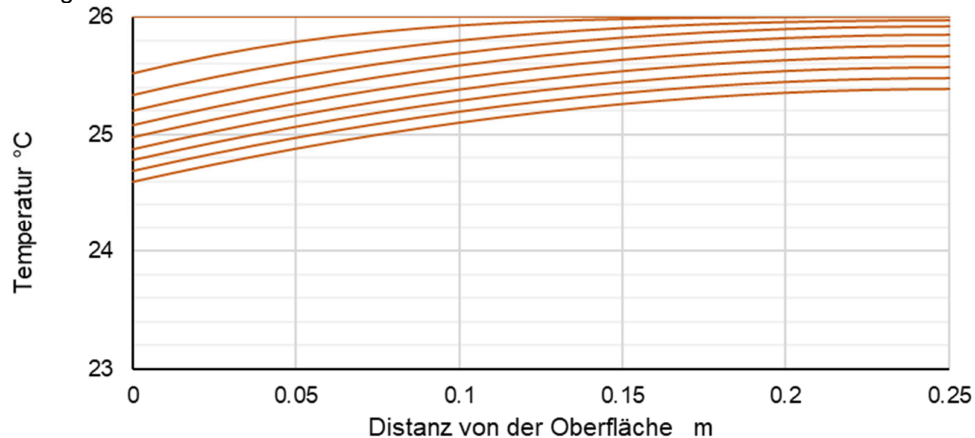


Abbildung 23 Temperaturverteilung in der Geschossdecke bei der Aktivierung durch Kühlsegel. Die zeitliche Distanz zwischen den Kurven ist 1 Stunde.

Abbildung 24 zeigt die Zeitentwicklung der Temperaturverteilung in dem Element, das den Boden und die Wände zusammenfasst. Dieses Element hat nur 20% der Dicke der Geschossdecke, bei vergleichbarer Wärmekapazität. Daher kühlt es sich rascher und auf tiefere Temperaturen ab.

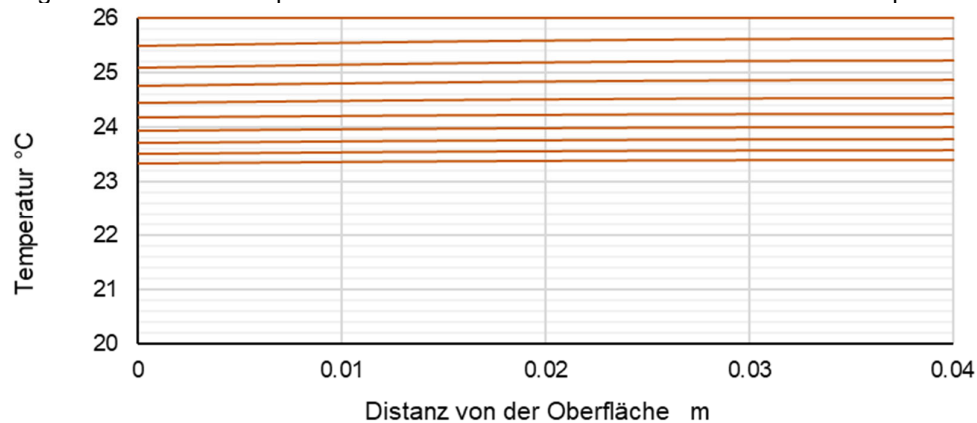


Abbildung 24 Temperaturverteilung in dem Element, das den Boden und die Wände zusammenfasst. Die zeitliche Distanz zwischen den Kurven ist 1 Stunde.

Wie Abbildung 25 zeigt, kühlt die Luft anfangs viel rascher ab und erreicht nach 9 h etwa die Temperatur der Wände und des Bodens.

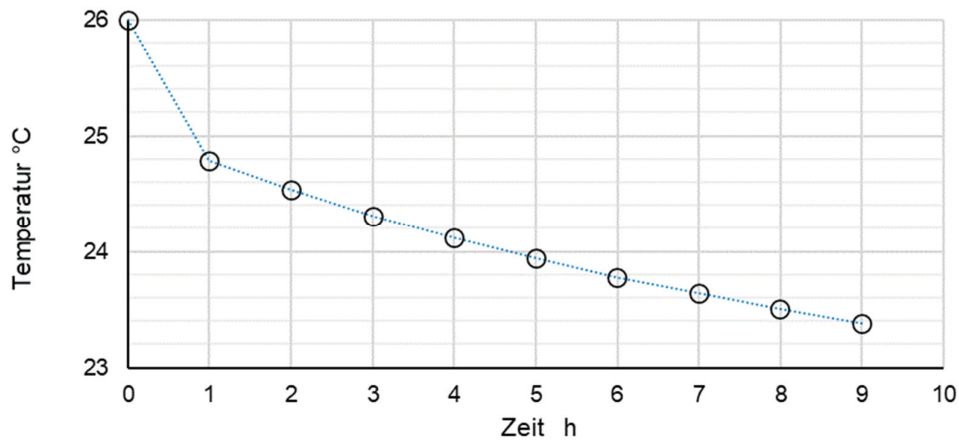


Abbildung 25 Zeitlicher Verlauf der Lufttemperatur.

Abbildung 26 zeigt den zeitlichen Verlauf der Leistungen, die an die Kühlsegel übertragen bzw. von den Kollektoren an die Umgebung abgegeben werden. Beide Werte müssen aus Gründen der Energieerhaltung übereinstimmen, was durch die Rechnung bestätigt wird.

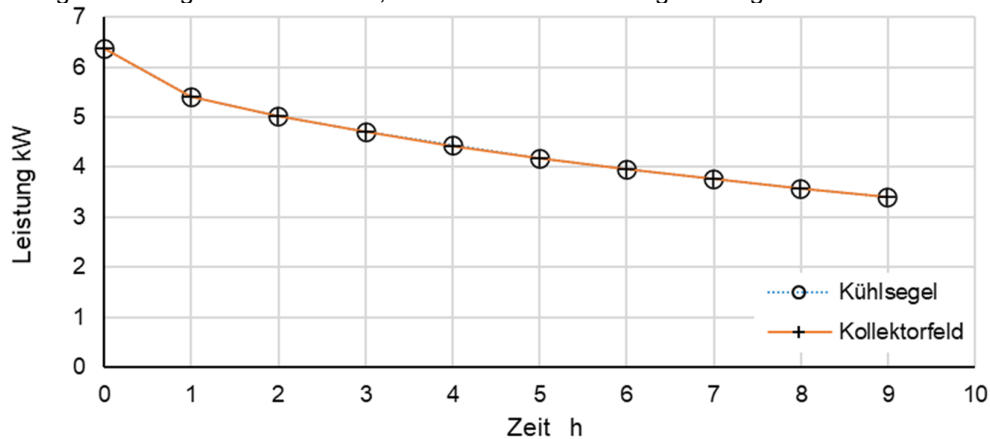


Abbildung 26 Zeitlicher Verlauf der Leistung bei konstanter mittlerer Fluidtemperatur der Kühlsegel

Die Leistung ist allein durch das Temperaturgefälle zwischen dem Kühlsegel und den Raumknoten bestimmt. Entsprechend ist die Leistung am Anfang gross und sinkt mit abnehmenden Raumtemperaturen. Die mittleren Temperaturen der Kollektoren stellen sich so ein, dass dieselbe Leistung an die Umgebung abgegeben wird.

Abbildung 27 zeigt den Verlauf der Temperaturen. Offenbar ist diese Anwendung prädestiniert für den Einsatz einer Niederhubwärmepumpe. In den letzten Stunden des Kühlbetriebs liegt die mittlere Temperatur der Kollektoren sogar unter der mittleren Temperatur des Kühlsegels, was durch Free-Cooling erreicht werden kann. Die Wärmepumpe muss unter den vorgegebenen Bedingungen nur in den ersten 5 Stunden des Kühlbetriebs laufen.

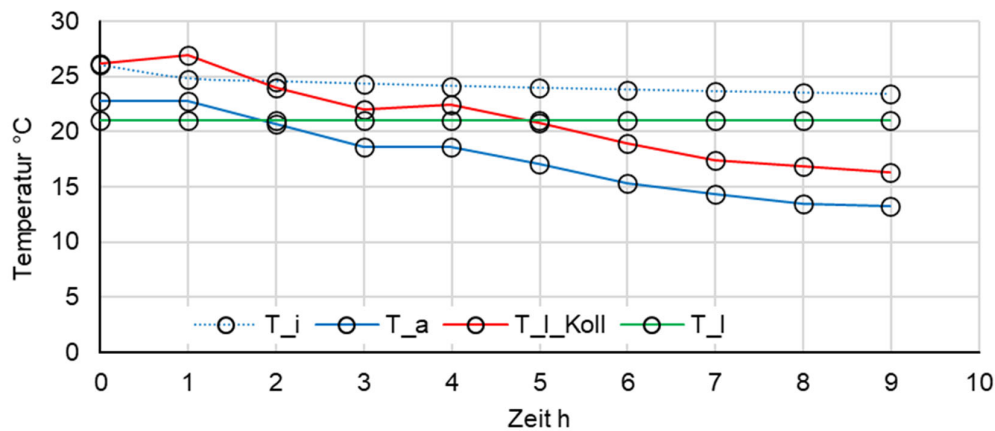


Abbildung 27 Zeitlicher Temperaturverlauf der Raumluft T_i , des Fluids im Kühlsegl T_l , des Fluids im Kollektor T_{l_Koll} und der Umgebungsluft T_a .

Damit stellt sich die Frage, wie der reine Free-Cooling Betrieb aussieht. Hierzu wird angenommen, dass der Kreislauf der Kühlsegl und der Kreislauf der Kollektoren über einen Wärmeübertrager gekoppelt sind, der bei einer Leistung von 5 kW eine Grädigkeit von 4 K besitzt. Ausserdem wird angenommen, dass die Wärmekapazitätsströme in beiden Kreisläufen gleich sind und die Grädigkeit eine lineare Funktion der übertragenen Leistung ist.

Abbildung 28 zeigt, dass die abgeführte Wärmemenge im Free-Cooling Betrieb deutlich kleiner ist als die abzuführende Kühllast.

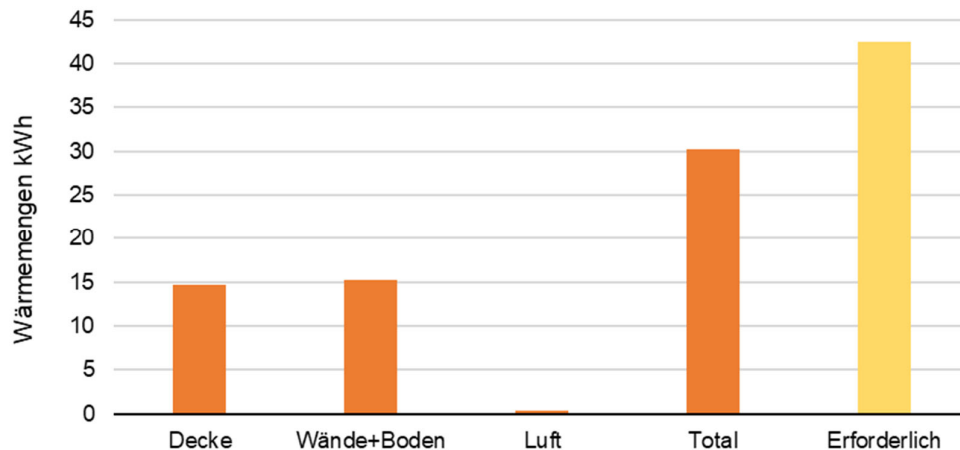


Abbildung 28 Entzogene Wärmemengen im Free-Cooling Betrieb.

Die Leistung ist nun abhängig vom Potenzial, das durch die Temperaturen des Raumes und der Umgebungsbedingungen gegeben ist. Nach Abbildung 29 ist die Leistung zu Beginn sehr klein und steigt dann mit sinkender Umgebungstemperatur stark an.

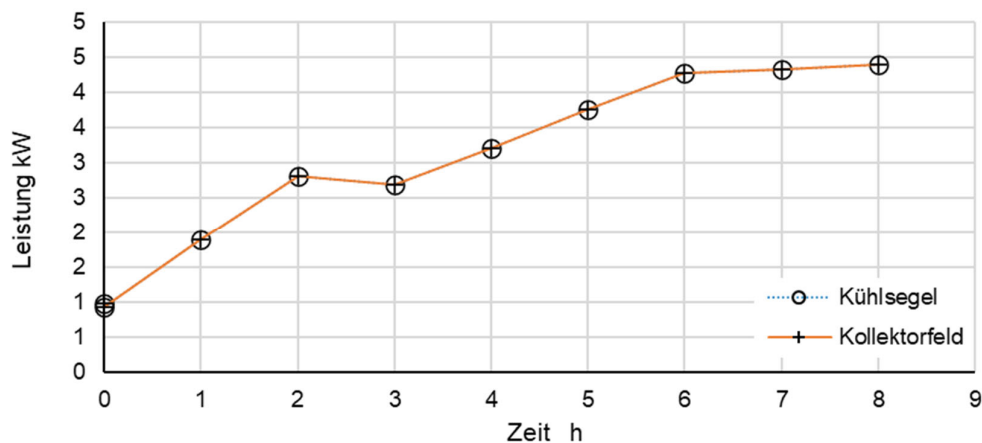


Abbildung 29 Zeitlicher Verlauf der Leistung im Free-Cooling Betrieb.

Abbildung 30 zeigt den Verlauf der Temperaturen im Free-Cooling Betrieb. Erwartungsgemäss liegt die mittlere Fluidtemperatur der Kühlsegel stets über jener der Kollektoren und unter der Raumlufthtemperatur.

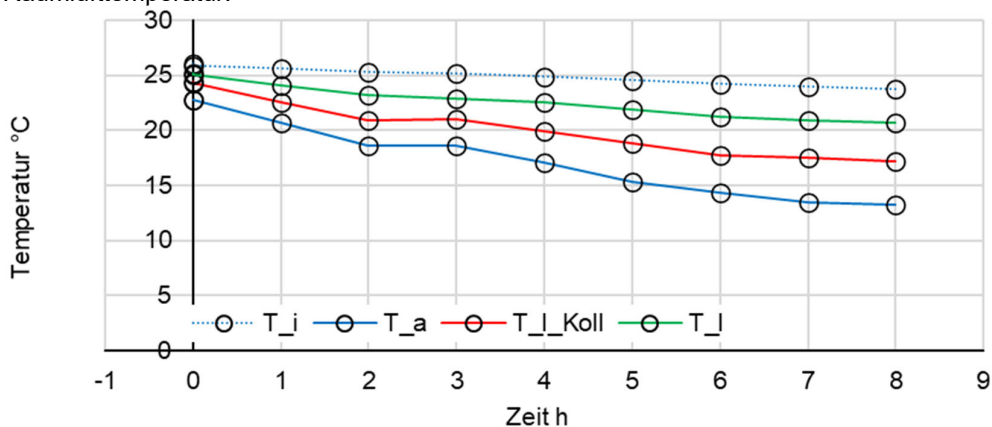


Abbildung 30 Zeitlicher Verlauf der Temperaturen im Free-Cooling Betrieb.

Die Leistung im Free-Cooling Betrieb lässt sich durch zwei Massnahmen steigern. Einerseits kann die Länge des Plattenwärmeübertragers verdoppelt werden, beispielsweise durch Serienschaltung zweier Plattenwärmeübertrager. Dadurch wird die Grädigkeit bei gleicher Leistung halbiert. Andererseits kann der Kollektortyp P3 durch den Typ P5 ersetzt werden. Dieser liefert gemäss der im Abschnitt 3.1.1 gezeigten Abbildung 43 wesentlich höhere Bruttokälteerträge. Die Ergebnisse dieser Varianten sind in Abbildung 31 dargestellt. Der erste Balken mit dem Label «4K, P3» entspricht dem Total in Abbildung 28. Der zweite Balken entspricht der Situation mit halbiert Grädigkeit. Die Leistungssteigerung durch Reduktion der Grädigkeit ist beachtlich und sollte daher bei der Planung in Erwägung gezogen werden.

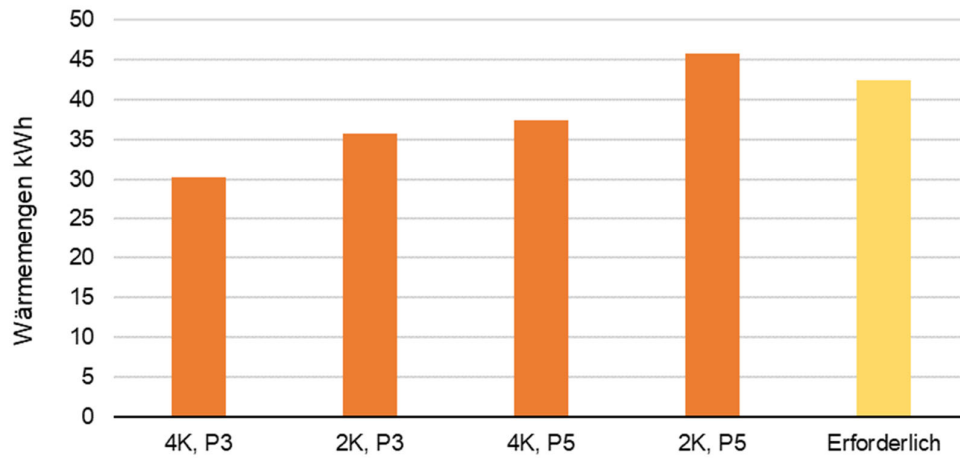


Abbildung 31 Entzogene Wärmemengen im Free-Cooling Betrieb mit den Kollektortypen P3 und P5 und zwei unterschiedlichen Grädigkeiten des Wärmeübertragers von 2 K und 4 K.

Abbildung 32 zeigt die entzogene Wärmemenge im Free-Cooling Betrieb mit der Variante «P3, 2K» bei vier unterschiedlichen Nächten. Die Umgebungsbedingungen haben offenbar einen starken Einfluss darauf, ob Free-Cooling möglich oder die Unterstützung einer Kältemaschine erforderlich ist.

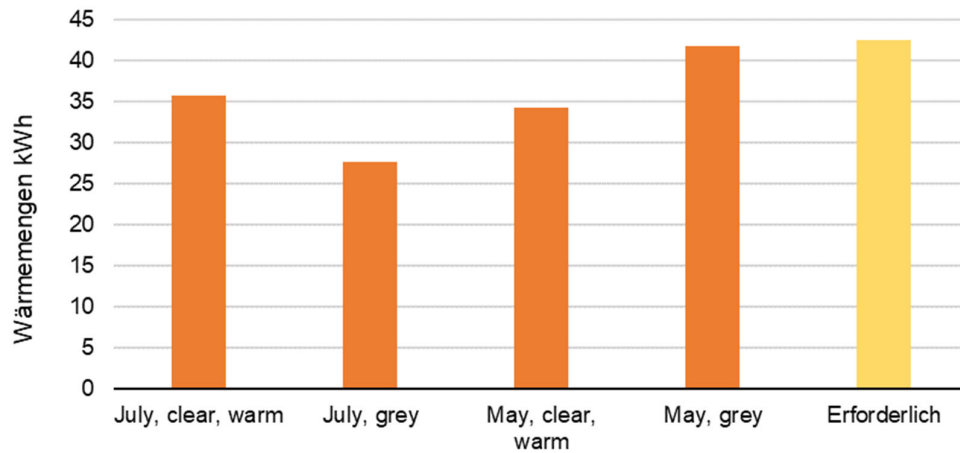


Abbildung 32 Entzogene Wärmemengen im Free-Cooling Betrieb mit dem Kollektortyp P3 und einer Grädigkeit des Wärmeübertragers von 2 K.



2.5 Thermische Speicher zur Lastverschiebung (FHNW)

Das Speichervermögen der Gebäudemasse ist praktisch kostenlos, jedoch nicht in allen Fällen zugänglich. Als Alternative zur Bauteilaktivierung sind grundsätzlich auch andere Speicherformen möglich. Bei einem System mit Pufferspeicher kommen noch die Kosten des Speichers und dessen Installation hinzu. Dies sind Nachteile, die einer Lösung mit Pufferspeicher von vornherein entgegenstehen. Ausserdem benötigt der Speicher Platz, der in oder bei bestehenden Bauten nur möglicherweise verfügbar ist. Für die Wärme- und Kältespeicherung sind Wasserspeicher als Hauptvariante verbreitet, da das Wasser eine hohe spezifische Wärmekapazität aufweist, günstig und unschädlich für die Umwelt ist.

Eine Variante ist der Kies-Wasser Speicher⁵, der in Form einer abgedichteten Grube angelegt wird. Damit er für den Kühlbetrieb eingesetzt werden kann, muss er nach oben wärmedämmend sein. Die auf das Volumen bezogene spezifische Wärmekapazität ist mit rund $2800 \cdot 10^3 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ ebenfalls recht hoch.

Die Variante Eisspeicher (Latentwärmespeicher) wird ebenfalls für Kühlanwendungen eingesetzt. Eis hat eine Dichte von 916 kg/m^3 und eine hohe Schmelzenthalpie von 332 kJ/kg , was einer Speicherdichte von 84.4 kWh/m^3 entspricht. Die praktisch erreichbare Speicherdichte liegt nach Recknagel [34] zwischen 40 und 60 kWh/m^3 . Speicher mit sonstigen Phasenwechselmaterialien, sogenannten Phase Change Materials (PCM), sind ebenfalls denkbar. Oró et al. [64] geben eine umfassende Darstellung zu thermophysikalischen Eigenschaften zahlreicher PCMs, inklusive ihrer chemischen Beständigkeit. Tay et al. [65] haben einen PCM Speicher für die Kühlung von Gebäuden untersucht. Der Phasenwechsel findet bei 17°C statt. Das Material hat eine Dichte von 1525 kg/m^3 und eine Schmelzenthalpie von 160 kJ/kg , was in einer Speicherdichte von 67.8 kWh/m^3 entspricht. Konstruktionsbedingt wird eine Speicherdichte von 50.8 kWh/m^3 erreicht, was etwa dem Wert von Wasser entspricht. Für die Abschätzung wird der Wert von 50 kWh/m^3 stellvertretend für alle Latentwärmespeicher verwendet.

Basierend auf der Kühllastberechnung wird das erforderliche Volumen abgeschätzt. Die gesamte aus dem Gebäude abzuführende Wärme beträgt 594 kWh . Es wird angenommen, dass der Temperaturhub bei einem Entladezyklus 5 K bzw. 10 K beträgt. Tabelle 11 zeigt die erforderlichen Dimensionen von Speichern zur Zwischenlagerung der Abwärme des Referenzgebäudes.

Tabelle 11 Erforderliche Dimensionen von Speichern ohne Wärmedämmung zur Zwischenlagerung der Abwärme des Referenzgebäudes.

Speichertyp	$V \text{ m}^3$	$d \text{ m}$	$H \text{ m}$	$L \text{ m}$	$B \text{ m}$
Zyl. Pufferspeicher, Wasser	102	4	8.1		
Kies-Wasserspeicher	153		3	10	5.1
Latentwärmespeicher	12		2	3	2

Ein Pufferspeicher dieser Grössenordnung lässt sich in einem Bestandsbau kaum realisieren. Sofern ausreichend Platz auf der Parzelle vorhanden ist, könnte z.B. ein Wasser- oder Kies-Wasserspeicher auch im Baubestand realisierbar sein. Latentwärmespeicher könnte durchaus in Bestandsgebäuden Platz finden, beispielsweise durch Ersatz bzw. Umnutzung des Öltanks. Die Variante Eisspeicher kann nur in Kombination mit einer Kältemaschine betrieben werden. Bei PCMs mit höheren Umwandlungstemperaturen von beispielsweise 18°C ist ein Anteil Free-Cooling denkbar. Die wichtigsten Zusammenhänge werden in den folgenden Diagrammen dargestellt. Abbildung 33 zeigt das erforderliche Speichervolumen als Funktion der täglich abzuführenden Wärmemenge für einen Temperaturhub von 5 bzw. 10 K .

⁵ <https://technologiematrix.synergie-projekt.de/steckbrief/kies-wasser-waermespeicher/>

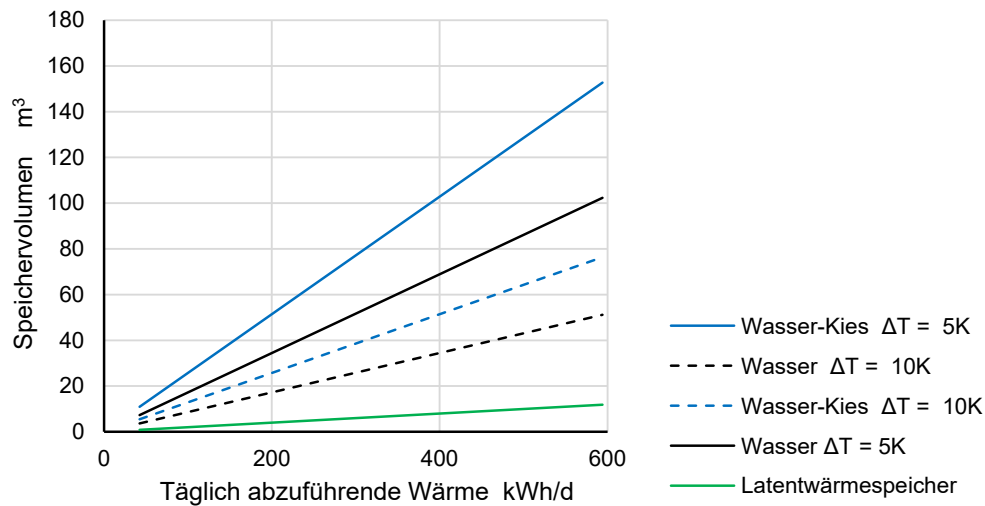


Abbildung 33 Erforderliches Speichervolumen als Funktion der täglich abzuführenden Wärmemenge für einen Temperaturhub von 5 bzw. 10 K.

Abbildung 34 zeigt die abzuführende Wärmemenge und das erforderliche Speichervolumen als Funktion der Energiebezugsfläche, gültig für das spezifizierte Referenzgebäude inklusive Nutzungsprofil und die klimatischen Randbedingungen, die zur Berechnung der Kühllast zugrunde gelegt wurden. Aussagen des Diagramms dürfen streng genommen nicht auf andere Gebäude übertragen werden.

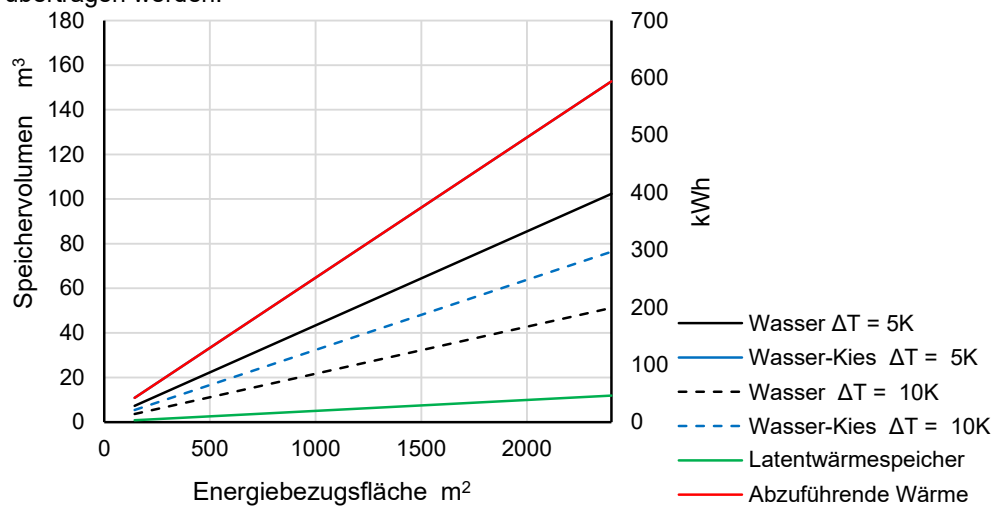


Abbildung 34 Abzuführende Wärmemenge und erforderliches Speichervolumen als Funktion der Energiebezugsfläche, gültig für das Referenzobjekt.



2.6 Simulationsvergleich von CoolShift mit Standardlösungen (HSLU)

Um die Leistungsfähigkeit und Effizienz des CoolShift-Systems beurteilen zu können, wurden Ganzjahres-Simulationen von einem Bürogebäude in verschiedenen HLKS-Konfigurationen durchgeführt. Als Referenz dienen die Standard-Kühllösungen, welche im folgenden Abschnitt beschrieben werden.

Die Beurteilung der HLKS-Systeme mit CoolShift und des klassischen Vergleichssystems erfolgt anhand eines generischen IDA-ICE Simulationsmodells, das alle erforderlichen Elemente besitzt und sich für vergleichende Simulationsrechnungen eignet. Dieses Modell wurde im Rahmen des SIA-Projekts «Klimadaten der Zukunft für Planende» an der HSLU erarbeitet. Das Modell kann mit Anpassungen im vorliegenden Projekt genutzt werden. Aufgrund der umfassenden Funktionalität und der grossen Verbreitung in der Branche wird IDA-ICE verwendet, ein Programm zur detaillierten dynamischen Simulation von Gebäuden. Es berechnet den zeitlichen Verlauf von Energieflüssen und Komfortvariablen (Lufttemperatur, Strahlungstemperatur, Luftfeuchte, CO₂-Konzentration) in den durch die Anwendenden definierten Zonen. Dabei stehen die Zonen, welche Personen, Geräte und Gegenstände beinhalten, über die an sie angrenzenden Bauteile und über den Luftaustausch im thermischen Kontakt zueinander sowie zu ihrer Umgebung. Somit berechnet IDA-ICE die dynamische Wechselwirkung zwischen Gebäude, Klima, Haustechnik und Benutzer. In einem der Simulationen nachfolgenden Post-Processing werden die variierenden Grössen, wie Energieverbrauchs- bzw. Komfortbewertungsgrössen, ausgewertet. Im Projekt wird die Version 4.8 verwendet [45].

2.6.1 Referenzgebäude

Wegen der beschränkten Wärmeleistung der PVT-Kollektoren «SOLINK» wird ein kompaktes, normgerecht saniertes Bürogebäude ausgewählt. Das Standardbürogebäude, siehe Abbildung 35, basiert auf der SIA2024:2021 [66]. Die lichte Raumhöhe beträgt – ebenfalls gemäss SIA 2024:2021 – 3 m. Mit Ausnahme des Untergeschosses weisen alle Geschosse den gleichen Grundriss auf. Das Untergeschoss wird als eine unbeheizte Zone ohne interne Lasten berücksichtigt. Der Glasanteil beträgt ca. 45 % der Fassadenfläche. Die Konstruktionen entsprechen den Grenzwerten der SIA 380/2:2021, Tabelle 3 [67]. Die internen Lasten entsprechen den Vorgaben der SIA 2024:2021. Weitere Details zur Gebäudehülle, Wärmebrücken, Lüftung, Nutzungen und Systeme, sowie die Fahrpläne der internen Lasten, sind im Anhang aufgeführt.

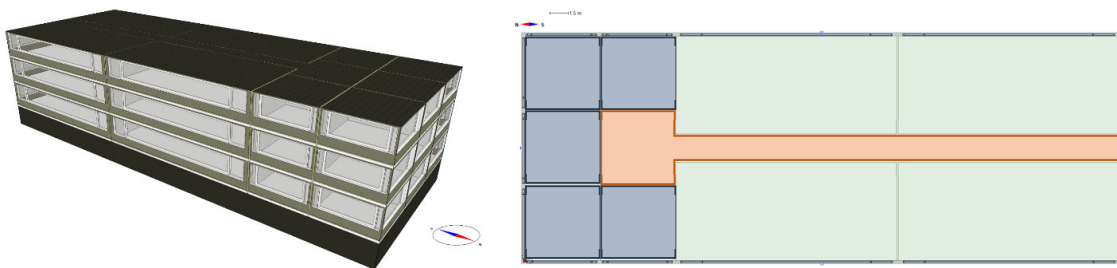


Abbildung 35 Simulationsmodell des Referenzgebäudes

Legende:

	Grossraumbüro:	8 x 18 m (Standardgrösse SIA 12 x 12 m)
	Einzel-, Gruppenbüro:	6 x 6 m
	Erschliessung:	6 x 6 m + 36 x 2 m (Restfläche (abweichend zu SIA 2 x 10 m))



2.6.2 CoolShift System

Die maximal belegbare Dachfläche für die PVT-Kollektoren «SOLINK» beschränkt sich auf 80 % (704 m²). Während des Heizbetriebs dienen die PVT-Kollektoren als Wärmequelle für die einstufige reversible Wärmepumpe. Damit werden das Trinkwarmwasser, die Zuluft in der Lüftungsanlage, sowie der Wärmespeicher erwärmt. Die Wärmeabgabe in den Zonen erfolgt über die bereits vorhandenen Radiatoren. Damit auch bei der reversiblen Wärmepumpe die Laufzeiten in Teillast in einem idealen Bereich liegen, wird wie beim Betrieb Heizen die minimale Laufzeit der Wärmepumpe durch den Einsatz eines technischen Speichers sichergestellt.

Zur Lüftung wird eine Lüftungsanlage mit WRG und Heizregister eingesetzt. Ein Kühlregister wird nicht verwendet, da die PVT-Kollektoren nur in der Nacht zum Kühlen verwendet werden. Am Tag werden die Kollektoren zu warm und können für die Kühlung der Zonen oder eines Kühlregisters nicht verwendet werden.

Das in den PVT-Kollektoren abgekühlte Frostschutzmittel (dank der Himmelsstrahlung und kühlen Temperaturen in der Nacht) gibt die Kühlleistung mittels eines Wärmetauschers direkt an das Abgabesystem (Kapillarrohre oder Kühldeckensegel) ab. Um Kondensation in den Zonen zu vermeiden, wird die Vorlauftemperatur auf 18 °C beschränkt.

In der Variante mit reversibler Wärmepumpe zur Kühlung am Tag wird der Kältespeicher zweistufig mit unterschiedlichen Sollwerten geladen. Erste Priorität hat passive Kühlenergie über den PVT-Kollektor. Damit wird der Speicher, sofern genügend Kühlenergie zur Verfügung steht, bis auf 10 °C abgekühlt. Steigt die Raumtemperatur über 26,25 °C hinaus und die Temperatur im Kältespeicher liegt über 18 °C, wird zusätzliche Kühlenergie mit der reversiblen Wärmepumpe dem Kältespeicher zugeführt.

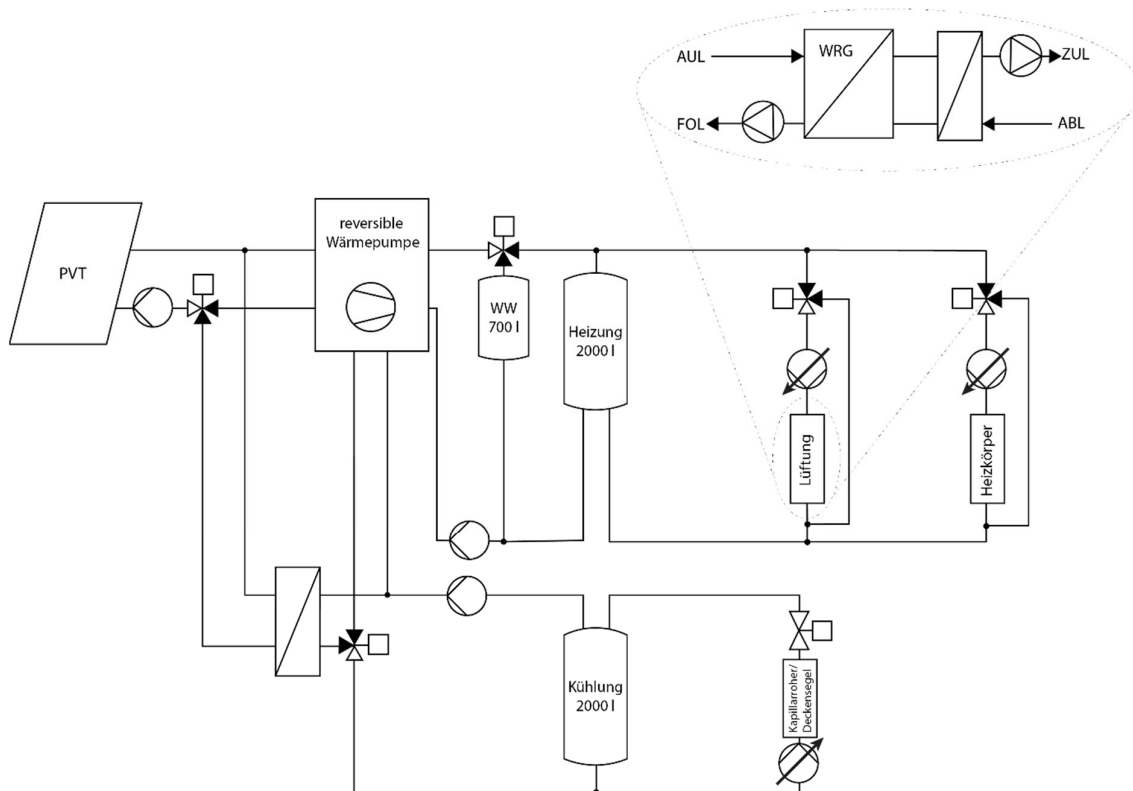


Abbildung 36 Prinzipschema CoolShift mit reversibler Wärmepumpe



Damit der Kälteertrag der PVT-Kollektoren für das Gebäude maximiert werden kann, wurden die Sollwerte in den Zonen gemäss Abbildung 37 angepasst. Beim Raumsollwert Kühlen werden folgende beiden Fälle unterschieden. Im Fall 1 mit einer Kältemaschine wird der Raumsollwert aktive Kühlung während Nutzung verwendet und der Raumsollwert Kühlung mit PVT. Im Fall 2 ohne Kältemaschine wird nur der Raumsollwert Kühlung mit PVT verwendet.

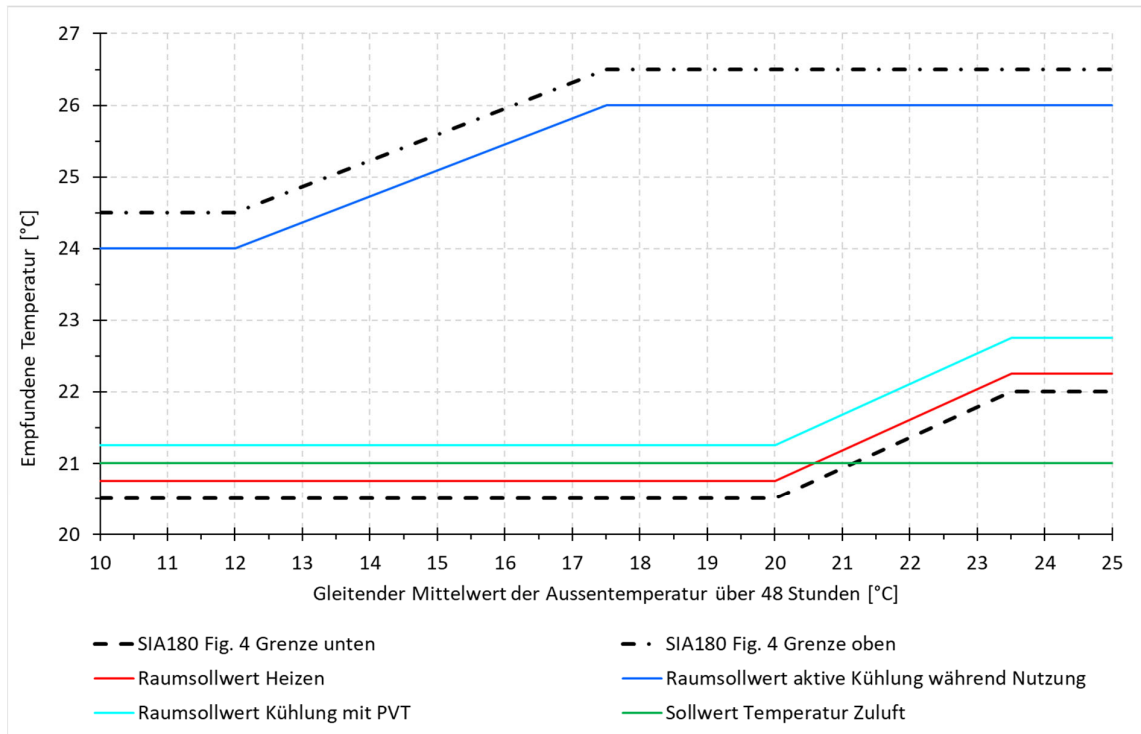


Abbildung 37 Sollwerte in Abhängigkeit der Aussentemperatur

2.6.3 Referenz System – Split

Als Referenzsystem wurde eine einstufige, reversible Wärmepumpe mit Aussenluft als Wärmequelle nach Abbildung 38 gewählt. Die Kühlung erfolgt mit Kühlseglern oder Kapillarrohrmatten, die Wärme wird mit Radiatoren in die Zone gebracht. Es wird der gleich grosse Wärme- und Kältespeicher sowie die gleiche Leistung der Wärmepumpe wie beim CoolShift System verwendet. Im CoolShift System wurden nur wenige Bauteile geändert, sodass die beiden Systeme gut miteinander vergleichbar sind.

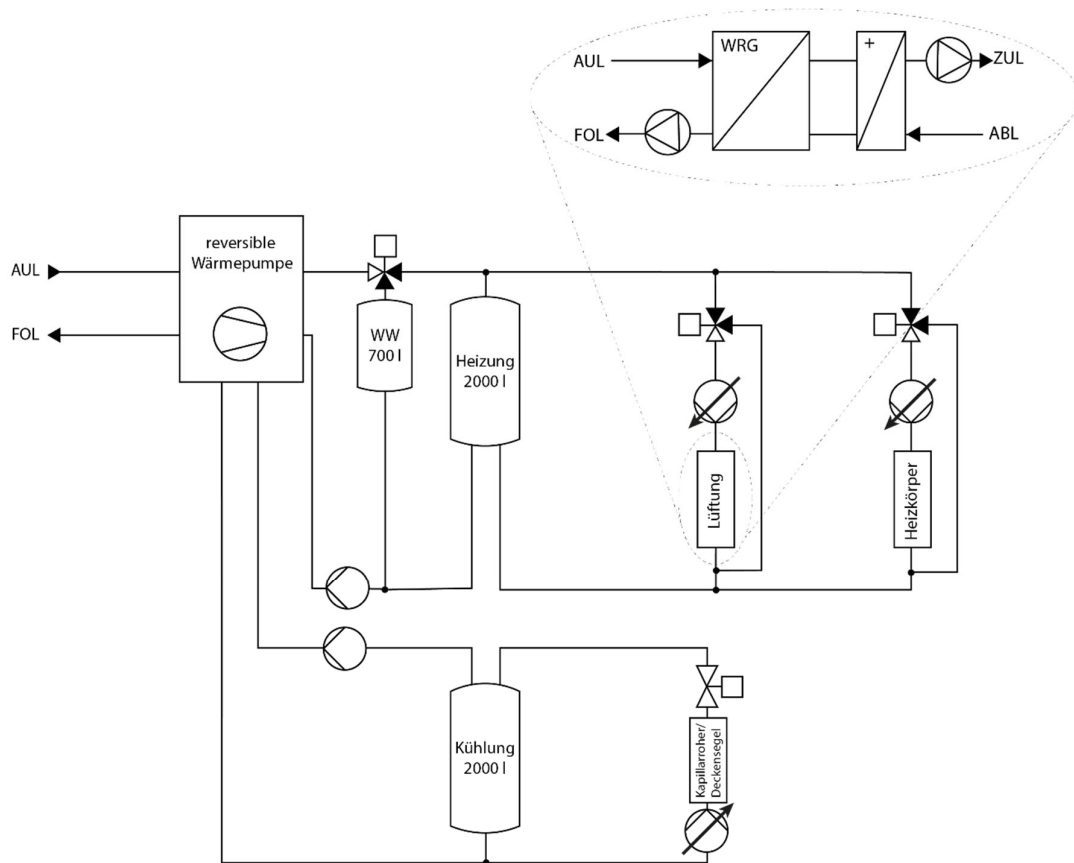


Abbildung 38 Prinzipschema Referenz-Systems

2.6.4 Auslegung

Die Simulationen sollen möglichst den realen Fall darstellen, deshalb wurden die Komponenten an den Leistungsbedarf des Gebäudes angepasst. Die Leistungsberechnung erfolgte mittels Simulation mit idealen Heiz- und Kühlgeräten in den Zonen nach SIA380/2:2022. Die Laufzeit der Wärmepumpe wurde durch den Einsatz eines technischen Speichers für Wärme und Kälte von je 2'000 Liter so dimensioniert, dass die Wärmepumpe eine minimale Laufzeit von ca. 15 min. hat (bei Leerlauf des Gebäudes). Der Warmwasserbedarf beträgt gemäss SIA 2024 für dieses Bürogebäude 500 Liter pro Tag. Mit dem 700 Liter Warmwasserspeicher kann der Tagesbedarf inklusive der Verluste für das Warmwasser gedeckt werden. Das Warmwasser wird einmal pro Tag auf 60 °C erwärmt.

Die Wärmeabgabe mittels Kapillarrohmatten wurde basierend auf Herstellerangaben BEKA dimensioniert. Die Decke wurde bei allen Varianten mit 80 % Kapillarrohr belegt. Dies bedingt, dass die Decke frei sein muss, insbesondere von Akustikelementen. Deshalb wurden bei allen Varianten die Akustikmassnahmen am Boden und an den Wänden angebracht. Um maximale Kühlung in der Nacht zu erreichen, wurde bei PVT-Kühlung ein möglichst grosser Anteil der Decke (70 %) mit Kühlsegeln bedeckt. Bei den Referenzvarianten mit Aussenluftwärmepumpe konnte die Kühlsegelfläche auf 60 % der Decke reduziert werden. Die Zuluft wird nach der Wärmerückgewinnung (WRG) im Heizregister auf 21 °C erwärmt. Ein Kühlregister wird nicht verwendet. Weitere Details zur Auslegung der Anlage ist im Anhang zu finden.



2.6.5 Bilden von Varianten

Die technischen Hauptunterschiede zwischen den HLK-Systemen sind die unterschiedlichen Wärme- und Kältequellen für die Wärmepumpe, das Free-Cooling mit PVT-Kollektoren sowie die Kälteabgabe mittels Kapillarrohrmatten oder Kühlsegel. Varianten mit ausreichend grossem Kältespeicher zur Einhaltung der Komfortanforderungen gemäss SIA 180 wurden nicht weiter berücksichtigt, da mittels Simulation im Kapitel 3.2.1 für dieses Gebäude ein Speichervolumen von 49 m³ berechnet wurde. Dieses Speichervolumen ist bei einer Sanierung in der Regel nicht vorhanden.

Die Wärmeabgabe wurde bei allen Varianten mit Radiatoren (Auslege-Vorlauftemperatur 50/40 °C) simuliert, da angenommen wurde, dass bei einem zu sanierenden Bürogebäude bereits Radiatoren zum Heizen vorhanden sind. Diese können weiterverwendet werden. Die Kälteabgabe in den Zonen ist neu zu erstellen.

In Tabelle 12 sind die betrachteten Systeme und Varianten aufgeführt. Zum Vergleich der Systeme mit PVT-Kollektoren wird ein konventionelles System mit reversibler Wärmepumpe mit Wärmequelle Aussenluft zum Heizen und Kühlen verwendet. Die konventionellen Systeme beginnen im Namen der Variante mit dem Kürzel AUL. Das Wärmeabgabesystem in den Räumen beeinflusst die Wärmespeicherfähigkeit stark. Deshalb wurden zum einen Kapillarrohrmatten (KPM) mit einer sehr guten Wärmeübertragung an die Speichermasse der Betondecke gewählt, zum anderen wurde das sehr häufig verwendete und bewährte Kühlsegel (KS) mit einer schlechteren Wärmeübertragung an die Speichermasse gewählt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Referenzsysteme ebenfalls mit beiden Wärmeabgabesystemen Kapillarrohrmatten und Kühlsegeln berechnet. So kann die Wirkung der PVT-Kollektoren mit dem gleichen Wärmeabgabesystem Kapillarrohrmatten und Kühlsegeln verglichen werden.

In allen betrachteten Varianten wurde eine Wärmepumpe mit je einem technischen Speicher für Wärme und Kälte verwendet. Der Speicher verhindert kurze Einschaltzeiten der Wärmepumpe und verlängert somit die Lebensdauer der Wärmepumpe. Der Kältespeicher ist technisch nur in den Varianten mit zusätzlicher Kälteenergie der Wärmepumpe erforderlich. Zur Vereinfachung der Simulationen und zur besseren Vergleichbarkeit wurde in allen Varianten mit PVT-Kollektoren der technische Kältespeicher belassen, da er nur einen geringen Einfluss auf die Wärmeabgabe an die Zonen hat.

Der Einfluss der PVT-Fläche wurde mit unterschiedlichem Belegungsgrad des Dachs in den Varianten PVT-Dachfläche untersucht. Die Variante mit 160 % Belegung ist auf dem Dach nicht umsetzbar, soll aber den Einfluss einer grösseren PVT-Fläche zeigen.

Die reversiblen Wärmepumpen sind im Betrieb bei hoher Aussentemperatur begrenzt. Dies wurde mit den drei folgenden Fällen berücksichtigt:

Im 1. Fall wird die Wärmepumpe weder am Tag noch in der Nacht zur zusätzlichen Kühlung verwendet.

Im 2. Fall «Kühlung WP Nacht» wird die Wärmepumpe nur in der Nacht ohne Solareinstrahlung bei unkritischen Quellentemperaturen betrieben. Dabei wird die Wärmepumpe eingeschaltet, wenn keine Solarstrahlung vorhanden ist, die Speichertemperaturen grösser 18 °C ist und eine Raumtemperatur in einer Zone grösser als 26.25 °C ist.

Im 3. Fall «Kühlung WP Tag», wird die Wärmepumpe zum Kühlen während der Nutzung eingeschaltet, wenn eine Raumtemperatur von 26.25 °C überschritten wird und die PVT-Temperatur unter 55 °C ist. Die Begrenzung auf 55 °C ist bei der reversiblen Wärmepumpe mit PVT Kollektoren erforderlich, weil die PVT-Kollektoren als Wärmequelle der Wärmepumpe analog einem Rückkühler genutzt werden. Bei Solarstrahlung wird die zulässige Temperatur der reversiblen Kältemaschine überschritten und muss deshalb abgeschaltet werden. Bei Aussenluft-Wärmepumpen ist diese Einschränkung nicht erforderlich.

Im Weiteren wurden die beiden Klimastationen Kloten und Lugano mit den Standardklimadaten SIA 2028:2010 und den Klimadaten Zukunft für das Jahr 2060 mit dem RCP 8.5 betrachtet. Dies ermöglicht eine Abschätzung der Funktionsfähigkeit der PVT-Kollektoren mit Klimadaten der Zukunft.



Tabelle 12 Simulationsvarianten

Nr.	Variante	Simulationsvarianten					
		PVT Dachfläche [%]	Kühlung WP Nacht	Kühlung WP Tag	Kühlsystem in Zonen	Klima-station	Klima-daten
1	PVT80%_WP2_KPM_KLO_DRY10	80	nein	ja	Kapillarrohr	Kloten	2010
2	PVT160%_WP0_KPM_KLO_DRY10	160	nein	nein	Kapillarrohr	Kloten	2010
3	PVT40%_WP0_KPM_KLO_DRY10	40	nein	nein	Kapillarrohr	Kloten	2010
4	PVT60%_WP0_KPM_KLO_DRY10	60	nein	nein	Kapillarrohr	Kloten	2010
5	PVT80%_WP0_KPM_KLO_DRY10	80	nein	nein	Kapillarrohr	Kloten	2010
6	PVT80%_WP0_KPM_KLO_DRY60	80	nein	nein	Kapillarrohr	Kloten	2060
7	PVT80%_WP0_KPM_LUG_DRY10	80	nein	nein	Kapillarrohr	Lugano	2010
8	PVT80%_WP1_KPM_KLO_DRY10	80	ja	nein	Kapillarrohr	Kloten	2010
9	PVT80%_WP0_KS_KLO_DRY10	80	nein	nein	Kühlsegel	Kloten	2010
10	PVT80%_WP0_KS_LUG_DRY10	80	nein	nein	Kühlsegel	Lugano	2010
11	AUL_KPM_KLO_DRY10	0 (rev. WP AUL)	nein	ja	Kapillarrohr	Kloten	2010
12	AUL_KPM_LUG_DRY10	0 (rev. WP AUL)	nein	ja	Kapillarrohr	Lugano	2010
13	AUL_KS_KLO_DRY10	0 (rev. WP AUL)	nein	ja	Kühlsegel	Kloten	2010
14	AUL_KS_LUG_DRY10	0 (rev. WP AUL)	\$nein	ja	Kühlsegel	Lugano	2010

2.6.6 Robustheitsbewertung

Die Robustheit des Systems wird durch mehrere Einflussfaktoren wie z. B. Bauweise, Fensteröffnung, Belegung, Beleuchtung, Geräte in den Zonen, Wärmeabgabesystem, PVT-Kollektoren, Standort und Klima beeinflusst. Es wird angenommen, dass folgende Faktoren einen wesentlichen Einfluss auf den gesamten Energiebedarf des Gebäudes sowie den Eintrag der PVT-Kollektoren haben: PVT-Fläche, Fensteröffnung, Standort, Klimaerwärmung und Wärmeabgabe. Diese Einflussfaktoren werden gemäss Simulationsvarianten der Tabelle 12 berücksichtigt.



2.7 THG-Emissionen und Kosten

Die THG-Emissionen werden anhand der Endenergie für den Betrieb der Wärmepumpe und der Hilfsenergie (Umwälzpumpen) berechnet. Die Endenergie wird monatlich ausgewiesen. Gerechnet wird für alle Monate mit dem THG-Koeffizienten CH-Verbrauchermix [67] von 0.125 kg/kWh.

Basis für die Investitions- und Unterhaltskosten der Wärmepumpe ist der Heizkostenvergleichsrechner der HSLU [68]. Für die Berechnung ist die thermische Leistung erforderlich. Bei der reversiblen Wärmepumpe (eBKP-H D5.02) wird mit der Kostenstufe *aufwendig* gerechnet, für alle anderen Kosten wird die Kostenstufe *mittel* gewählt. Da für alle Varianten mit dem gleichen Energieträger Elektrizität gerechnet wird, wird für die Energiekosten und die Einnahmen aus dem Solarertrag keine Preissteigerung berücksichtigt.

Anhand der Investitions- und Betriebskosten (Unterhalts- und Energiekosten) werden die Lebenszykluskosten nach [69] berechnet. Berechnet werden weiter der Kapitalwert und der Netto-Jahresertrag gemäss [71], hier werden auch die Einnahmen und der Restwert berücksichtigt. Negative Werte bedeuten, dass die Investition nicht wirtschaftlich ist.



3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Messergebnisse Kollektormessungen

3.1.1 Kühlleistung der gemessenen Kollektoren

In Abbildung 39 wird die vom Kollektor übertragene Kühlleistung (negative Werte) bzw. Heizleistung (positive Werte) pro m^2 Bruttofläche als Funktion der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = \vartheta_m - \vartheta_a$ zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur dargestellt. Die Kurven basierend auf der Auswertung mit der Standardformel nach ISO 9806 (Gl. (3)) mit Parametern bestimmt aus den Messwerten von Tag und Nacht (siehe Werte in Tabelle 14 unter ISO 9806 N&T). Es werden Kennlinien für die drei Referenzbedingungen (Standard reporting conditions) aus der ISO 9806:2017 verwendet (siehe Tabelle 13) und die Wirkungsgradkurve jeweils für die Windgeschwindigkeiten $u = 0 \text{ m/s}$ und $u = 3 \text{ m/s}$ dargestellt (anstelle von $u = 1.3 \text{ m/s}$). Um den nächtlichen Kühlbetrieb zu betrachten, werden ausserdem die direkte Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene $G_b = 0 \text{ W/m}^2$, und die diffuse Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene $G_d = 0 \text{ W/m}^2$ gesetzt. Der Term $E_L \cdot \sigma \cdot \vartheta_a^4$ ist die langwellige Strahlungsbilanz mit E_L als langwellige Einstrahlung in W/m^2 .

Tabelle 13: Standard reporting conditions nach ISO 9806:2017.

Climatic conditions	Blue sky	Hazy sky	Grey sky
G_b	850 W/m^2	440 W/m^2	0 W/m^2
G_d	150 W/m^2	260 W/m^2	400 W/m^2
ϑ_a	20 °C	20 °C	20 °C
$E_L \cdot \sigma \cdot \vartheta_a^4$	-100 W/m^2	-50 W/m^2	0 W/m^2
u	1.3 m/s	1.3 m/s	1.3 m/s

Aus dieser Darstellung kann man erkennen, wie gross der Einfluss der Windgeschwindigkeit ist. Wenn die beiden Kurvenscharen eine stark unterschiedliche Neigung haben, ist der Einfluss gross. Bei einem verglasten Solarkollektor wären die beiden Scharen praktisch identisch. Die Werte für Clear Sky sind immer etwas tiefer als für den bedeckten Himmel. Der Unterschied zwischen Clear Sky und Grey Sky entspricht dem Potenzial zur Kühlung durch Wärmestrahlungsaustausch. Je weiter diese Kurven auseinanderliegen, desto grösser ist die mögliche Leistung durch Strahlungsaustausch mit dem kalten (Clear Sky) Himmel.

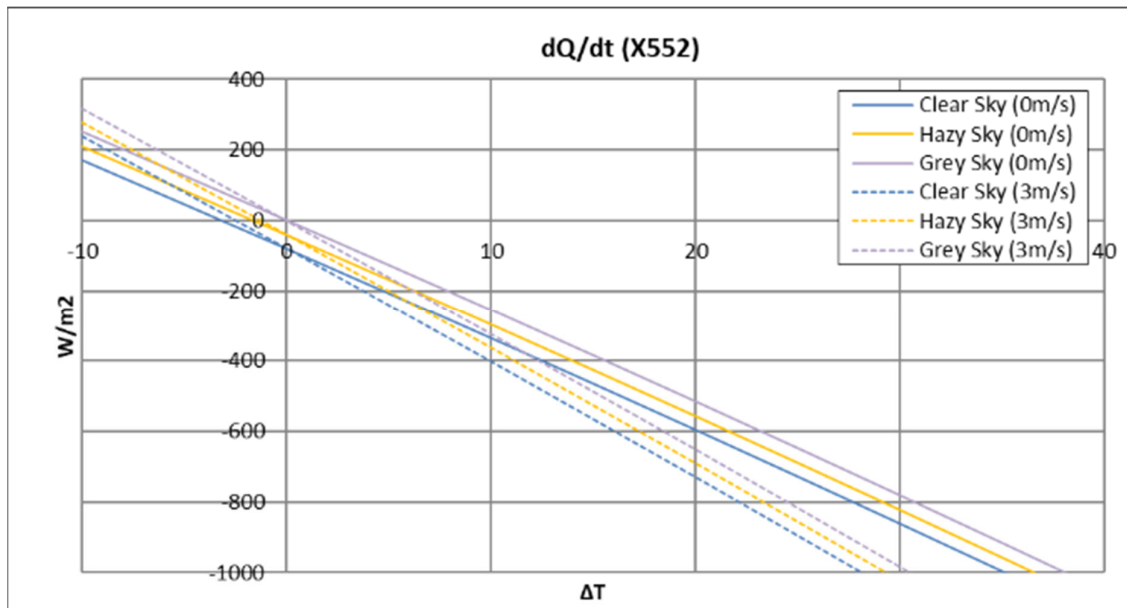


Abbildung 39: Beispiel Wirkungsgraddarstellung Nachtleistung mit $\Delta\vartheta = \vartheta_m - \vartheta_{umg}$. Positive Leistungen bedeuten damit eine Wärmefaufnahme des Kollektors.

Weiter kann man aus der Steilheit der Kurve auf die konvektiven Wärmeverluste schliessen (d.h. Kühlleistung durch Konvektion), bzw. bei negativem $\Delta\vartheta$ auf Gewinne durch Umgebungswärme. Je steiler die Kurven liegen, desto stärker ist der konvektive Wärmeaustausch mit der Umgebung und desto grösser die dadurch mögliche Wärmeabgabe.

In Abbildung 40 sind diese Kurven für alle gemessenen Absorber zum Vergleich dargestellt. Auffallend sind dabei die grossen Unterschiede der Neigung der Kurven der verschiedenen Produkte. Offensichtlich ist der Wärmeaustausch mit der Umgebung bei X553 und X555 deutlich besser als bei den anderen Produkten. Das ist auch gut erklärbar, da diese beiden Produkte, bezogen auf ihre Projektionsfläche, deutlich grössere Oberflächen aufweisen.

Ebenfalls auffallend ist, dass keiner der Absorber einen sehr grossen Unterschied zwischen Clear Sky und Hazy Sky aufweist. Der grösste Unterschied ist bei X553 mit etwa 100 W/m^2 festzustellen. Das bedeutet, dass eine Kühlleistung von maximal etwa 100 W/m^2 durch Abstrahlung möglich ist. Es zeigt sich also erwartungsgemäss, dass das Potenzial der Strahlungskühlung gegenüber konvektivem Kühlen relativ gering ist.

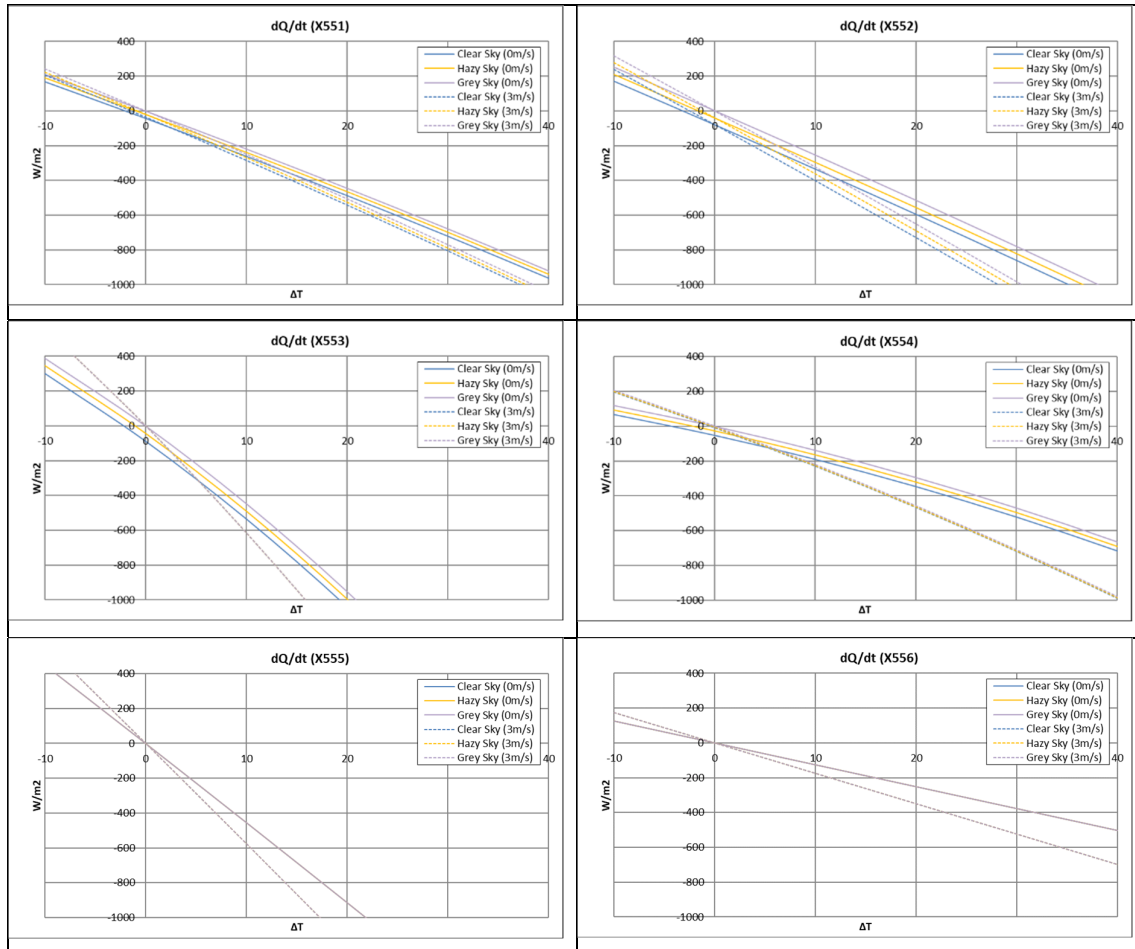


Abbildung 40: Übersicht der Wirkungsgradkennlinien

Eine andere Darstellung zeigt die Wärmeleistung (bzw. Kälteleistung) über einen typischen Sommertag (Abbildung 41). Dazu wird, wiederum mit den in Tabelle 13 aufgelisteten Parametern (ISO 9806, N&T), die thermische Leistung für die am 6.8.2020 am Standort Rapperswil gemessenen Wetterbedingungen berechnet. Dabei wird angenommen, dass der Kollektor bei einer festen Temperatur von 10 °C, 20 °C, 30 °C oder 40 °C betrieben wird. Die verwendeten Umgebungsbedingungen sind in Abbildung 41 dargestellt. Hierin bedeuten E_L die Leistungsdichte der langwelligen Strahlung in W/m^2 und G die solare Bestrahlungsstärke in W/m^2 . Weiter wurden die Windgeschwindigkeit und Umgebungstemperatur gemessen und berücksichtigt.

Es sind deutliche Unterschiede zwischen den verschiedenen Kollektoren zu erkennen, welche durch deren unterschiedliche Bauarten und Haupteinsatzzweck begründet sind. So können diejenigen Produkte, welche zur Nutzung von Solarwärme ausgelegt sind, also eine hohe Absorption der Solarstrahlung und einen verhältnismässig geringen konvektiven Wärmeaustausch mit der Umgebung aufweisen, bei den höheren Fluidtemperaturen (30 °C und 40 °C) noch relevante solare Wärmeerträge erzielen. Diejenigen Produkte, welche für einen starken konvektiven Wärmeaustausch mit der Umgebung konzipiert sind, können bei diesen Temperaturen keine Solarwärme ernten. Jedoch können mit letzteren deutlich höhere Kühlleistungen bei Nacht und teilweise sogar bei Tag relevante Kühlleistungen erzielt werden.

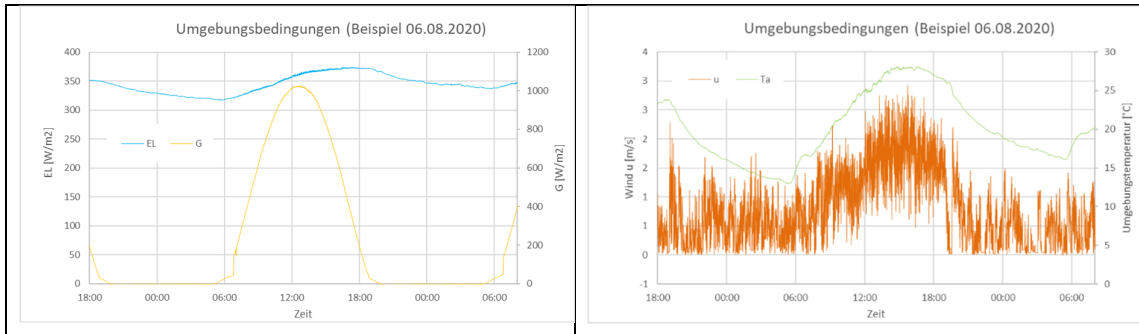


Abbildung 41: Umgebungsbedingungen am 6.8.2020 in Rapperswil

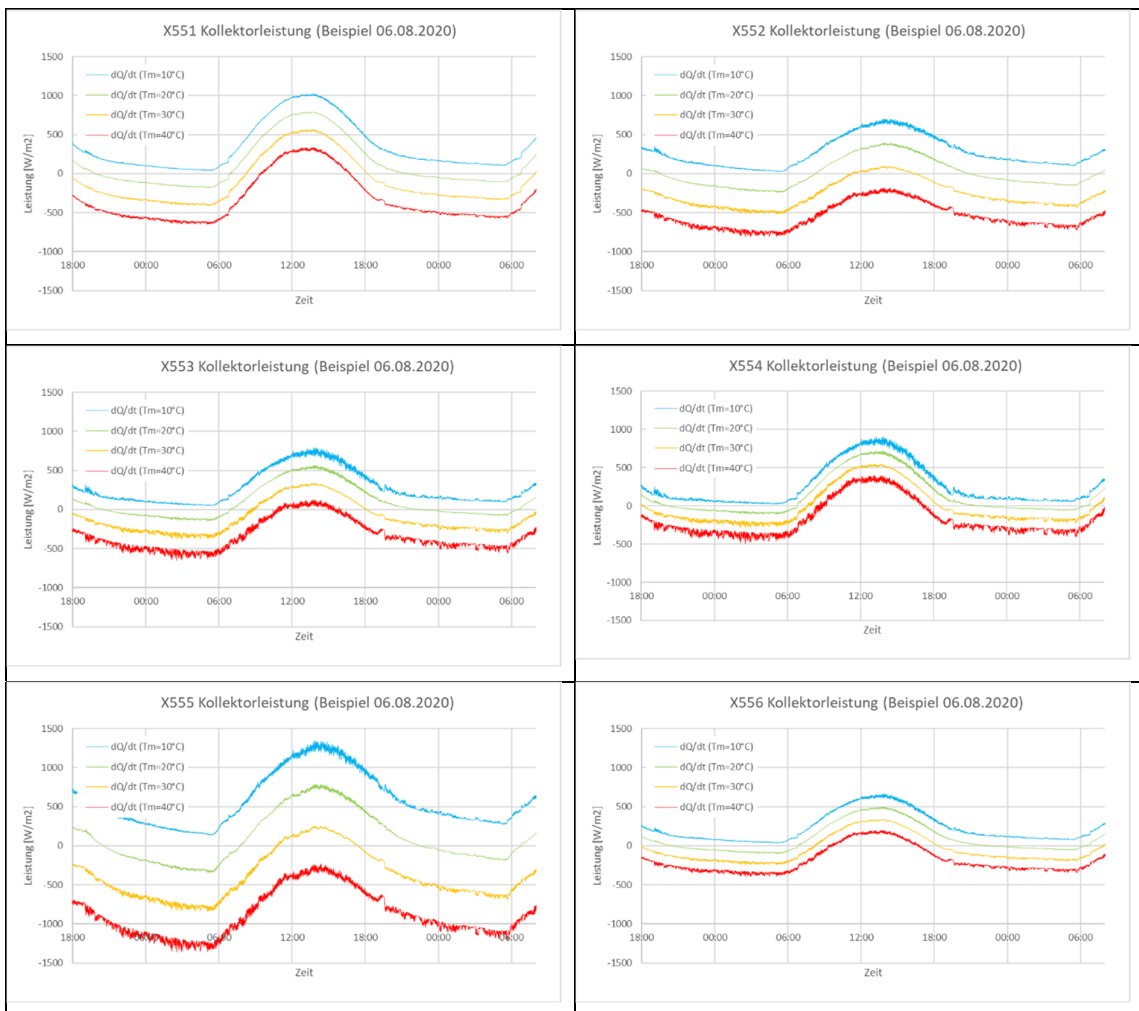


Abbildung 42: Thermische Leistungen (positiv=Wärmeertrag, negativ=Kälteertrag) berechnet mit den Kennwerten der vermessenen Absorber, für die Bedingungen eines schönen Sommertages und unterschiedliche fixe Fluidmitteltemperaturen.



Ein weiterer Eindruck des Kühlpotenzials der verschiedenen Absorbertypen kann aus der Darstellung der monatlichen Bruttokälteerträge (bezogen auf die Bruttokollektorfläche) gewonnen werden (Abbildung 43). Es zeigt sich auch hier klar, dass die Absorber, welche eine grosse Oberfläche und damit einen guten konvektiven Wärmeaustausch mit der Umgebung haben (P5 und in einem deutlich geringeren Mass P3), deutlich höhere Kälteerträge erzielen können. Der Kollektortyp mit weisser Oberfläche (P3) kann gegenüber den anderen tagsüber etwas häufiger zum Kühlen eingesetzt werden, weshalb er hier auch relativ hohe Erträge erreicht. Es ist wiederum zu erwähnen, dass die Produkte, welche geringere Kälteerträge erreichen, natürlich im Gegenzug höhere Wärmeerträge bei höheren Betriebstemperaturen ermöglichen. Dies wird in Abbildung 44 anhand der Bruttowärmeerträge für eine mittlere Fluidtemperatur von 30 °C dargestellt.

Vergleich der Bruttokälteerträge bei $T_m = 20\text{ °C}$

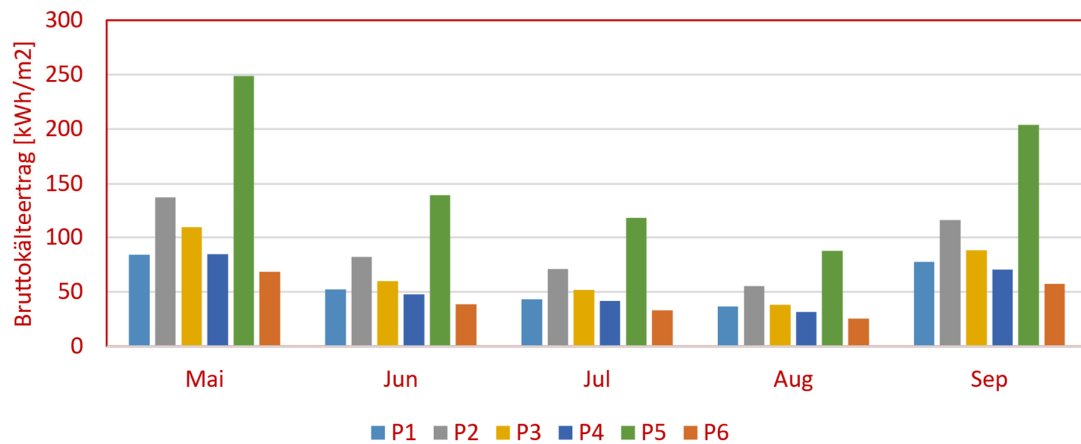


Abbildung 43: Monatliche Bruttokälteerträge bezogen auf die Bruttofläche, für die verschiedenen gemessenen Absorber, ermittelt mit dem Modell ISO 9806-mod (T&N), eine fixe mittlere Fluidtemperatur von 20 °C und für das Wetter am Standort Zürich.

Vergleich der Bruttowärmeerträge bei $T_m = 30\text{ °C}$

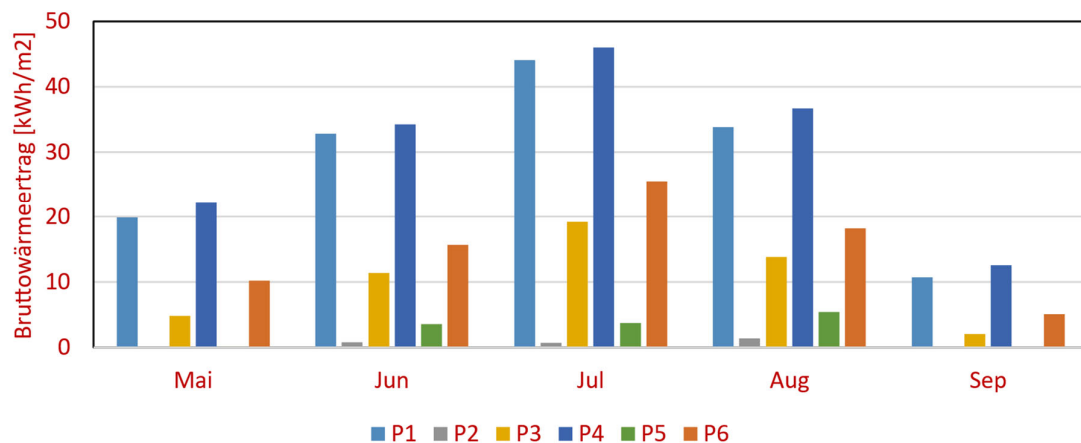


Abbildung 44: Monatliche Bruttowärmeerträge bezogen auf die Bruttofläche, für die verschiedenen gemessenen Absorber, ermittelt mit dem Modell ISO 9806-mod (T&N), eine fixe mittlere Fluidtemperatur von 30 °C und für das Wetter am Standort Zürich.



Tabelle 14: Optimale Parameterwerte für verschiedene Parametrisierungen und Methoden der Modellanpassung für die sechs vermessenen Produkte. Datensätze mit « $K_d = 1^*$ » sind mit festgelegtem $K_d = 1$ ermittelt. Datensätze mit Einträgen der Form « a_j^{**} » sind mit festgelegtem Wert $a_j = 0$ ermittelt.

		Prüfling	P1 (X551)		P2 (X552)		P3 (X553)		P4 (X554)		P5 (X555)		P6 (X556)	
Modell	Param.	Einheit	T	N&T	T	N&T	T	N&T	T	N&T	T	N&T	T	N&T
ISO 9806	eta0,b		0.657	0.650	0.243	0.243	0.395	0.402	0.593	0.626	0.383	0.375	0.380	0.385
	κ		2533.1	1323.2	1794.5	270.4	4.27	4.32	1422.1	1538.5	7.97	9.03	53.13	58.60
	K_d		1*	1*	1*	1*	1*	0.886	1.089	1*	1*	1*	1*	0.996
	a1	W/(m ² K)	22.515	21.812	27.443	28.213	26.457	25.267	20.749	22.324	57.325	56.340	17.462	17.355
	a2	W/(m ² K ²)	0.025	0.032	0**	0**	0.118	0.156	0.077	0.049	0.025	0.056	0**	0.001
	a3	Ws/(m ² K)	1.140	1.212	2.237	2.763	3.308	3.536	3.607	3.838	4.063	5.527	1.626	1.715
	a4		0.360	0.362	0.799	0.739	0**	0.051	0.091	0.085	0.00**	0.00**	0.002	0.098
	a5	Ws/(m ² K)	18109.0	18130.4	13533.7	13605.9	6893.8	6817.8	3416.5	3276.1	2210.4	2632.0	6473.5	6659.2
	a6	s/m	0.019	0.019	0.003	0.00**	0.037	0.032	0.024	0.024	0.00**	0.00**	0.037	0.035
	a7	s/m	0.018	0.035	0**	0.016	0.131	0.086	0.140	0.175	0.001	0.061	0**	0.001
	a8	W/(m ² K ⁴)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ISO 9806-mod	eta0,b		0.660	0.653	0.243	0.244	0.395	0.402	0.585	0.623	0.384	0.375	0.379	0.385
	K		2579.0	1479.0	1833.8	727.4	4.259	4.363	1126.948	2213.1	9.425	9.117	53.249	61.556
	K_d		1*	1*	1*	1*	1*	0.887	1.094	1*	1*	1*	1*	1*
	a1	W/(m ² K)	20.244	19.679	22.662	23.830	26.561	24.988	21.048	22.424	57.330	56.352	17.460	17.141
	a2	W/(m ² K ²)	0.014	0.020	0**	0**	0.112	0.150	0.061	0.032	0.025	0.054	0**	0**
	a3	Ws/(m ² K)	1.134	1.398	2.268	2.87	4.04	4.036	4.891	5.010	4.067	5.955	1.624	1.802
	a4		0.393	0.379	0.787	0.732	0**	0.058	0.005	0.03	0**	0.00	0**	0.072
	a5	Ws/(m ² K)	18115.7	18135.3	13539.8	13608.7	6894.3	6819.4	3422.0	3279.3	2210.3	2631.7	6468.71	6662.4
	a6	s/m	0.018	0.019	0.003	0**	0.037	0.032	0.030	0.026	0**	0**	0.038	0.036
	a7	s/m	0.000	0.030	0.000	0.010	0.119	0.083	0.204	0.192	0**	0.068	0**	0.0**
	a8	W/(m ² K ⁴)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Bemerkungen:

Bei verschiedenen Auswertungen ergeben sich für κ sehr hohe Werte, für P1 (T) zum Beispiel $\kappa = 2533.1$. Ein solcher Wert bedeutet, dass der Winkelfaktor $K_b(\theta_L, \theta_T) = 1$ für alle Einfallswinkel gilt, also dass aus der Messung keine Winkelabhängigkeit für die Absorption direkter Strahlung festgestellt werden kann (Abbildung 45). Die aufgeführten Werte für κ sind die Werte die bei der entsprechenden Auswertung als Ergebnis resultierten. Diese Werte für κ sind nur für die Kollektoren P3 und P5 und P6 in einem sinnvollen Bereich. Das ist auch klar, weil diese Kollektoren entweder eine dreidimensionale Struktur oder eine Glasabdeckung haben. Der Winkelfaktor ergibt sich dann bei P3 durch die Verschattung der überlagerten Kunststoffrohre, bei P5 und P6 durch das Glas. Eine ebene Absorberfläche hat in aller Regel keinen einfach messbaren Winkelfaktor, insbesondere nicht im Rahmen von Outdoormessungen, wie sie hier gemacht wurden. Die anderen Kollektoren haben aber eine solche Oberfläche, die einigermaßen eben ist, das heisst es gibt auch keine Verschattung und keinen messbaren Winkelfaktor.

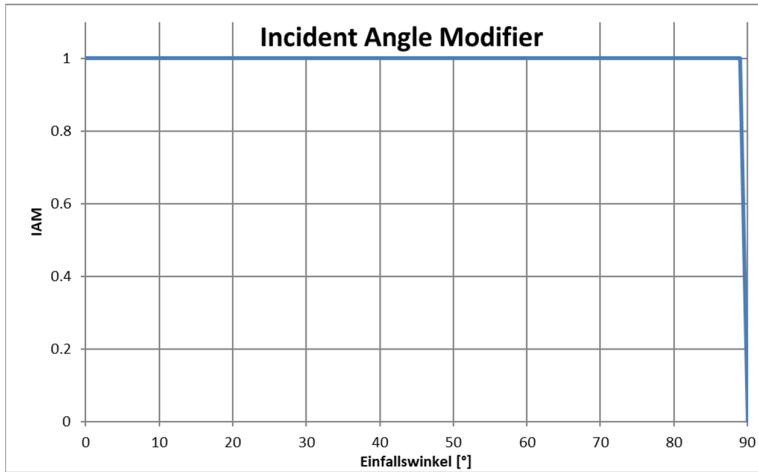


Abbildung 45: Ambrosetti-Winkelfaktor ($IAM = K_b(\theta_L, \theta_T)$) für sehr hohe κ -Werte.

Ein Wert von $K_b(\theta_L, \theta_T) = 1$ müsste theoretisch zu einem Wert $K_d = 1$ führen, also zu ebenfalls keiner Winkelabhängigkeit bei der Absorption der Diffusstrahlung. Tatsächlich wird in dem Beispiel aber der Diffuswinkelfaktor K_d mit 0.95 bestimmt. Die Werte $\kappa = 2533.1$ und $K_d = 0.95$ sind also eigentlich widersprüchlich. Der Wert $K_d G_d$ entspricht ja eigentlich dem Integral über die Diffusstrahlung aus dem hemisphärische Sichtfeld des Kollektors gewichtet mit dem Winkelfaktor, so dass eigentlich gelten würde

$$\eta_{o,b} K_b(\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{o,b} K_d G_d \approx \eta_{o,b} \int_{FoV} K_b(\theta) dG(\theta) \quad (74)$$

Wenn man das tatsächlich messen sollte, wäre ein Scanner für die Messung der Strahlung im Sichtfeld des Kollektors erforderlich, ebenso geeignete Modelle für den Winkelfaktor. Solche Messungen sind mit überschaubarem Aufwand nicht möglich. In den Normmodellen hat sich darum die relativ grobe Annahme durchgesetzt, dass K_d ein fester Kollektorparameter ist, der aus den Messdaten bestimmt wird. Tatsächlich müsste K_d als Funktion des Sichtfeldes verstanden werden und nicht als eine Konstante. Eine eingehende Untersuchung ist im Rahmen dieses Projektes jedoch nicht möglich. Für den Kollektor P1 würde man aus Erfahrung keine messbare Winkelabhängigkeit erwarten. In Fällen mit sehr hohen κ -Werten kombiniert mit K_d -Werten, die klar von 1 abweichen, wird die Parameteranpassung jeweils erneut mit $K_d = 1.0$ durchgeführt. Die Ergebnisse, bei denen diese Festlegung erfolgt, sind in Tabelle 14 mit einem «*» bezeichnet. In verschiedenen Fällen ergeben sich für einzelne der bestimmten Parameter sehr kleine und damit kaum relevante Werte. In Anlehnung an ISO 9806:2017 Abschnitt 24.1.4 werden solche Parameter als statistisch insignifikant angesehen und gleich null gesetzt.⁶ Die T-Statistik wurde nicht bestimmt, aber alle Parameter die bei Angabe mit der von der Norm vorgegebenen Anzahl Kommastellen als 0 erscheinen werden gleich null gesetzt und der Fit für die verbliebenen Parameter wiederholt. Beispiel: Für a_6 sind in der Norm drei Kommastellen gefordert. wenn also für a_6 ein Wert von 0.0004 bestimmt wird, dann wird $a_6 = 0$ gesetzt und die Auswertung wiederholt. Diese Werte sind in der Tabelle 14 mit ** bezeichnet.

Tatsächlich ist die Leistungsmessung von WISCs bekanntermassen sehr schwierig. Das Hauptproblem ist vermutlich der grosse Einfluss des Windes. Dieser kann in einer Freiluftmessung

⁶ Aus ISO 9806:2017 "The required performance parameters shall be deduced by statistical least square curve fitting of the measured data points. If one of these parameters is deduced with a negative value or if it has no statistical significance [i.e. the T ratio (parameter value/standard deviation of parameter value) < 3], this parameter shall be set to 0 in Formulae (11) or (13), and the parameter identification shall be repeated again."



nicht kontrolliert werden und schon gar nicht stabil gehalten werden. Grundsätzlich wird auch die Windrichtung nicht berücksichtigt. Das sind notwendige Vereinfachungen, um die Kosten für eine Messung im Rahmen halten zu können. Ein weiteres Problem ist, dass der Wertebereich für einige Messgrößen recht klein ist. Damit wird es schwierig die gemessenen Leistungsverluste eindeutig einem einzigen Messwert zuzuordnen. Ebenso führen die Vereinfachung bei den Modellen und den Messungen des Winkelfaktors zu zusätzlichen Ungenauigkeiten. Bei der aktuellen Normrevision sind deshalb zum Beispiel auch die Einführung von Nachtmessungen (dann sind sicher alle Parameter vernachlässigbar, die mit der Einstrahlung G zu tun haben) und von Indoor-Messungen der Windabhängigkeit in Diskussion.

3.1.2 Vergleich der Parametrisierungen

Um die beiden Parametrisierungen ISO 9806 und ISO 9806-mod sowie den Einfluss des Einbezugs von Nachtmessungen zu vergleichen, werden mit den entsprechenden Modellgleichungen und den ermittelten Parametern (Tabelle 14) die monatlichen Bruttokälteerträge für die verschiedenen vermessenen Kollektoren für eine Fluidmitteltemperatur von 20 °C berechnet. Die Resultate für den Absorber P4, bei dem sich die grössten Unterschiede ergeben, sind in Abbildung 46 dargestellt. In diesem Fall ergeben sich die grössten relativen Abweichungen vom Mittelwert der vier Balken im August, und liegen im Bereich von -4 %. Bei den anderen Absorbern liegen die relativen Abweichungen der Monatswerte von den Mittelwerten immer (meist klar) unter 2.5 %. Die Unterschiede sind also klein, und es würde einer vertieften Analyse bedürfen, um deren Ursprünge im Detail zu erklären. Dies würde den Rahmen dieses Arbeitspakets sprengen. Aus Sicht der physikalischen Modellierung ist jedoch davon auszugehen, dass die Parametrisierung ISO 9806-mod (T&N) die akkuratesten Resultate ergeben müsste, weshalb diese in den Systemsimulationen verwendet werden wird.

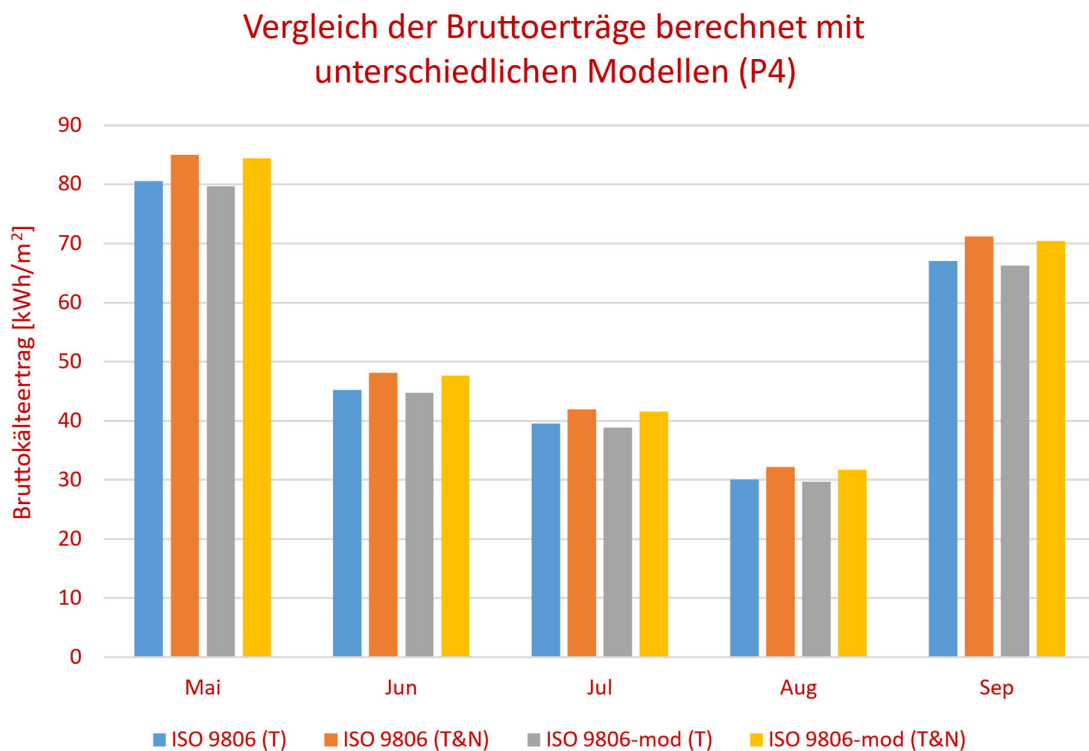


Abbildung 46: Monatliche Bruttokälteerträge berechnet mit den unterschiedlichen Parametrisierungen für den Absorber P4.



3.2 Ergebnisse der Simulationen

3.2.1 Energiespeicher Kälte

Aufgrund der eingeschränkten Kühlung der PVT-Kollektoren während der Nacht muss zusätzlich Kälte zur Verfügung stehen, wenn die Komfortkriterien der SIA 180 einzuhalten sind. In Frage kommen dafür thermische Speicher. Mit folgenden Annahmen wurde mittels Simulation die erforderliche Speichergrosse für die Variante PVT80%_WPO_KPM_KLO_DRY10 berechnet:

- In der wärmsten Woche wurde für den Standort Kloten nachts (ohne Solarstrahlung) mit den PVT-Kollektoren die Zonen mit Kapillarrohrmatten auf den Sollwert der unteren Grenzkurve SIA 180 Figur 4 gekühlt.
- Während der Nutzung wurde der Sollwert in jeder Zone auf die obere Grenzkurve der SIA 180 Figur 4 festgelegt.
- Die zusätzlich erforderliche Tages-Kälteenergie von 340 kWh während der Nutzung entspricht der fehlenden Energie, welche durch einen Speicher bereitgestellt werden muss.
- Um die Kälteenergie von 340 kWh mit einem Temperaturunterschied von 6 K aus einem mit Wasser gefüllten Speicher zu entnehmen, ist ein Volumen von 49 m³ erforderlich.

Da ein Speicher mit einem Volumen von 49 m³ (17 l/EBF) in einem sanierten Bürogebäude nicht platziert werden kann, wurden keine Variante mit Speicher berücksichtigt.

3.2.2 Energetische Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der simulierten Varianten gemäss Tabelle 12 dargestellt. In Abbildung 47 ist der elektrische Energiebezug von Kälte, Pumpen und Lüftung zusammengefasst. Der elektrische Energiebedarf zum Kühlen ist bei allen CoolShift Varianten an der gleichen Klimastation deutlich geringer als bei den Standardvarianten mit einer Kältemaschine mit Wärmequelle Aussenluft.

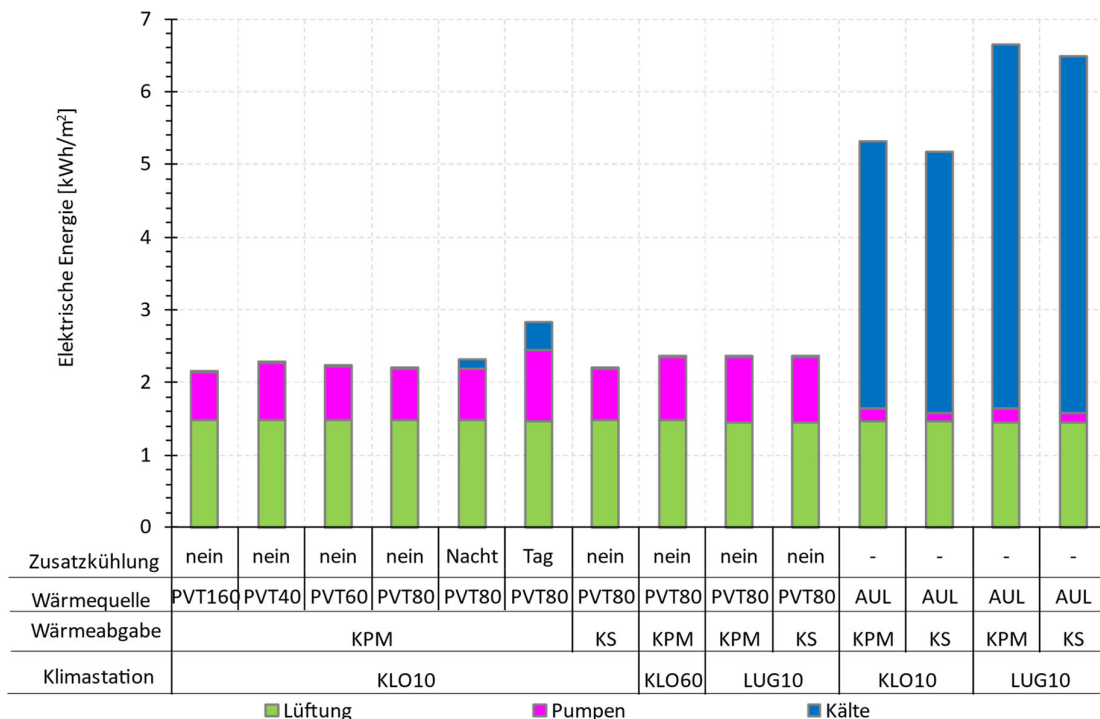


Abbildung 47 Vergleich elektrischer Energie Kälte und Pumpen



Bei den Varianten CoolShift sind gemäss Schema und Funktionsprinzip mehr Pumpen und längere Betriebszeiten als bei den Standardvarianten erforderlich. Deshalb ist der Bedarf an Hilfsenergie grösser als in den Standardvarianten mit Aussenluft. Durch die identische CO₂-Steuerung der Lüftung sind in den Varianten keine nennenswerten Unterschiede beim elektrischen Energiebedarf der Lüftung vorhanden. Es ist zu berücksichtigen, dass bei den Varianten CoolShift, mit Ausnahme der Varianten mit Zusatzkühlung am Tag, mehr Überhitzungsstunden festgestellt wurden siehe Kapitel 3.2.3.

Der elektrische Energiebedarf exklusive Wärme an die Zonen ist in Abbildung 50 dargestellt. Der monatliche elektrische Endenergiebedarf der HLK wird zur Beurteilung der THG-Emissionen benötigt und ist in Abbildung 48 dargestellt.

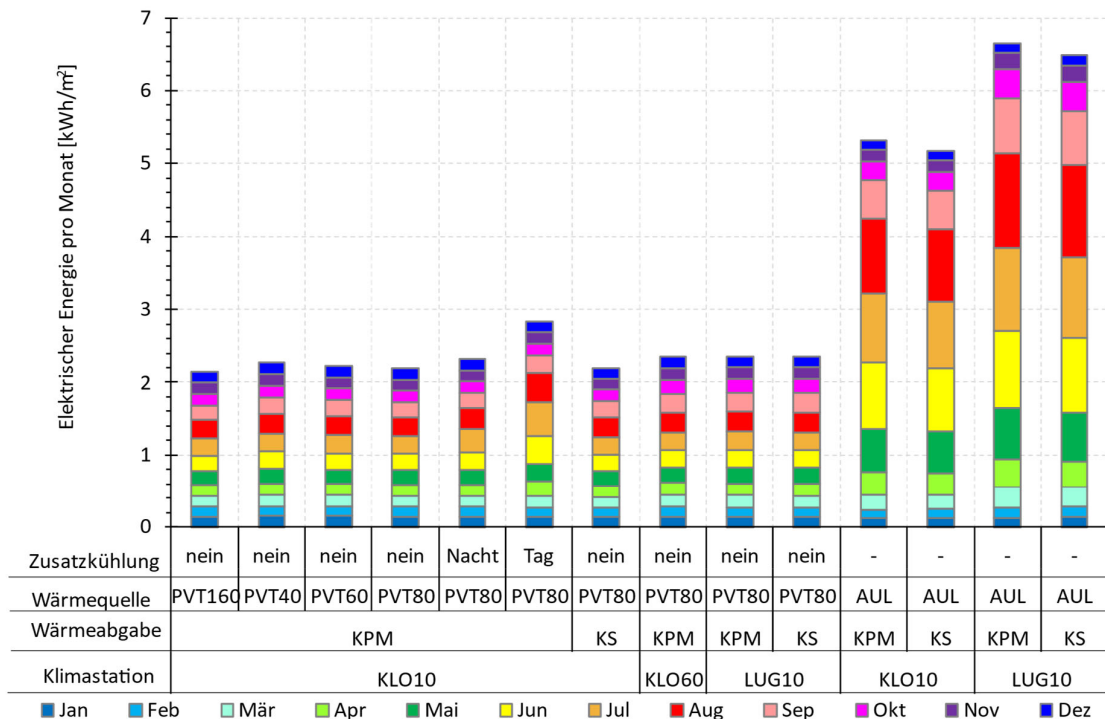


Abbildung 48 Vergleich spezifischer elektrischer Energiebedarf pro Monat

Die Kälteenergie wird in Abbildung 49 für die folgenden drei Bereiche dargestellt:

- Kältebezug Zonen: Bezug Kälteenergie der Zonen
- Kälteenergie PVT an Kältemaschine: Kälteenergie der PVT-Kollektoren an die Kältemaschine
- Kälteenergie PVT direkt an Zonen: Kälteenergie der PVT-Kollektoren via technischem Speicher an die Zonen

In allen Varianten kann mit Kapillarrohrmatten deutlich mehr Wärme vom Raum an die PVT-Kollektoren abgegeben werden als mit Kühlsegeln, weil mit den Kapillarrohrmatten eine direkte Verbindung zur Betondecke mit einem kleineren Wärmeübergangswiderstand als mit Kühlsegeln besteht.

Am Standort Kloten ist bei der gleichen PVT-Fläche und Kapillarrohrmatten eine deutliche Zunahme an Kälteenergie bei den Klimadaten für das Jahr 2060 zu sehen.

Weil bei den Standardvarianten mit Aussenluftwärmepumpe nur während der Nutzungszeit gekühlt wird, wird in allen Varianten bei CoolShift nachts mit dem tieferen Solwert mehr Energie zum Kühlen an die Zonen abgegeben. Deshalb sind bei den Varianten mit CoolShift die Raumlufttemperaturen in der Nacht tiefer.



Damit die Komfortgrenzen eingehalten werden können, ist ein zusätzlicher Kälteenergiebedarf von 1.5 kWh/m² während der Nutzung am Tag durch eine Kältemaschine erforderlich. Die Kältemaschine wurde dazu für 101 h eingeschaltet. Dabei wurde angenommen, dass die reversible Wärmepumpe mit Kondensatortemperaturen bis 55 °C betrieben werden kann.

Die PVT-Fläche hat bei diesem Gebäude auf die abgegebene Kälteenergie zwischen der unrealistischen Fläche von 160 % und 40 % der Dachfläche mit kleiner 8 % einen geringen Einfluss. Bei den Überhitzungsstunden ist der Einfluss der Kollektorfläche deutlich grösser. Im Raum OG_GB_SO wurden mit einer Belegung von 160 % PVT-Fläche 363 Überhitzungsstunden (62 %) weniger als mit 40 % (siehe Abbildung 46) berechnet.

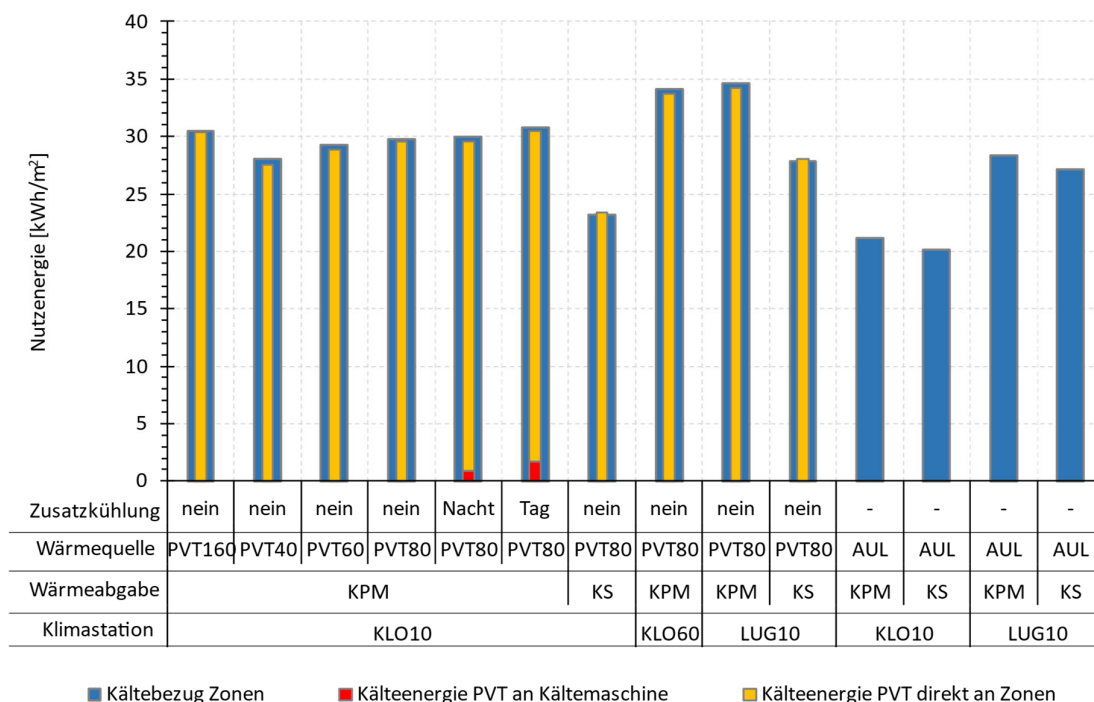


Abbildung 49 Vergleich thermischer Energie

Die elektrische Energie zum Heizen in Abbildung 50 ist in allen Varianten mit PVT-Kollektoren deutlich grösser als in den Standardvarianten. Dies wird mit der Kühlung nachts während dem ganzen Jahr mit einem anderen Kühlsollwert begründet. Oft wurde in kühlen Nächten in der zweiten Nachthälfte oder kurz vor Nutzungsbeginn noch kurz geheizt, da der Abstand zwischen Heizen und Kühlen gemäss Sollwerten (Abbildung 38) in nur 0.5 K betrug. Mit einer angepassten Regelung kann der Heizenergiebedarf optimiert und somit ein Nachheizen am Morgen verhindert werden. Eine Simulation mit Kapillarrohmatten ergab bei einem Kühlsollwert mit grösserem Abstand zwischen Heizen und Kühlen von 4 K, dass ca. 30 % weniger Heizenergie erforderlich ist.

Die unterschiedliche elektrische Energie Heizen zwischen der PVT-Variante mit Kapillarrohr und PVT-Varianten mit Kühlsegel wird mit der unterschiedlichen Wärmeübertragung der beiden System begründet.



Bedingt durch unterschiedliche Quellentemperaturen wird mit PVT-Kollektoren für die Warmwassererwärmung ca. 20 % mehr elektrische Energie benötigt. Im Heizbetrieb wird im Vergleich zur Standardvariante eine kleinere Zunahme der elektrischen Energie als bei der Warmwasseraufbereitung vermutet, da im Heizbetrieb die Vorlauftemperaturen tiefer sind. Eine detaillierte Aussage ist mit der in der Simulation verwendeten Regulierung nicht möglich.

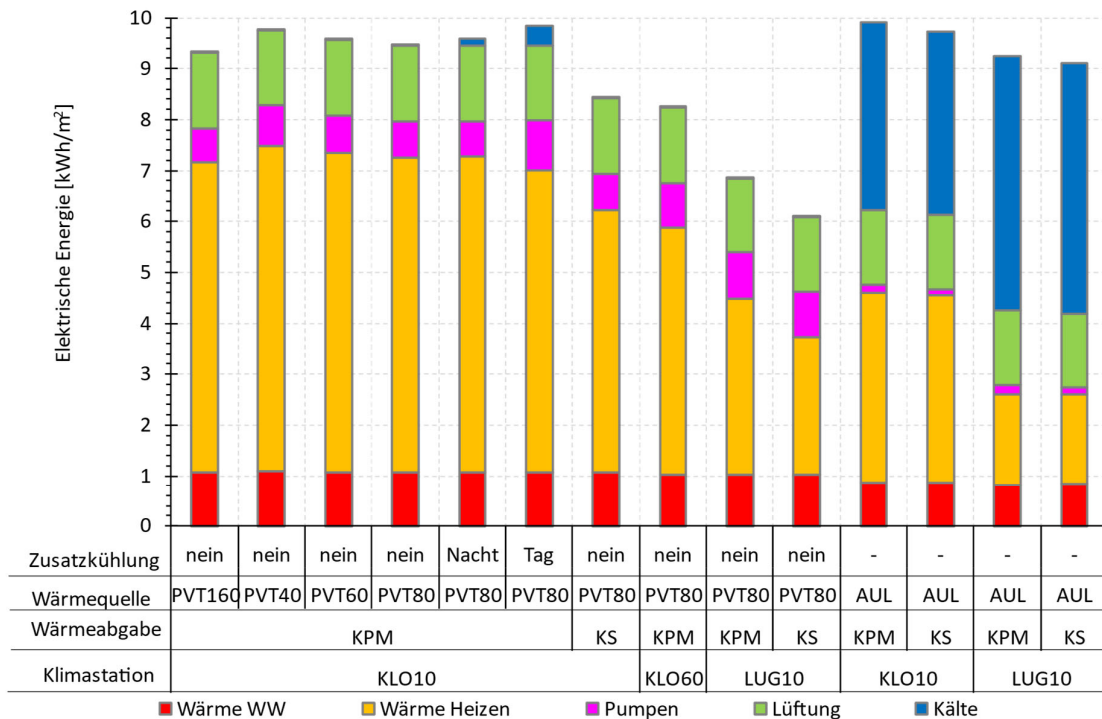


Abbildung 50 Vergleich elektrischer Energie von Wärme, Kälte und Pumpen

3.2.3 Ergebnisse Komfort

Die Behaglichkeitskriterien haben das Ziel, die Wirksamkeit der HLK-Systeme zu vergleichen. Insbesondere betrifft es die thermische Behaglichkeit im Sommer. Die Beurteilung erfolgte gemäss SIA 180 Figur 4 [64]. Die Anzahl Stunden mit Temperaturüberschreitungen der Grenzkurve ist in Abbildung 51 ersichtlich. In der SIA 382/1:2014 wird bei Neubauten eine Kühlung erforderlich, bei Temperaturüberschreitungen von mehr als 100 Stunden. Bei sanierten Bauten wird eine Kühlung ab 400 h erforderlich. Die PVT-Fläche hat einen grossen Einfluss auf die Überhitzungsstunden. Im Vergleich der PVT-Fläche 40 % mit einer hypothetischen PVT-Fläche von 160 % der Dachfläche werden im Grossraumbüro im OG mit Ausrichtung Südost (HOT2 OG_GB_SO) 215 h respektive 590 h berechnet, was eine Differenz um ca. Faktor 3 ergibt. Der Einfluss der PVT-Fläche wurde auch bei der Betrachtung der maximalen operativen Raumtemperatur in Abbildung 52 festgestellt, im gleichen Büro liegt die operative Raumtemperatur der Variante 160 % bei 28.8 °C, im Vergleich liegt die operative Raumtemperatur mit 40 % PVT-Fläche um 1.3 K höher.

Mit einer zusätzlich aktiven Kühlung während der Nacht bei Kollektortemperaturen grösser als 18 °C resultieren ca. 10 % weniger Überhitzungsstunden und leicht tiefere operative Temperaturen.

Falls eine reversible Wärmepumpe bei Solarstrahlung am Tag mit hohen Kollektortemperaturen betrieben werden kann, kann der Komfort gemäss der Variante mit Zusatzkühlung am Tag markant verbessert werden.



Die Wärmeabgabe mit Kapillarrohrmatten hat eine deutlich bessere Wärmeübertragung an die Speichermasse der Betondecke als Kühlsegel. Beim Einsatz von Kühlsegeln mit PVT-Kollektoren während der Nacht wurden in allen Zonen mehr als 750 Überhitzungsstunden berechnet, womit die Komfortanforderungen deutlich überschritten werden. Bei der Standardanlage mit Aussenluft und Kapillarrohrmatten wurden im Vergleich zur Kälteabgabe in den Zonen mit Kühlsegeln mehr Überhitzungsstunden festgestellt, weil Kühlsegel die Energie direkter an die Zonen abgeben als Kapillarrohrmatten.

Die Berechnungen zeigen im zukünftigen Klimaszenario 2060 deutlich mehr Überhitzungsstunden sowie ein Anstieg der operativen Temperaturen auf ca. 30 °C. Mit der Station Lugano werden mit Kapillarrohrmatten Überhitzungsstunden von mehr als 600 h bei maximalen operativen Raumtemperaturen bis 31.4 °C erwartet. CoolShift mit Kühlsegeln in Lugano ergab am meisten Überhitzungsstunden bei den höchsten operativen Temperaturen. Bei den Standardsystemen mit Aussenluft wurde die Kühlung nur auf die Nutzungszeit mit einer Stunde Vorlauf von 6:00 bis 18:00 Uhr eingeschränkt. Damit wird verhindert, dass ausserhalb der Nutzungszeit sowie an Wochenenden gekühlt wird. Die Einschränkung der Kühlung morgens ab 6:00 Uhr ist beim Betrieb mit Kühlsegeln kein Problem. Beim Einsatz von Kapillarrohrmatten genügt infolge der Anbindung an die Betondecke und der daraus resultierenden Trägheit diese Vorlaufzeit nicht. Deshalb wurden auch in den Standardvariante Kältemaschine mit Quelle Aussenluft mehr als 100 Überhitzungsstunden berechnet.

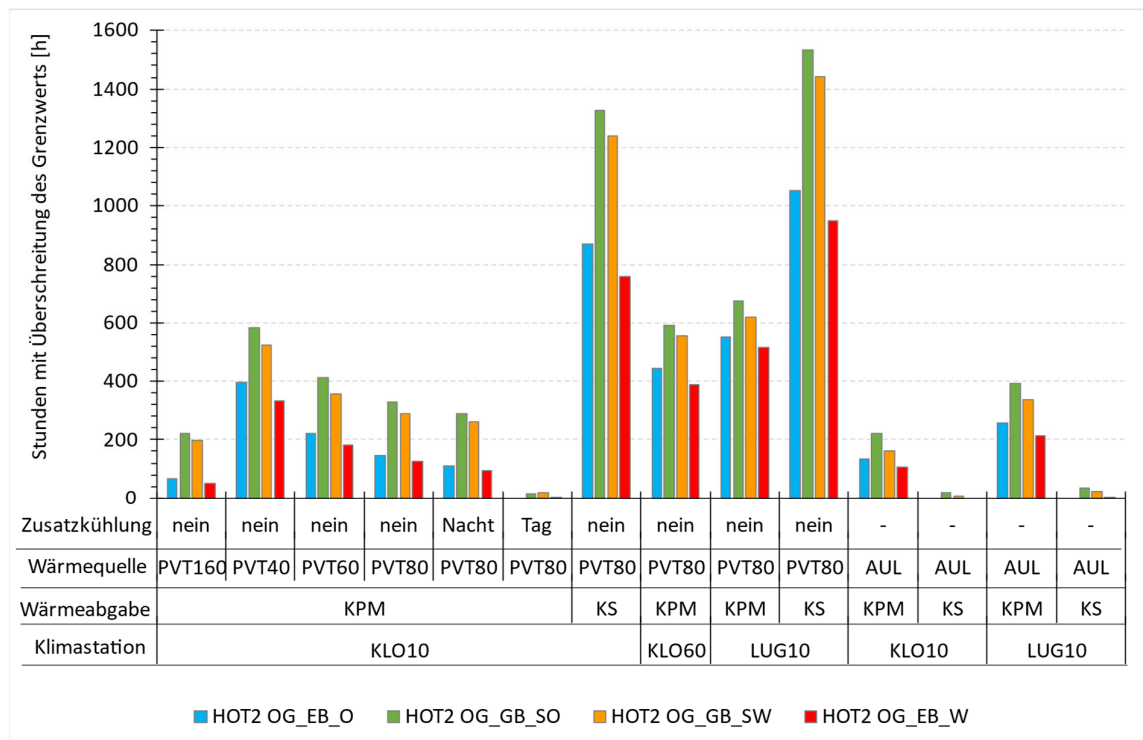


Abbildung 51 Vergleich Stunden mit Überschreitungen des Grenzwertes SIA 180 Figur 4

Die Komfortbedingen der SIA 180 mit weniger als 100 Stunden an Temperaturüberschreitungen wurde mit CoolShift nur mit zusätzlicher Kühlung mit einer Kältemaschine während der Nutzung und den beiden Standardanlagen mit Kühlsegeln erreicht.

Um den Komfort zu beurteilen, sind Informationen zur Häufigkeit der operativen Raumtemperaturen zu betrachten. In Abbildung 53 sind diese je Varianten während der Nutzungszeit für das Grossraumbüro



im Obergeschoss mit Ausrichtung Südwest zusammengefasst. Die anderen Räume zeigten weitgehend ein ähnliches Verhalten, und werden hier nicht weiter aufgeführt. Keine höheren Temperaturen als 26.5 °C wurden in den beiden Varianten PVT_80%_WP2_KPM_KLO_DRY10 und AUL_KS_KLO_DRY10, bei denen eine aktive Kühlung am Tag möglich ist, festgestellt. Die Variante PVT_80%_WP0_KS_KLO_DRY10 mit PVT-Kollektoren und Kühlsegel ohne zusätzliche Kühlung am Tag hat, wie bereits in der Betrachtung der Überhitzungsstunden (siehe Abbildung 46), am meisten Stunden über 26.5 °C.

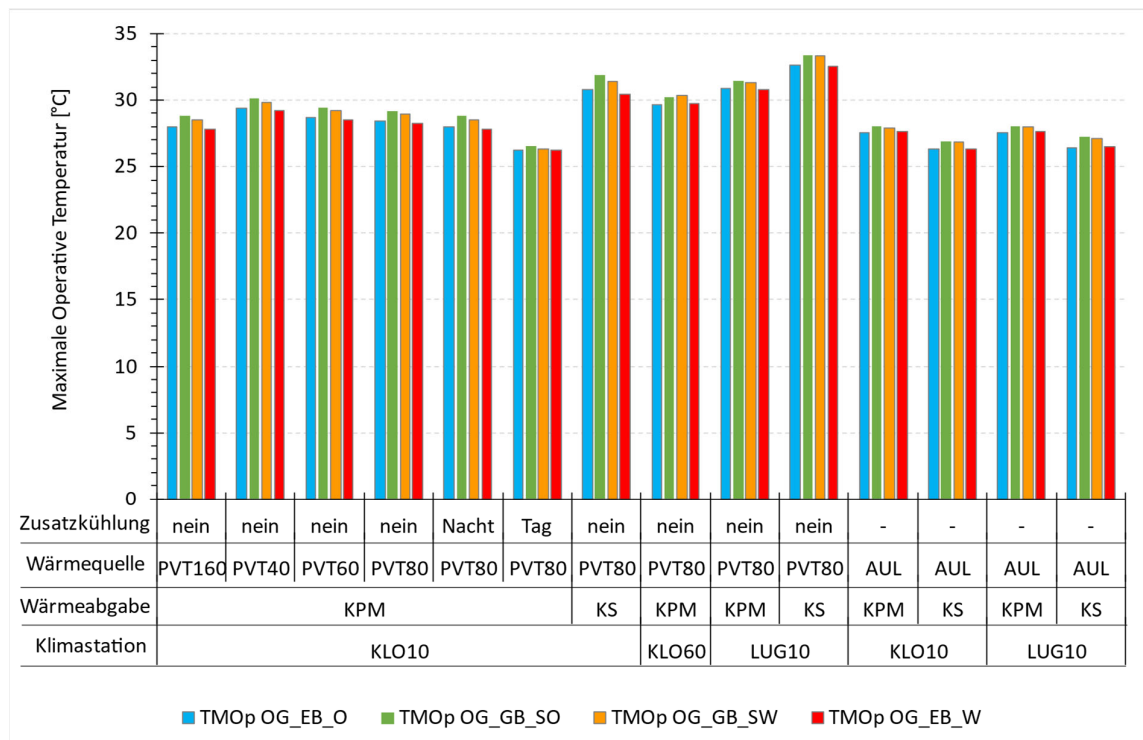


Abbildung 52 Vergleich Maximale operative Temperaturen

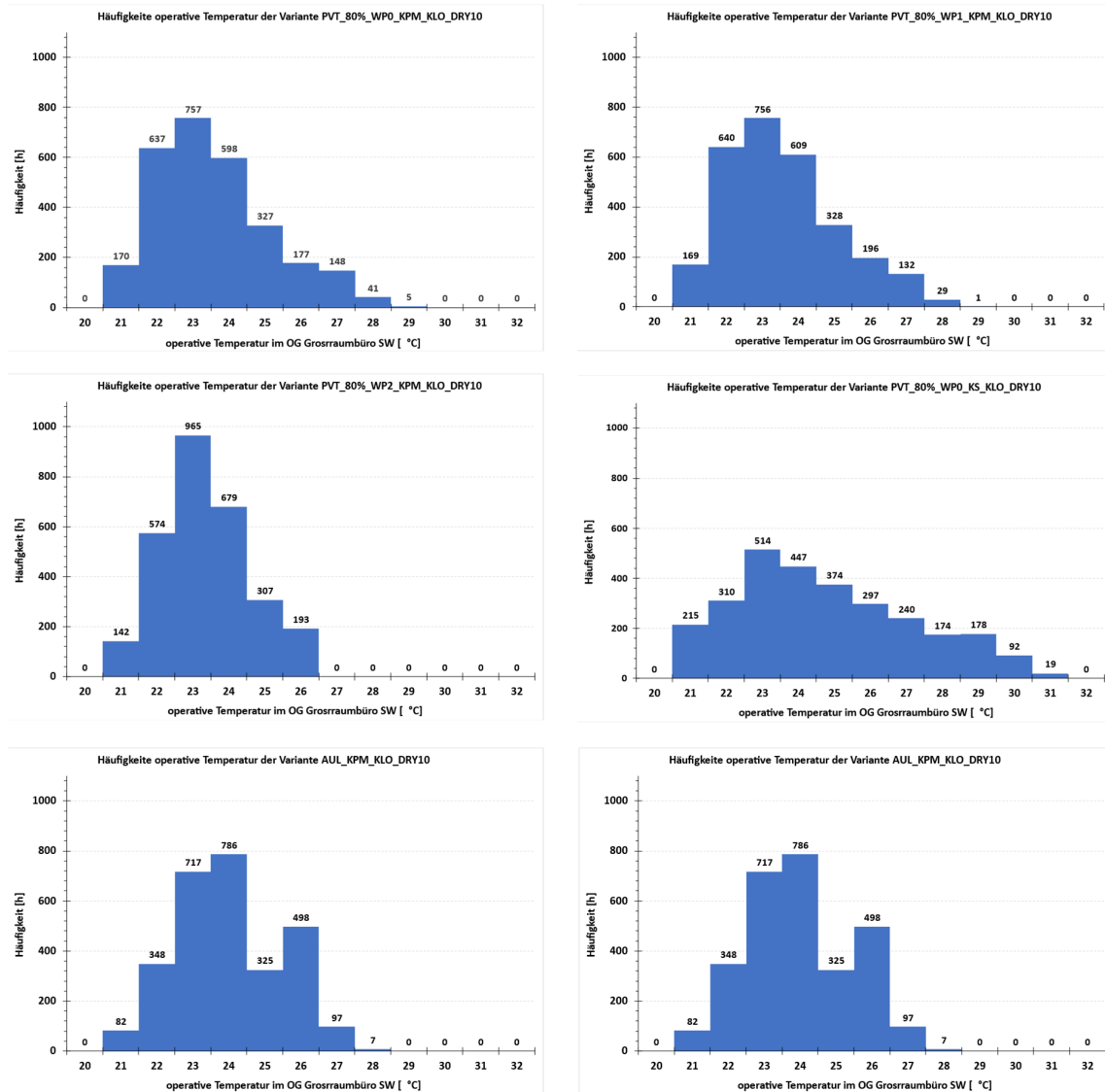


Abbildung 53 Vergleich der Häufigkeit operative Temperatur im OG Grossraumbüro



Die Sommerwoche mit dem Verlauf der operativen Temperaturen ist für das OG Grossraumbüro SW in Abbildung 54 dargestellt. Dabei ist gut zu erkennen, dass bei den Standardversionen mit Aussenluftwärmepumpe (grüne und blaue Linie) keine Kühlung in der Nacht erfolgt. Infolge des schlechteren Wärmeübergangs an die Betondecke beim Kühlsegl mit PVT Kollektoren, kann am wenigsten Kühlenergie von der Nacht in den Tag verschoben werden, womit die höchsten Temperaturen von 31 °C erreicht wurden.

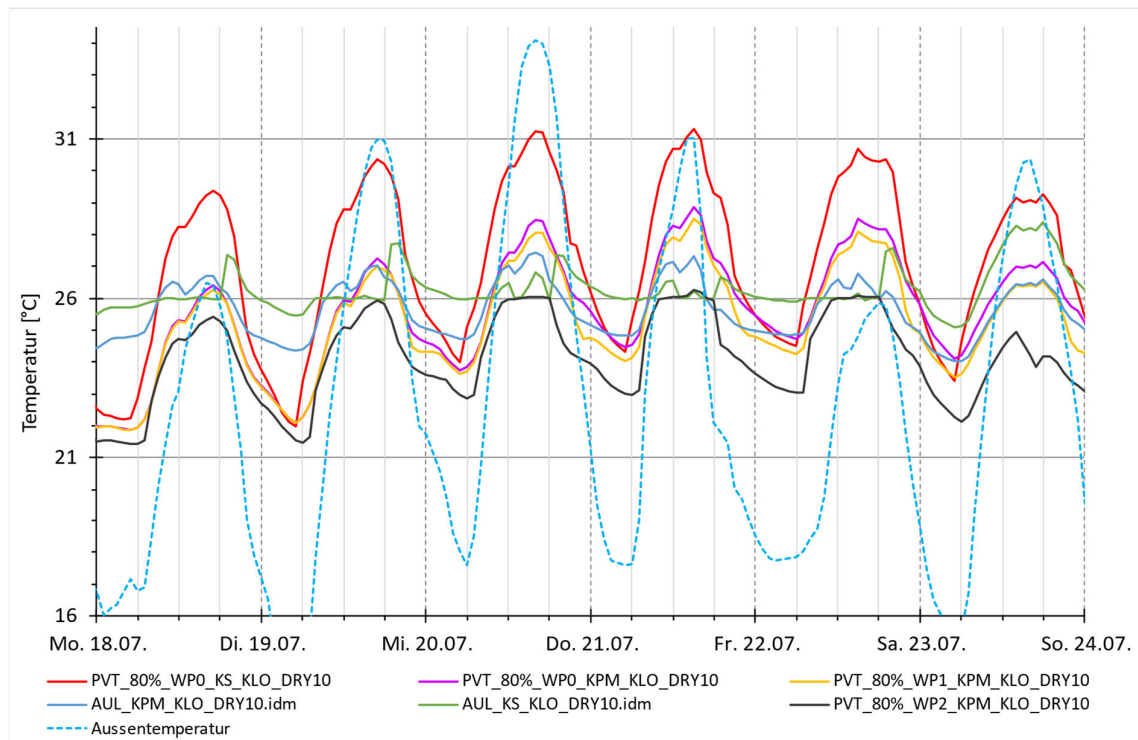


Abbildung 54 Vergleich der operativen Temperatur (Stundenmittelwerte) im OG Grossraumbüro SW in der wärmsten Sommerwoche

Der Verlauf der Kühlleistungen vom Grossraumbüro ist in Abbildung 55 für die Sommerwoche dargestellt. Die Varianten mit PVT kühlen nur in der Nacht und die beiden Varianten mit Aussenluftwärmepumpe kühlen nur am Tag.

Die Temperaturen des PVT Kollektors und die Vorlauftemperatur in die Zonen ist in Abbildung 56 dargestellt. In der ganzen Woche sind die PVT-Temperaturen zu hoch, um den gewünschten Vorlaufsollwert von 18 °C für die Zonenwerte zu erreichen. Am PVT-Kollektorausgang werden im Stillstand Temperaturen von ca. 55 °C erreicht. Die Leistungen der PVT-Kollektoren und der Leistung an die Zonen in der Sommerwoche zeigt Abbildung 57. Die Kühlleistungsspitzen um ca. 20:00 Uhr ohne Leistungsabgabe der PVT-Kollektoren an die Zonen ist bedingt durch den technischen Speicher. Der technische Speicher enthält noch Energie vom Morgen.

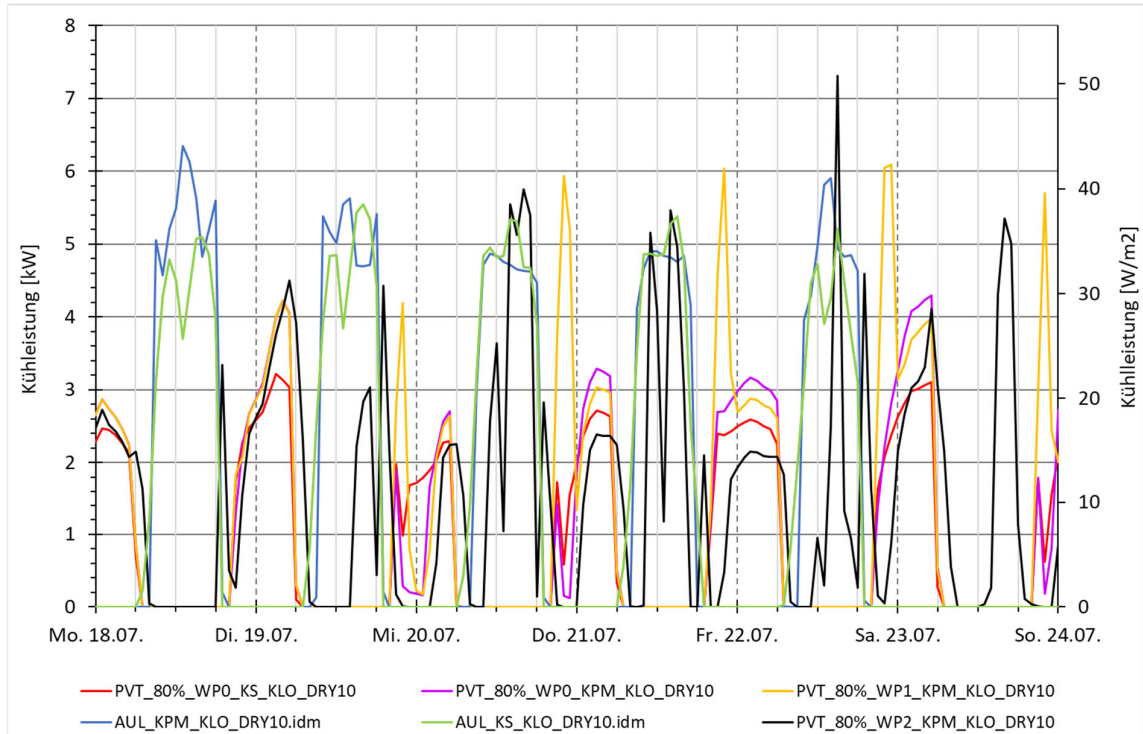


Abbildung 55 Vergleich des Kühlleistungsverlaufs (Stundenmittelwerte) im OG Grossraumbüro SW in einer warmen Sommerwoche

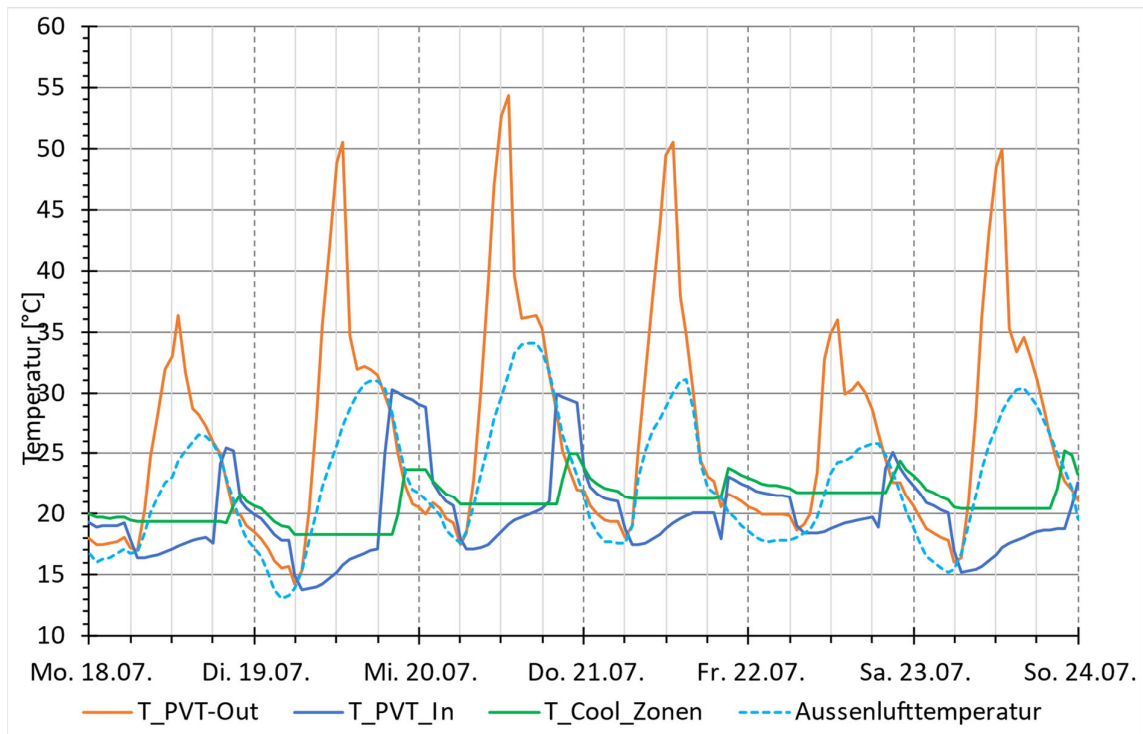


Abbildung 56 Temperaturverlauf (Stundenmittelwerte) im System der Variante PVT80%_WP0_KPM_KLO_DRY10

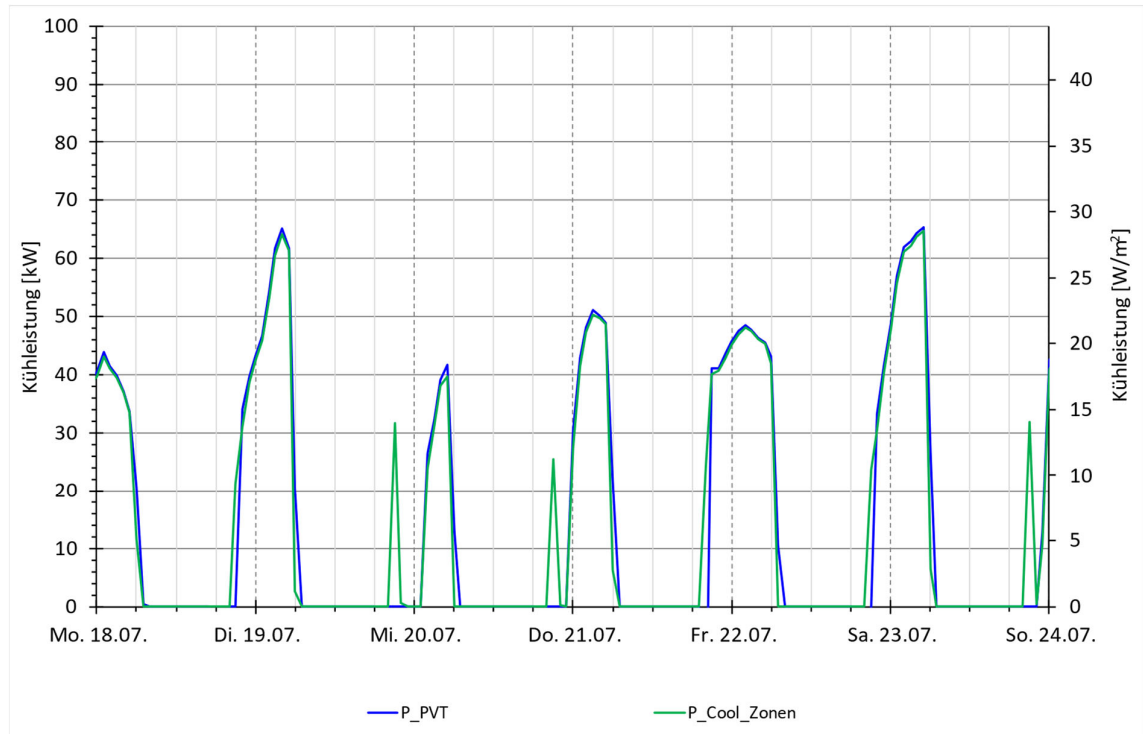


Abbildung 57 Verlauf der Kühlleistung (Stundenmittelwerte) PVT80%_WP0_KPM_KLO_DRY10



3.2.4 Treibhausgas-Emissionen im Betrieb

Für die einzelnen Varianten sind im nachfolgenden Diagramm die THG-Emissionen zu finden. Dargestellt werden die monatlichen THG-Emissionen Betrieb der Gebäudetechnik. Basis ist der Elektrizitätsbezug (Endenergie) gemäss Abbildung 48. Der THG-Koeffizient wurde mit 0.125 kg/kWh [67] berücksichtigt.

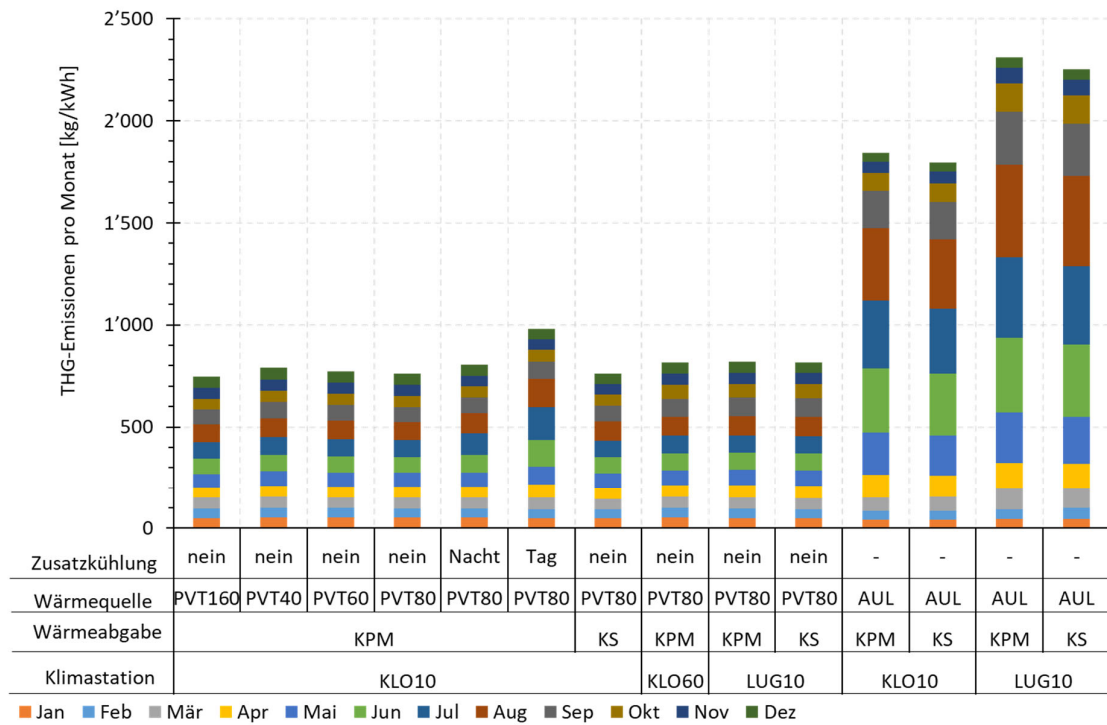


Abbildung 58 Monatliche Treibhausgasemissionen für den Betrieb der Varianten für die Gebäudetechnik (Wärmepumpe und Hilfsenergie). Die monatlichen Treibhausgaskoeffizienten sind konstant.



3.2.5 Jährliche Betriebskosten

Die jährlichen Betriebskosten setzen sich zusammen aus den Energie- und Unterhaltskosten für den Betrieb der Gebäudetechnik (Wärmepumpe inkl. Hilfsenergie). Eine detaillierte Aufstellung der Unterhaltskosten ist in Tabelle 15 zu finden. Der Berechnung liegen folgende Annahmen zu Grunde:

1. Keine Berücksichtigung einer jährlichen Preissteigerung.
2. Keine Berücksichtigung einer Teuerung oder Kalkulationszinssatz.
3. Der Energiepreis liegt bei CHF 0.196 pro kWh (Stromvergleichsprofil C3).
4. Den Unterhaltskosten liegt eine thermische Leistung der Wärmepumpe von 60 kW zu Grunde.
5. Für die PVT-Anlage liegen die Unterhaltskosten bei 1.5 % [69, Mittelwert zwischen D5 und D6] der Investitionskosten.
6. Für die PV-Anlage liegen die Unterhaltskosten bei 2.0 % [69] der Investitionskosten.
7. Die Unterhaltskosten für Kühlsegel und Kapillarrohrmatten liegen bei 2 % der Investitionskosten [72]
8. Die Einnahmen aus der Rückspeisung der PV- und PVT-Anlage werden nicht berücksichtigt.

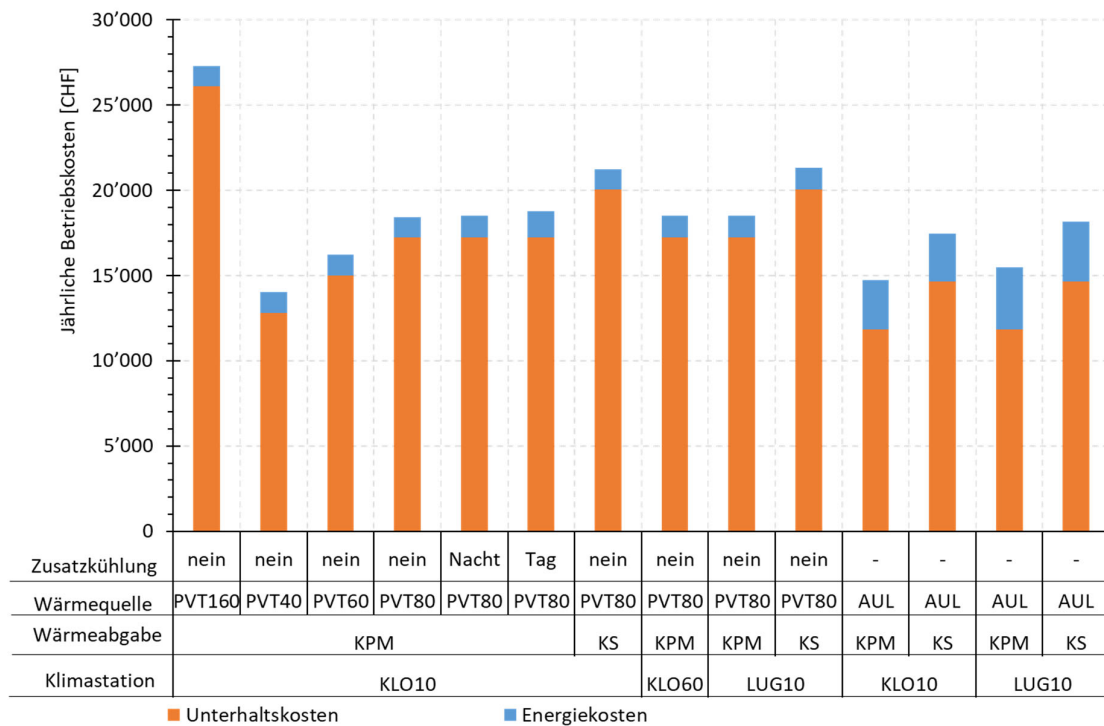


Abbildung 59 Übersicht der jährlichen Betriebskosten (Unterhalt und Energie).

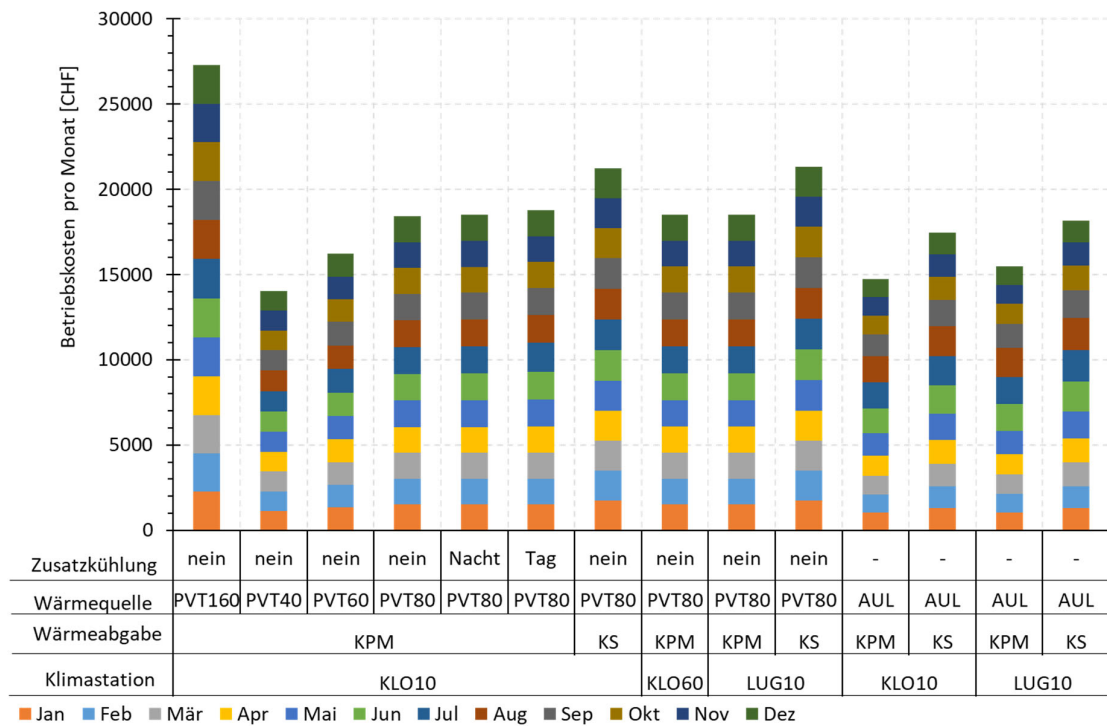


Abbildung 60 Betriebskosten (Energie- und Unterhaltskosten) nach Monaten.

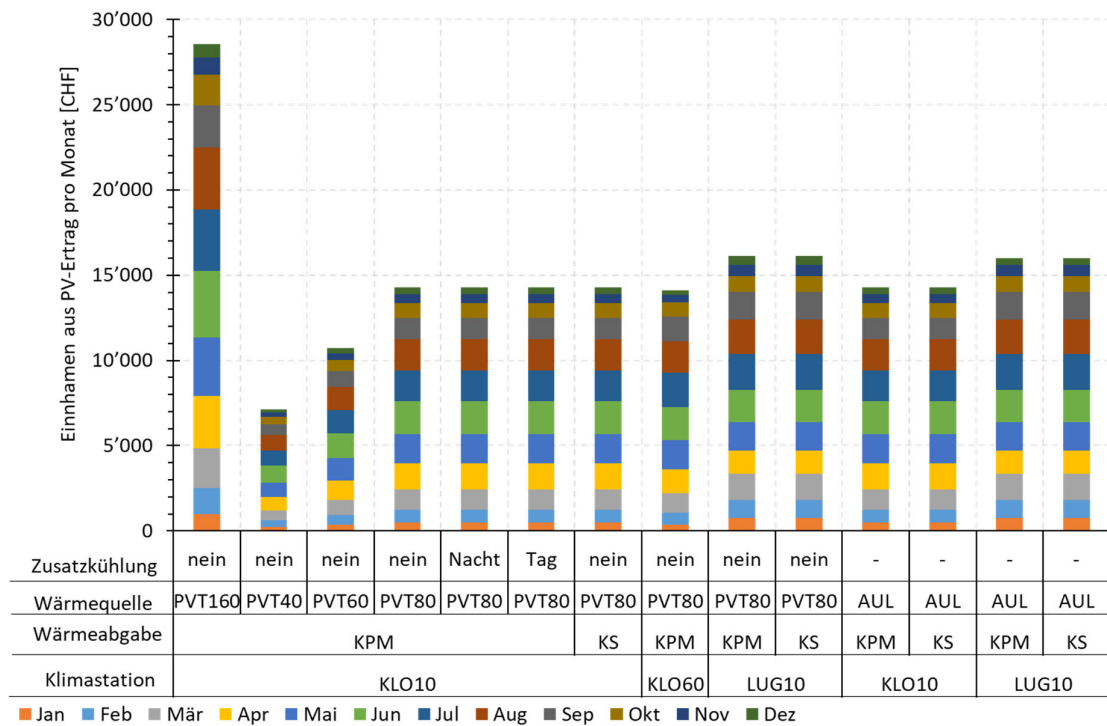


Abbildung 61 Einnahmen aus dem Verkauf der zurück gespeicherten Elektrizität.



3.2.6 Investitionskosten

Unter LW-WP und WW-WP sind alle Kosten für die Wärmepumpe, Warmwasser-, Heizungs- und Kältespeicher, Apparate, Anschlussleitungen und Montage zusammengefasst. Berechnet wurden diese mit dem Heizkostenvergleichstool der HSLU [68]. Bei der reversiblen Wärmepumpe wurde die Kostenstufe aufwendig gewählt. Die Kosten für die PV- und PVT-Anlagen beinhalten die Planung, Lieferung und Montage der Module. Bei den Kühlsegel und Kapillarrohrmatten ist nur das Wärmeabgabesystem mit den vertikalen Anschlüssen berücksichtigt. Für diese Kosten wurden Offerten eingeholt und Kostenkennwerte eingesetzt.

Tabelle 15 Investitionskosten der verschiedenen Teilanlagen.

	Basis für Kosten	Investition	Nutzungs- dauer	Einnahmen		Unterhalt	
-		CHF	Jahre	CHF/a		CHF/a	
LW-WP	60 kW	171'000 ¹⁾	20 ²⁾	-		660 ¹⁾	
LW-WP reversibel	60 kW	186'500 ¹⁾	15 ²⁾	-		660 ¹⁾	
WW-WP	60 kW	119'100 ¹⁾	20 ²⁾	-		850 ¹⁾	
WW-WP reversibel	60 kW	129'100 ¹⁾	15 ²⁾	-		850 ¹⁾	
PVT-Anlage (KLO10, 100 %)	880 m ²	737'000 ⁴⁾	25	17'855		11'100 ⁶⁾	
PVT-Anlage (LUG10, 100 %)		880 m ²	737'000 ⁴⁾	25	20'166	11'100 ⁶⁾	
PVT-Anlage (KLO60, 100 %)		880 m ²	737'000 ⁴⁾	25	17'658	11'100 ⁶⁾	
Kühlsegel	1'587 m ²	517'000 ³⁾	30 ²⁾	-		10'300 ²⁾	
Kapillarrohre	1'814 m ²	373'200 ⁵⁾	30 ²⁾	-		7'500 ²⁾	
PV-Anlage (KLO10, 100 %)	880 m ²	230'000 ¹⁾	25	17'855	4'600		
PV-Anlage (LUG10, 100 %)	880 m ²	230'000 ¹⁾	25	20'023	4'600		

1) Heizkostenvergleichsrechner HSLU [68]

2) SWKI BT104-01 [72] (2.0 % der Investitionskosten)

3) Kosten aus Exceltool von Zehnder, Metalldeckensegel

4) Offerte soltop energie

5) Kennwert von BEKA Heiz- und Kühlmatten GmbH

6) Unterhalt mit 1.5 % der Investitionskosten berücksichtigt

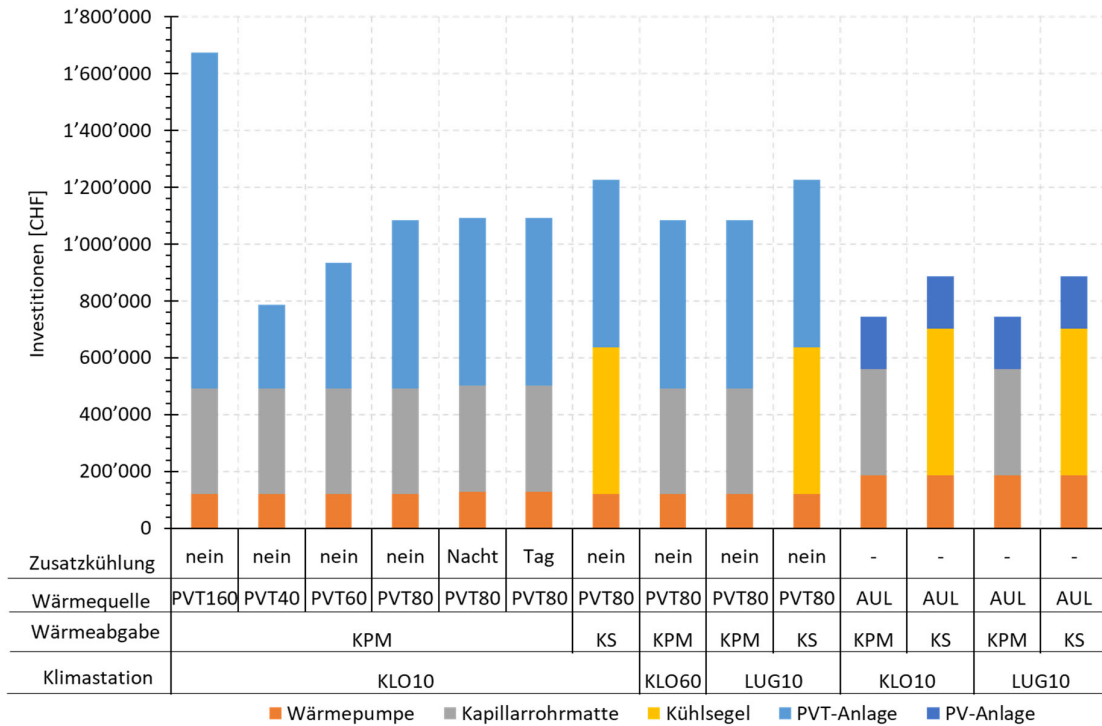


Abbildung 62 Investitionskosten der verschiedenen Varianten, aufgeteilt in die Teilanlagen Wärmepumpe, Abgabe und PVT-Anlage

3.2.7 Gesamtkosten

Die Investitionskosten der verschiedenen Teilanlagen wurden den Varianten zugeordnet, um die Lebenszykluskosten, den Kapitalwert und den Netto-Jahresertrag zu berechnen. Folgende Annahmen gelten für die Berechnung:

1. Die jährliche Preissteigerung liegt bei 0 %.
2. Der Kalkulationszinssatz liegt bei 2.5 %
3. Die Teuerung wurde mit 0.5 % berücksichtigt.
4. Der Energiepreis liegt bei CHF 0.196 pro kWh (Stromverbrauchsprofil C3).
5. Die Rüchspeisevergütung liegt bei CHF 0.101 (durchschnitt Schweiz 2022, inkl. HKN) [70].
6. Die Einnahmen (aus PV-Ertrag) und Ausgaben (Betriebskosten) werden berücksichtigt.
7. Die Betrachtungsperiode liegt bei 30 Jahren.
8. Der Restwert der Anlage wird beim Kapitalwert und Netto-Jahresertrag berücksichtigt.
9. Berechnung inkl. MwSt.

Bei der Variante PVT160 schlagen die hohen Kosten der PVT-Anlage durch, auch bei den Varianten mit Kühlsegel (KS) sind die hohen Kosten gut sichtbar.

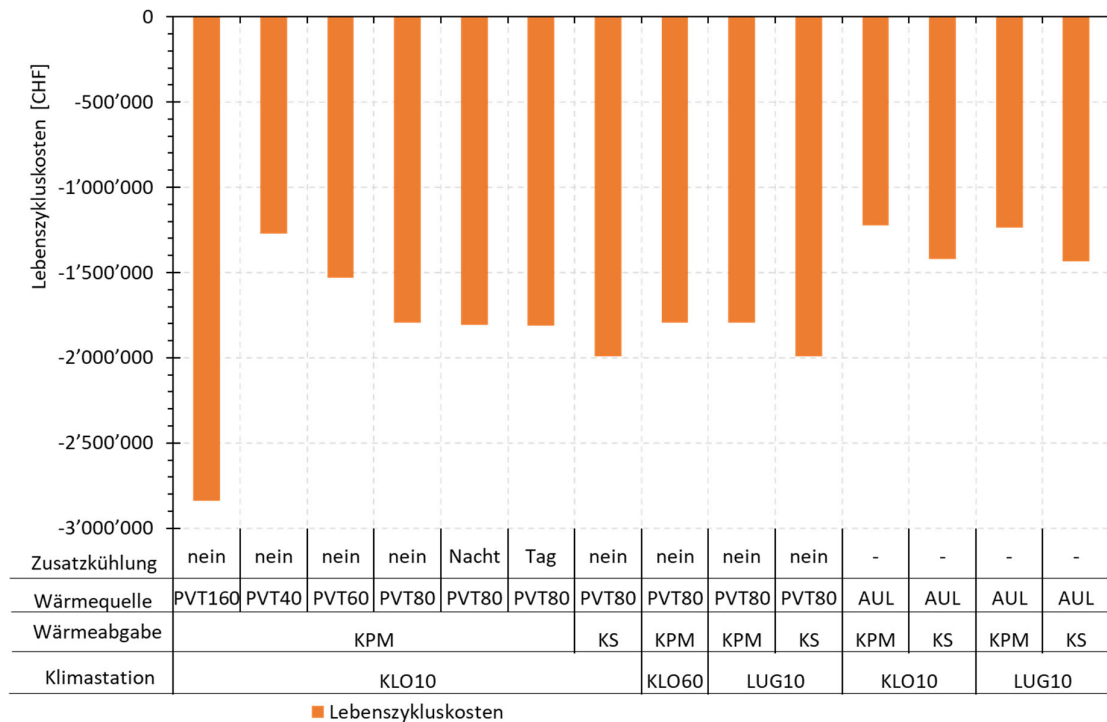


Abbildung 63 Lebenszykluskosten aller Varianten, hier wird der Restwert nicht berücksichtigt. Die Investitionen für Wärmepumpe und PVT-Anlage wiederholen sich auf Grund der Nutzungsdauer.

Beim Kapitalwert und dem Jahres-Nettoertrag sind die Einnahmen berücksichtigt, daher liegen die Werte höher als bei den Lebenszykluskosten. In beiden nachfolgenden Diagrammen sind die Kosten der Kühlsegel (KS) gut zu erkennen.

Bei den Varianten mit PVT sind die Einnahmen linear von der Anlagenfläche abhängig. Dieser Einfluss ist ebenfalls gut sichtbar.

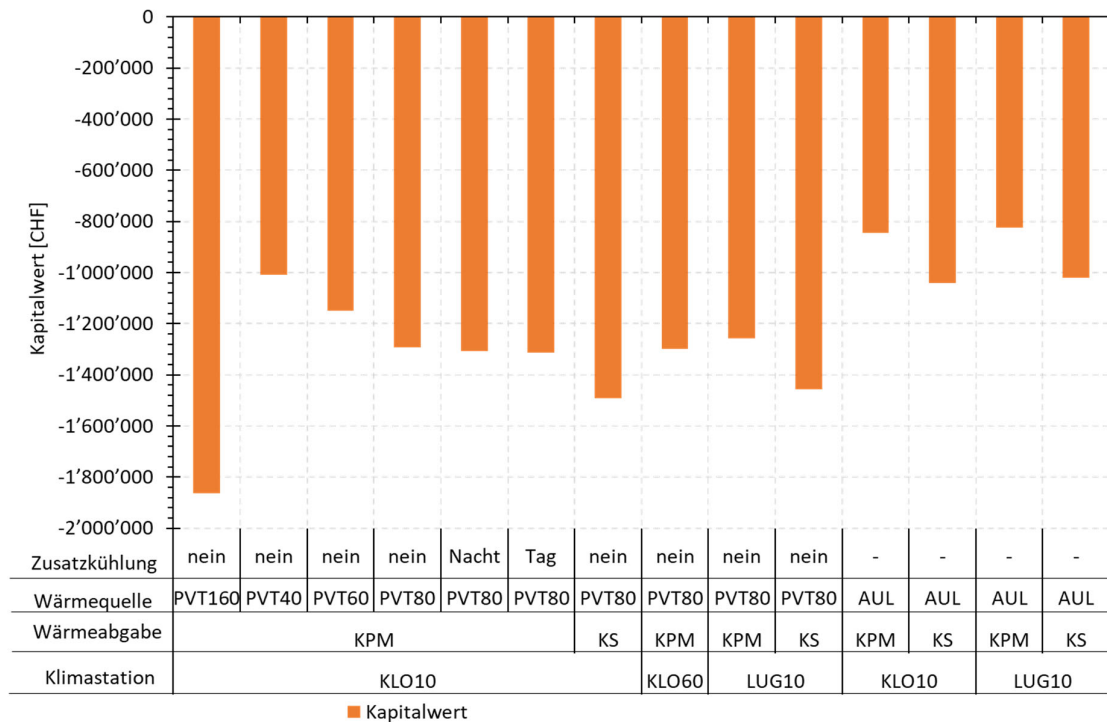


Abbildung 64 Kapitalwert der Varianten

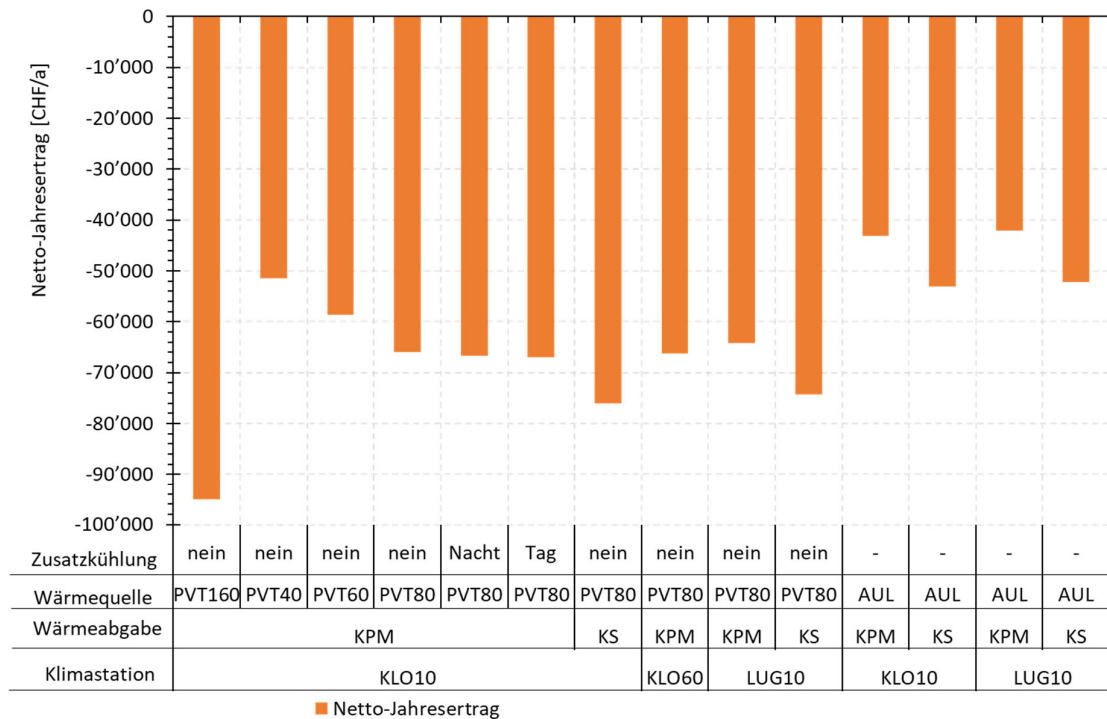


Abbildung 65 Netto-Jahresertrag der Varianten



3.3 Diskussion

3.3.1 Kollektormessungen

- Die Kollektormessungen zeigen eine gute Identifizierbarkeit der Leistungsfähigkeit der verschiedenen Modelle und Ausführungen im Kühlbetrieb.
- Wenn die Hauptaufgabe der Kollektoren/Absorbern rein die Wärmeabgabe in der Nacht berücksichtigt wird, dann sind die Modelle ohne kombinierte Funktion mit den grössten Oberflächen flächenspezifisch am leistungsfähigsten. Mit der Systemkombination PVT muss ein Leistungskompromiss in Kauf genommen werden. Hier ist die Stromproduktion ebenso wichtig.
- Die Labormessungen erfolgten mit jeweils einem Kollektor/Absorber. Bei der realen Anlage kann die Leistungsmessung bei den mehreren dicht aneinander verbauten Einheiten zu abweichenden Resultaten führen. Die grössten Abweichungen werden infolge der sich ergebenden Kanalströmungen zwischen den PVT Kollektoren und dem Dach entstehen. Es wird vermutet, dass die Leistungsfähigkeit wegen der Kaminwirkung etwas grösser ist als beim Einzelelement. Ist jedoch Wind massgebend für die Wärmeabführung, dann kann die dichte Anordnung nachteilig sein.

3.3.2 Analytische/empirische Modelle und Auslegeprogramme

- Die Dimensionierungs-Umfrage bei den Herstellern von Kühlsegel und Kapillarrohrmatten hat gezeigt, dass die Auslegung der Systeme je nach Hersteller zu unterschiedlichen Resultaten führen. Bei der für alle gleich gestellten Aufgabe waren die ermittelten Kühlsegelflächen im Bereich von 30 m² und 70 m² als Ergebnis angegeben worden. Es lässt sich daraus ableiten, dass bei den Auslegungen noch Bedarf an einer Verfeinerung der Auslegungsprogramme besteht.
- Die stationären Modellrechnungen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Herstellerangaben. Die dynamische Rechnung ermöglicht im Gegensatz zu rein stationären Temperatur- und Leistungsrechnungen eine Abschätzung der Temperatur- und Wärmestromverläufe in Funktion der Zeit.
- Eine Validierung des Excel Programms durch die Hersteller der Kühlsegel/Kapillarrohrmatten würde die Eignungsprüfung des Tools ermöglichen.

3.3.3 Simulation

- In den CoolShift Varianten wurde mehr thermische Kühlenergie als in den Standardvarianten mit einer Aussenluftwärmepumpe an die Zonen abgegeben, trotzdem wurden mehr Überhitzungsstunden festgestellt. Dies ist bedingt durch die verlängerte Kühlzeit während der Nacht. Würde die Raumtemperatur über 24 h gemittelt, ist zu erwarten, dass bei den Varianten mit CoolShift leicht tiefere mittlere Raumtemperaturen resultieren.
- Damit möglichst viel Wärme mit CoolShift in der Nacht aus den Zonen abgeführt werden kann, muss das Potential der kühlen Aussenluft optimal genutzt werden. Das bedingt, dass die Zonen nachts bis an die untere Komfortgrenze gekühlt werden. Die Simulationen zeigten, dass im Winter sowie in der Übergangszeit die Heizenergie angestiegen ist. Mit einer optimierten Regelung des Kühlsollwertes, welche im Winter und in der Übergangszeit den Kühlsollwert weniger absenkt, sollte CoolShift ohne Zunahme der Heizenergie umgesetzt werden können. Somit ist bei CoolShift die Regelstrategie nicht nur für den Komfort, sondern auch für den Energiebedarf entscheidend.
- Sofern im Sommer in den Morgenstunden auch geringe Temperaturabweichungen nach unten akzeptiert werden, ist zu erwarten, dass die Überhitzungsstunden auch ohne zusätzliche Kühlung am Tag noch weiter reduziert werden können.
- Im Vergleich mit der Standardanlage einer Aussenluft Kältemaschine konnte bei den CoolShift Varianten ohne zusätzliche Kühlung der thermische Komfort nach SIA 180 nicht in allen Zonen eingehalten werden. Mit wenig zusätzlicher Kälteenergie am Tag kann der Komfort eingehalten



- werden. Dies bedingt entweder eine eigene Kältemaschine zur Spitzenlastdeckung oder eine reversible Wärmepumpe, welche das PVT-Kollektorfeld als Rückkühler verwendet. Mit dem Nachteil, dass die PVT-Kollektoren am Tag durch die solare Einstrahlung deutlich über die Aussenlufttemperatur aufgeheizt werden. Dies reduziert die Effizienz der nachgeschalteten Wärmepumpe. Ob dies mit verfügbaren Wärmepumpen möglich ist, wurde nicht weiter untersucht.
- Bei der Betrachtung der Ergebnisse der Überhitzungsstunden nach SIA 180:2014 wurden bei den CoolShift Varianten deutlich mehr Überhitzungsstunden als mit der Standardanlage festgestellt. Die SIA 180:2014 lässt wenig Spielraum zu für Freecooling oder alternative Kühlsystemen bei herkömmlichen Systemen, die in kurzer Zeit eine hohe Kälteleistung erbringen können. Es ist zu hinterfragen, ob die Anforderungen an den Komfort für Systeme überarbeitet werden sollten, die von der Wärmekapazität des Gebäudes abhängen und nicht für wenige Stunden überdimensionierte Anlagen verlangen. Diese wäre auch für die graue Energie von Vorteil.
 - Das Verhalten der PVT-Kollektoren in horizontaler Ausrichtung oder ohne grosse Zwischenräume wurde in der Simulation nicht speziell betrachtet. Denn im Unterschied zu einer thermischen Solaranlage ist der Wärmetauscher bei einem PVT-Kollektor auf der Rückseite des PV-Panels angeordnet. Deshalb wird vermutet, dass die konvektive Wärmeabgabe durch die Neigung sowie die Zwischenräume beeinflusst wird. Für den Betrieb einer reversiblen Wärmepumpe, welche den PVT-Kollektor als Wärmequelle zum Heizen und Kühlen am Tag verwendet, sollte dieser Einfluss im Kühlbetrieb genauer untersucht werden. Denn für den Betrieb der reversiblen Wärmepumpe beim Kühlen sind tiefe PVT-Temperaturen für einen effizienten Betrieb und die Einhaltung der Betriebsgrenzen entscheidend.
 - Das Potential von CoolShift steht in einem direkten Zusammenhang zu der aktivierbaren Masse in den Zonen. Dies bedingt, dass eine möglichst grosse freie Betonflächen an der Decke verfügbar ist. Die Raumakustik kann nicht mit der Decke gelöst werden.
 - Mit Kapillarrohrmatte wurde im Vergleich zu Kühlsegel eine deutlich bessere Aktivierung der Betondecke erreicht und damit einhergehend weniger Überhitzungsstunden in den Zonen. Die bessere Aktivierung der Betondecke geht einher mit einem trägeren System. Das heisst, dass auf schnelle Wärmeeinträge in die Zonen durch Personen, Geräte, Strahlung, etc. die Raumtemperatur grössere Überschwingungen erwartet werden. Mit einer optimierten oder prädikativen Regelung wird erwartet, dass der Raumsollwert mit weniger Überschwingungen besser eingehalten wird.
 - In der Schweiz werden Kapillarrohrmatten noch wenig eingesetzt, da befürchtet wird, dass diese Systeme in wenigen Jahren infolge des geringen Rohrdurchmessers verschlammen. Hier fehlt die Erfahrung und möglicherweise auch weitere Informationen zur Dimensionierung, Planung und Installation von Kapillarrohrmatten.
 - In Neubauten besteht die Möglichkeit, Kapillarrohrmatten als kombiniertes Abgabesystem zum Heizen und Kühlen einzusetzen. Im speziellen bei Bürobauten mit geringem Wärmebedarf können damit die Investitionskosten reduziert werden.
 - Bei Gebäuden mit vielen Stockwerken steht im Verhältnis zur Energiebezugsfläche nur eine geringe Dachfläche zur Verfügung. In diesen Gebäuden steht pro EBF weniger Energie der PVT-Kollektoren für die Nachtauskühlung zur Verfügung.

3.3.4 Kosten

- Im Vergleich zur Standardanlage mit einer Aussenluft-Wärmepumpe und PV-Anlage sind beim Einsatz von CoolShift und PVT-Kollektoren mit höheren Investitionskosten zu rechnen. Auch sind die Netto-Jahreserträge geringer.
- Im Büro-Bestandsbau sind oft Heizkörper für die Wärmeabgabe vorhanden. Mit diesen ist eine Kühlung im Sommer nur bedingt möglich und es muss für die Kühlung ein zweites Abgabesystem eingebaut werden, was zu Mehrkosten führt. Im Neubau lässt sich das Heizen und Kühlen mit dem gleichen Abgabesystem realisieren.



- Aus Sicht der Vollkostenrechnung bringt das CoolShift zurzeit keine Vorteile mit sich aufgrund der Preislage der PVT Kollektoren.



4 Schlussfolgerungen und Fazit

Folgende Schlussfolgerungen können gezogen werden:

PVT Kollektoren eignen sich für die CoolShift Anwendung. Die spezifische Abstrahlleistung beträgt bei der Anwendung max. 100 W/m^2 , die mögliche konvektive Kälteleistung ist $100 - 200 \text{ W/m}^2$. Bei den sechs gemessenen Kollektoren unterschiedlicher Bauart ist die Kühlleistung durch Wärmeabstrahlung an die Umgebung bei allen Absorbern/Kollektoren relativ gering und beträgt maximal etwa 100 W/m^2 . Grössere Kühlleistungen sind durch Konvektion zu erreichen, wobei die verschiedenartigen Kollektoren grosse Unterschiede aufweisen, insbesondere aufgrund der unterschiedlich grossen Absorberoberflächen, d.h. Kontaktflächen mit der Umgebungsluft. So erzielen plane Absorber bei Nacht und mit einer Betriebstemperatur 10 K über der Umgebungstemperatur konvektive Kälteleistungen von $100 - 200 \text{ W/m}^2$. Absorber mit vergrösserter Oberfläche (Wärmeleitlamellen oder Kapillarrohre) erreichen bei gleichen Bedingungen konvektive Kälteleistungen von mehr als 400 W/m^2 , jeweils bezogen auf die Bruttofläche des Kollektors.

1. Das im Projekt entwickelte Excel/VBA Auslegungsprogramm eignet sich für die für Grobauslegung in der Planung und kann die Programme der Hersteller als dynamisch rechnendes Programm ergänzen.

Auf der Basis des empirischen Kühlsegelmodells und einem generischen Modell für den inneren Wärmedurchgang wurde ein halbempirisches und ein analytisches Kühlsegelmodell entwickelt. Diese ermöglichen die explizite Darstellung der Wärmetransportanteile Strahlung und Konvektion. Es wurde ein entsprechendes Raummodell. Mit diesem kann die Zeitentwicklung der Temperaturen und der abgeführten Wärmemengen im Kühlbetrieb berechnet werden. Das Raummodell wurde um ein Modell für Kapillarrohrmatten erweitert. Auf der Grundlage der Modellgleichungen und der numerischen Methoden wurde das praktisch nutzbare Simulationsprogramm CoolShift in Visual Basic for Applications (VBA) und Excel entwickelt. Ziel dieser Entwicklung war, die Berechnungsmethoden transparent und nachvollziehbar darzustellen sowie die entsprechenden Diagramme zu erzeugen.

2. Kapillarrohrmatten haben mehr Potenzial als Kühlsegel, wegen der besseren Anbindung an die Bauteile. Kühlsegel haben eine schlechtere thermische Ankopplung an die Betondecke, deshalb kann der Betondecke in der Nacht weniger Wärme entzogen werden. Dies führt zu mehr Überhitzungsstunden als beim Einsatz von Kapillarrohrmatten.
3. Das Konzept CoolShift funktioniert im Prinzip, es bestehen aber Komforteinschränkung gegenüber des simulierten Standardsystems im untersuchten Gebäude.
4. Die Simulationen am Bürogebäude zeigen, dass CoolShift mit PVT- Kollektoren einen Beitrag zur Reduktion der Kühlenergie leisten kann. Allerdings kann ohne zusätzliche Kühlmöglichkeit mit einer reversiblen Wärmepumpe der geforderte Komfort nicht gehalten werden. Damit die Wärmepumpe auch am Tag betrieben werden kann, um so den produzierten Solarstrom für die Kühlung zu nutzen, sollten reversible Wärmepumpen evaluiert werden, welche bei Solareinstrahlung auch mit den hohen Kollektortemperaturen betrieben werden können. Falls nur in der Nacht gekühlt wird, genügt eine normale Wärmepumpe ohne Funktion einer aktiven reversiblen Kühlung während des Tages.
5. Aus wirtschaftlicher Sicht schneiden die Varianten mit CoolShift schlechter ab. Die hohen Investitionskosten, vor allem der PVT Kollektoren, werden zwar durch die Einnahmen aus dem PVT-Ertrag reduziert, aber die Vollkostenrechnung über 30 Jahre Betrieb zeigt, dass das Standardsystem mit reversibler Aussenluft-Wärmepumpe und Kühlsegel günstiger ist.



5 Ausblick und zukünftige Umsetzung

5.1 Pilotprojekt und Demonstrationsanlage

Wichtig wäre es, Erfahrungen im Rahmen eines Pilotprojekts und einer Demonstrationsanlage sammeln zu können, um die im Projekt gewonnenen Resultate und Erkenntnisse zu verifizieren, und das Potenzial des CoolShift Systems im Feld für zukünftige Anwendungen zu bestimmen.

5.2 Dimensionierungs- und Auslegungshilfen

Es wäre sinnvoll, die erarbeiteten Excel Dimensionierungs- und Auslegungshilfen von den Industriepartnern hinsichtlich der Eignung testen zu lassen.

Weiter wäre die Gestaltung von Richtlinien denkbar mit dem Inhalt, auf was zu achten ist, wie das CoolShift System ausgelegt, konzipiert und geregelt werden muss, wie die Wärmepumpen / Kältemaschinen betreiben werden sollen, und wie das Systemverhalten optimiert werden kann.

5.3 Kriterien für einen Systementscheid

Kriterien für einen Systementscheid müssten noch definiert werden, auch die Eignung für Neubauten sowie bei verschiedenen Nutzungen untersucht werden.

Hier wäre z.B. auch an Schulhäuser und Turnhallen mit mehr Warmwassernutzung gedacht, bei der die PVT Kollektoren auch die Warmwasserbereitung decken, bzw. unterstützen können.

5.4 Potenzial, Vor- und Nachteile der PVT Kollektoren

PVT Kollektoren bieten die Möglichkeit, die zur Verfügung stehende Dachfläche optimal für Wärme- und Stromgewinnung zu nutzen. Nachteilig sind die zurzeit hohen Investitionskosten.

Die Simulationen dienten hauptsächlich der Untersuchung des Kühlfalles im Sommer.

Hier wäre eine Untersuchung der PVT Kollektoren-Wärmenutzung für das Heizen des Gebäudes und der Warmwasserbereitung in den wärmeren Monaten noch interessant.

Ebenso wäre es denkbar, die sommerliche Wärme für Wärmeverbünde, Niedertemperatur-Netze und die Regeneration von EWS – Feldern zur Verfügung zu stellen.

6 Publikationen

- Jahresbericht zur vorliegenden Studie



7 Literaturverzeichnis

- [1] Christenson M, Manz H, and Gyalistras D 2006, Climate warming impact on degree-days and building energy demand in Switzerland, *Energy conversion and management*, vol. 47, no. 6, pp. 671-686.
- [2] Wang L, Liu X, and Brown H 2017, Prediction of the impacts of climate change on energy consumption for a medium-size office building with two climate models, *Energy and Buildings*, vol. 157, pp. 218-226.
- [3] Yamaguchi Y, Kim B, Kitamura T, Akizawa K, Chen H, and Shimoda Y 2022, Building stock energy modeling considering building system composition and long-term change for climate change mitigation of commercial building stocks, *Applied Energy*, vol. 306, p. 117907.
- [4] Ehrlich F 2018, Entwicklung eines stockwerkübergreifenden Querlüftungsmodells unter Berücksichtigung von Insekten- und Pollenschutzgittern für Einfamilienhäuser zur Prognose der sommerlichen Überwärmung, Wien,
- [5] Maas A, Schmidt D, and Hauser G 1999, Experimentelle Untersuchungen zum Luftaustausch bei Querlüftung, *TAB. Technik am Bau*, no. 11, pp. 57-64.
- [6] Zimmermann M 1999, *Handbuch der passiven Kühlung: rationelle Energienutzung in Gebäuden; passive Raumkühlung*: EMPA ZEN,
- [7] Koschenz M and Dorer V 1999, Interaction of an air system with concrete core conditioning, *Energy and Buildings*, vol. 30, no. 2, pp. 139-145, 1999/06/01/. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00081-4](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00081-4)
- [8] Koschenz M and Lehmann B 2000, Handbuch: Thermoaktive Bauteilsysteme tabs, *EMPA Dübendorf, Zentrum für Energie und Nachhaltigkeit im Bauwesen ZEN, Dübendorf*.
- [9] Lehmann B, Dorer V, and Koschenz M 2007, Application range of thermally activated building systems tabs, *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 5, pp. 593-598, 2007/05/01/. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.09.009>
- [10] Pfafferott J, Kalz D E, and Koenigsdorff R 2015, Bauteilaktivierung.
- [11] Lim J-H, Song J-H, and Song S-Y 2014, Development of operational guidelines for thermally activated building system according to heating and cooling load characteristics, *Applied Energy*, vol. 126, pp. 123-135, 2014/08/01/. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.087>
- [12] Romaní J, de Gracia A, and Cabeza L F 2016, Simulation and control of thermally activated building systems (TABS), *Energy and Buildings*, vol. 127, pp. 22-42, 2016/09/01/. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.05.057>
- [13] Koschenz M and Lehmann B 2004, Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings, *Energy and buildings*, vol. 36, no. 6, pp. 567-578.
- [14] Schnyder J *et al.* 2009, Konventionelle Wärmeabgabesysteme und deren Regulierung für die Raumkühlung, Bundesamt für Energie BFE, Bern
- [15] Arendt M, Haupt L, Kremonke A, Perschke A, and Felsmann C 2021, EnOB: KUEHA-Erprobung und Demonstration einer neuartigen Systemlösung zur sommerlichen Raumkühlung unter besonderer Berücksichtigung von Energieeffizienz und Praxistauglichkeit,
- [16] Büchel E *et al.* 2016 Kompakte, dezentrale Warmwasserbereitstellung aus Fortluft und Solarstrom (KoDeWa), in 19. Status-Seminar «Forschen für den Bau im Kontext von Energie und Umwelt», ETH Zürich: BRENET,
- [17] Afjei T, Dott R, and Arthur H 2007, Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen. Schlussbericht, B. f. E. BFE, Bern
- [18] Genkinger A, Dott R, Witmer A, and Afjei T 2010, Sanfte Kühlung mit Erdwärmesonden Im Minergie-P Wohngebäude CosyPlace. Schlussbericht, Bundesamt für Energie BFE, Bern
- [19] Pomeroy R, (April 17, 2019). *How People Created Ice in the Desert 2000 Years Ago*. https://www.realclearscience.com/blog/2018/07/09/how_people_created_ice_in_the_desert_2000_years_ago.html,



- [20] Bliss R W J 1959, The derivations of several "Plate-efficiency factors" useful in the design of flat-plate solar heat collectors, *Solar Energy*, vol. 3, no. 4, pp. 55-64.
- [21] Eicker U and Dalibard A 2011, Photovoltaic-thermal collectors for night radiative cooling of buildings, *Solar Energy*, vol. 85, no. 7, pp. 1322-1335.
- [22] Wemhöner C, Genkinger A, and Afjei T 2011, Kühlen über thermisch aktivierte Aussenflächen. Potenzialstudie, Bundesamt für Energie BFE, Bern
- [23] Wemhöner C, Müller A, Schweizer R, and Afjei T 2016, AKTIVA: Heizen und Kühlen über thermisch aktivierte Aussenflächen. Labortest und Entwicklung von integrierten Systemlösungen. Schlussbericht, Bundesamt für Energie BFE, Bern
- [24] Goldstein E A, Raman A P, and Fan S 2017, Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky, *Nature Energy*, vol. 2, no. 9, p. 17143.
- [25] Fernandez N, Wang W, Alvine K J, and Katipamula S 2015, Energy savings potential of radiative cooling technologies, Pacific Northwest National Lab.(PNNL), Richland, WA (United States),
- [26] Koch M, Eismann R, and Dott R 2019 CoolShift – Cooling of Buildings by Chiller-Assisted Nocturnal Radiation and Convection, in *CISBAT 2019*, Lausanne: IOP's Journal of Physics: Conference Series,
- [27] 2017, 9808: Solar energy — Solar thermal collectors — Test methods, ISO/TC 180 Solar energy engineering,
- [28] Duffie J A and Beckman W A 1991, *Solar engineering of thermal processes*, Second ed. ed.: New York [etc.] : Wiley, pp. XXIII, 919 S.,
- [29] Koch M, Dott R, and Eismann R 2019, CoolShift - Nächtliche Gebäudekühlung durch natürliche Konvektion und Strahlung - Eine Machbarkeitsstudie, B. f. E. BFE, Bern
- [30] Zakovorotnyi A *et al.* 2017, ROGEK - Robustheitsbewertung von integrierten gebäudetechnischen Kühlkonzepten in Verwaltungsbauten hinsichtlich Klima und Nutzervariabilität, Bundensamt für Energie BFE, Bern
- [31] Hässig W, Streit S, Helfenfinger D, and Keller P 2009, Haustechnik – Kompaktgeräte (Heizen, Warmwasser, Lüften, Kühlen – alles aus einem), Bundesamt für Energie BFE, Bern
- [32] Häring G, Trinkl C, and Zörner W 2010, Regeneratives Heizen und Kühlen in einem Multifunktionsgebäude, Hochschule Ingolstadt
- [33] DIN EN 14037-4, 2016, An der Decke frei abgehängte Heiz- und Kühlflächen für Wasser mit einer Temperatur unter 120 °C - Teil 4:
Vorgefertigte Deckenstrahlplatten zur Raumheizung - Prüfverfahren für die Kühlleistung, Beuth Verlag, Berlin
- [34] Recknagel S A 2020, *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik : einschliesslich Trinkwasser- und Kältetechnik sowie Energiekonzepte*, 80. Auflage ed.: ITM InnoTech Medien GmbH, Kleinaitingen
- [35] Feustel H E and Stetiu C 1995, Hydronic radiant cooling — preliminary assessment, *Energy and Buildings*, vol. 22, no. 3, pp. 193-205, 1995/08/01/. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(95\)00922-K](https://doi.org/10.1016/0378-7788(95)00922-K)
- [36] Su L, Li N, and Zhang X 2015, Experimental study on cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel, *Procedia Engineering*, vol. 121, pp. 2168-2175.
- [37] Wang Y, Hu Y, Zhao W, and Qin W 2020, The performance of a closed cavity radiation system with built-in heat exchanger, *Building and Environment*, p. 106788.
- [38] Fonseca N 2011, Experimental analysis and modeling of hydronic radiant ceiling panels using transient-state analysis, *International journal of refrigeration*, vol. 34, no. 4, pp. 958-967.
- [39] Rhee K-N and Kim K W 2015, A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment, *Building and Environment*, vol. 91, pp. 166-190.
- [40] Aubinet M 1994, Longwave sky radiation parametrizations, *Solar energy*, vol. 53, no. 2, pp. 147-154.
- [41] Matuska T and Zmrhal V 2008, *Design tool KOLEKTOR 2.2 for a detailed solar thermal flat-plate collector modelling - Reference handbook*, Prag



- [42] Chandra Y P and Matuska T 2019, Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: A comprehensive review, *Energy and Buildings*, vol. 187, pp. 110-131.
- [43] Nüßle F and Pfafferoth J 2011, Kühldeckensystem mit Aktivierung der Speichermasse der Betondecke, *Bauphysik*, vol. 33, no. 1, pp. 43-48.
- [44] Causone F, Corgnati S P, Filippi M, and Olesen B W 2009, Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room, *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 6, pp. 622-628, 2009/06/01/. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.01.004>
- [45] Zhai Z and Chen Q 2004, Numerical determination and treatment of convective heat transfer coefficient in the coupled building energy and CFD simulation, *Building and Environment*, vol. 39, no. 8, pp. 1001-1009, 2004/08/01/. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2004.01.023>
- [46] 2004, DIN EN 14240: Lüftung von Gebäuden: Kühldecken - Prüfung und Bewertung, Beuth Verlag, Berlin
- [47] Zogg M 1977, *Warmwasserbereitung mit Sonnenenergie* (blaue TR-Reihe, no. 128): Hallwag Verlag, Bern, Stuttgart
- [48] Incropera F P, Bergman T L, DeWitt D P, and Lavine A S 2011, *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons,
- [49] Eismann R 2015, Accurate analytical modeling of flat plate solar collectors: Extended correlation for convective heat loss across the air gap between absorber and cover plate, *Solar Energy*, vol. 122, pp. 1214-1224. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.10.037>
- [50] Garg H and Rani U 1981, Calorimetric determinations of bond conductances in pipe and fin type flat-plate solar collectors, *Applied Energy*, vol. 9, no. 1, pp. 77-82.
- [51] Incropera F P, DeWitt D P, Bergman T L, and Lavine A S 2017, *Incropera's principles of heat and mass transfer*: Wiley Global Education,
- [52] VDI 2013, *VDI-Wärmeatlas*, 11. ed.: Springer-Verlag, Heidelberg, Dordrecht, London, New York <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>
- [53] Glück B 1989, *Wärmeübertragung. Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren*: VEB Verlag für Bauwesen,
- [54] WSPLab 2016, Test Report 16.58.ESO.103 - KIGO Standard, WSPLab, Stuttgart
- [55] Baehr H D and Stephan K 2010, *Wärme- und Stoffübertragung*, 7. ed.: Springer-Verlag, Heidelberg, Dordrecht, London, New York
- [56] Lloyd J and Moran W 1974, Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms.
- [57] Lewandowski W M, Radziemska E, Buzuk M, and Bieszk H 2000, Free convection heat transfer and fluid flow above horizontal rectangular plates, *Applied energy*, vol. 66, no. 2, pp. 177-197.
- [58] Energie Solaire SA Kigo Standard Deckensegel - Wandpaneele - Technische Dokumentation, V1.3 ed. Siders: Energie Solaire SA, 2017.
- [59] Khalifa A-J N 2001, Natural convective heat transfer coefficient—a review: I. Isolated vertical and horizontal surfaces, *Energy conversion and management*, vol. 42, no. 4, pp. 491-504.
- [60] Khalifa A-J N and Marshall R 1990, Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 33, no. 10, pp. 2219-2236.
- [61] Kuchling H 2004, Taschenbuch der Physik.—18. Aufl, *Mittweida: Fachbuchverlag Leipzig*.
- [62] Schwarz H-R and Köckler N 2013, *Numerische mathematik*: Springer-Verlag, https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8166-3_8
- [63] 2014, SIA 382/1: Lüftungs- und Klimaanlageanlagen - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA,
- [64] Oró E, De Gracia A, Castell A, Farid M M, and Cabeza L F 2012, Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications, *Applied Energy*, vol. 99, pp. 513-533.
- [65] Tay N, Belusko M, and Bruno F 2012, Designing a PCM storage system using the effectiveness-number of transfer units method in low energy cooling of buildings, *Energy and buildings*, vol. 50, pp. 234-242.



- [66] 2021, SIA 2024: Raumnutzungsdaten für Energie- und Gebäudetechnik, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA,
- [67] 2021, SIA 380/2: Energetische Berechnungen von Gebäuden - Dynamisches Verfahren für Bedarfsabklärungen, Leistungs- und Energiebedarf, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA,
- 71 SIA 480 Wirtschaftlichkeitsrechnung für Investitionen im Hochbau
Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, 2016
- 72 SWKI BT104-01 Betreiben und Instandhalten von gebäudetechnischen Anlagen – Teil 1:
Grundlagen, Ausgabe 2021-10



8 Anhang

8.1 Simulationsgrundlagen Referenzgebäude

8.1.1 Geometrie, Gebäudeausrichtung und Zoneneinteilung

Das Gebäude hat drei Obergeschosse mit dem gleichen Grundriss mit 4 Grosraumbüros, 5 Einzelbüros und einer Erschliessung in der Mitte gemäss Abbildung 66. Das Untergeschoss wird als eine Zone ohne interne Lasten unbeheizt berücksichtigt. Die lichte Raumhöhe beträgt in allen Obergeschossen gemäss SIA 2024:2021 3 m.

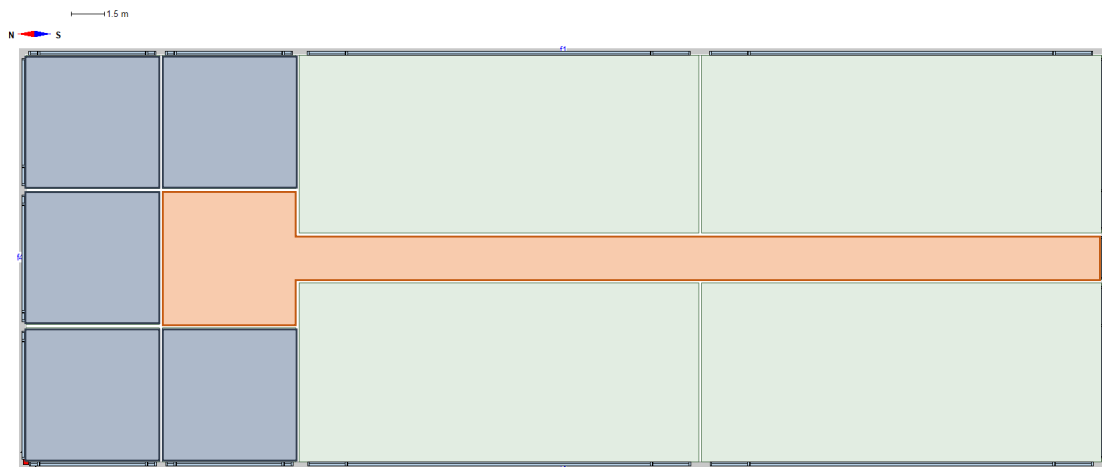


Abbildung 66 Grundriss mit Ausrichtung

-  Grosraumbüro: 8 m x 18 m (Standardgrösse SIA 12 m x 12 m)
-  Einzel-, Gruppenbüro: 6 x 6 m
-  Erschliessung: 6 x 6 m + 36 x 2 m (Restfläche (abweichend zu SIA 2 x 10 m))

Fensterflächen:

- a) Bei einer Aussenwand: 50 % Glasanteil von Fassade (SIA Standard)
25 % Rahmenanteil von Fensterfläche (SIA Standard)
- b) Bei zwei Aussenwänden: je 50 % Glasanteil bei 25 % Rahmenanteil (nicht Standard)

Mögliche Fensteröffnungen:

- a) Bei einer Aussenwand: 2 x 2.5 % Fenster der Bodenfläche
- b) Bei zwei Aussenwänden: 2 x 2.5 % und 1 x 2.5 % Fenster der Bodenfläche

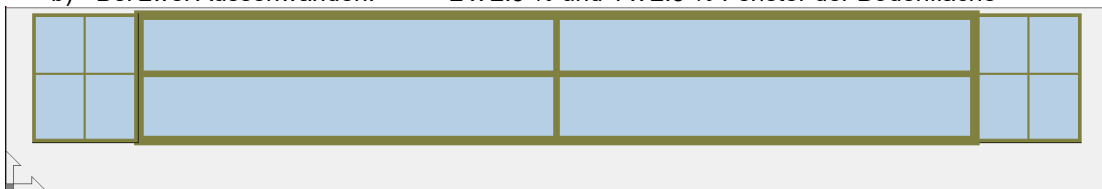


Abbildung 67 Aussenwand mit Fensterband und seitlichen Lüftungsflügel (Höhe Wand 3 m, Brüstung 0.8 m, Fensterhöhe 2.1 m)



8.1.2 Gebäudehülle

Die folgenden Konstruktionen basieren auf den Grenzwerten der Tabelle 3 SIA 380/2:2021

Aussenwand:

Der Aufbau erfolgt von innen nach aussen.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Innenputz	0.7	1400	1000	0.015
Gipskartonplatte	0.25	900	1000	0.0125
Steinwolle	0.05	100	1030	0.02
Modulbackstein	0.44	1100	940	0.15
Polystyrol expandiert (EPS)	0.033	30	1450	0.1
Aussenputz	0.87	1800	1000	0.015
Summe				0.313
U-Wert	W/m²K			0.25

Aussenwand gegen Erdreich:

Der Aufbau erfolgt von innen nach aussen.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Polystyrol extrudiert (XPS)	0.033	33	142	0.1
Summe				0.35
U-Wert	W/(m²·K)			0.3

Dach:

Der Aufbau erfolgt von aussen nach innen.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Erdreich Sand und Kies	2.0	2000	1050	0.1
Polystyrol expandiert (EPS)	0.032	30	1450	0.12
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Innenputz Knauf MP75 Diamant	0.47	1250	1000	0.015
Summe				0.485
U-Wert	W/(m²·K)			0.24

Dach, abgehängte Decke:

Der Aufbau erfolgt von aussen nach innen. (Korridor 100%)

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Erdreich Sand und Kies	2.0	2000	1050	0.1
Polystyrol expandiert (EPS)	0.034	30	1450	0.12
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Luftsicht Wärmestrom aufwärts	1.875	1.23	1008	0.25



Akustic EP1	0.032	70	1030	0.02
Summe				0.74
U-Wert	W/(m²·K)			0.2

Boden gegen Erdreich:

Der Aufbau erfolgt von oben nach unten

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Linoleum	1.7	1200	1400	0.01
Zementmörtel	1.5	2200	1000	0.06
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Polystyrol extrudiert (XPS)	0.034	34	1450	0.1
Summe				0.41
U-Wert	W/(m²·K)			0.3

Zwischendecke Büros:

Der Aufbau erfolgt von oben nach unten.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Fussboden Teppich	0.06	200	1300	0.01
Zementmörtel	1.5	2200	1000	0.06
Polystyrol expandiert (EPS)	0.033	30	1450	0.02
Steinwolle	0.036	100	1030	0.02
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Innenputz Knauf MP75 Diamant	0.47	1250	1000	0.015
Summe				0.375
U-Wert	W/(m²·K)			0.60

Zwischendecke:

(Korridor 100%) Der Aufbau erfolgt von oben nach unten.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Fussboden Teppich	0.06	200	1300	0.01
Zementmörtel	1.5	2200	1000	0.06
Polystyrol expandiert (EPS)	0.033	30	1450	0.02
Steinwolle	0.036	100	1030	0.02
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Luftschicht Wärmestrom aufwärts	1.875	1.23	1008	0.25
Akustic EP1	0.032	70	1030	0.02
Summe				0.63
U-Wert	W/(m²·K)			0.42

**Zwischendecke gegen unkonditioniert (Keller) :**

Der Aufbau erfolgt von oben nach unten.

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Fussboden Teppich	0.06	200	1300	0.01
Zementmörtel	1.5	2200	1000	0.06
Polystyrol expandiert (EPS)	0.033	30	1450	0.016
Steinwolle	0.036	100	1030	0.01
Beton armiert mit 2% Stahl	2.5	2400	1000	0.25
Polystyrol expandiert (EPS)	0.033	30	1450	0.08
Innenputz	0.7	1400	1000	0.015
Summe				0.441
U-Wert	W/(m²·K)			0.27

Innenwand nicht tragend (Büro, Erschliessung):

Homogen

Bezeichnung	λ	Dichte	c_p	Dicke
	W/(m·K)	kg/m ³	J/(kg·K)	m
Innenputz	0.7	1400	1000	0.005
Gipskartonplatte	0.25	900	1000	0.015
Glaswolle / Metallständer	0.035	30	1030	0.1
Gipskartonplatte	0.25	900	1000	0.015
Innenputz	0.7	1400	1000	0.005
Summe				0.14
U-Wert	W/(m²·K)			0.32

Fenster

Es wird von folgender Verglasung ausgegangen.

Bezeichnung	Wert	Einheit
U-Wert Glas (Dreifachverglasung)	0.74	W/(m ² ·K)
U-Wert Rahmen (inkl. allen Wärmebrücken)	1.5	W/(m ² ·K)
Leibungstiefe	0.2	m
Rahmenanteil	25	%
g-Wert	0.6	-
τ -solar	0.51	-
τ -visibel	0.7	-



Wärmebrücken

In der Simulation werden die Wärmebrücken wie folgt berücksichtigt:

Wärmebrücke	Wert	Einheit	Bild
Außenboden / Außenwand	0.058	W/(K·m)	
Außenwand / Innenwand	0.028	W/(K·m)	
Außenwand / Außenwand	0.075	W/(K·m)	
Einfassung Außenfenster	0.2	W/(K·m)	
Einfassung Außentür	0.2	W/(K·m)	
Dach / Außenwand	0.068	W/(K·m)	
Außenwand / Zwischendecke	0.077	W/(K·m)	
Balkonplatte / Außenwand	0	W/(K·m)	
Außenboden / Innenwand	0.027	W/(K·m)	
Dach / Innenwand	0.026	W/(K·m)	
Außenwand / Außenwand (einspringende Ecke)	-0.075	W/(K·m)	
Gebäudehülle (Flächenuschlag zur Gebäudehülle)	0	W/(K·m²)	

8.1.3 Sonnenschutz, Verschattung und Fensteröffnung

Sonnenschutz

Aussenliegender Sonnenschutz bei jedem Fenster als RAF-Storen:

Windwiderstandsklasse:	6 (92 km/h) bis 3 m Breite
Abminderungsfaktor g-Wert	0.23
Abminderungsfaktor g-Wert Total (g-Glas = 0.6)	0.138
Abminderungsfaktor T und T _{vis} :	0.1
Sonnenschutzregelung:	SIA 180 siehe 8.1.7 Sonnenschutzregelung

Verschattung

Verschattung umliegende Bauten:	keine (freistehend)
Verschattung Horizont:	keine

Fensteröffnung

Fensteröffnung	siehe keine
----------------	-------------



8.1.4 Systeme

Heizung

Reversible Wärmepumpe	basierend auf Mitsubishi NX-WN 0182
Wärmeleistung	60 kW
COP	4.31
Volumenstrom Kondensator	3.99 l/s (dT ca. 4 K)
Volumenstrom Verdampfer	3.02 l/s (dT ca. 3.1K)
Heizungsspeicher	2000 l => min. Laufzeit der WP ca. 25 Minuten
Speichertemperatur oben	55 °C (Ta -8°C), 40 °C (Ta 10°C)
Ladepumpe Speicher:	2.0 Kg/s, Druckerhöhung 20 kPa, Wirkungsgrad 70 %
Kollektorpumpe:	3.0 Kg/s, Druckerhöhung 30 kPa, Wirkungsgrad 70 %

Warmwasser

Wasserbedarf Einzelbüro	3 l/Person und Tag
Wasserbedarf Grossraumbüro	3 l/Person und Tag
Total Warmwasser pro Tag	507 Liter à 60 °C
Warmwasserspeicher	770 l (Tagesbedarf inkl. Wärmeverluste Speicher)
Speichersollwert:	65 °C, am Wochenende ausgeschaltet (20 °C)
Ladepumpe Speicher:	2.5 Kg/s, Druckerhöhung 20 kPa, Wirkungsgrad 70 %

Klimaaggregat

Reversible Wärmepumpe	Mitsubishi NX-WN 0182 (gleiches Gerät wie oben zum Heizen)
Wärmeleistung	60 kW
Kältespeicher	2000 l => min. Laufzeit der Kältemaschine ca. 120 Minuten
Minimale Vorlauftemperatur	18 °C (Einschränkung durch Kondensationsrisiko)
Sollwert aktive Kühlung	18 °C
Sollwert passive Kühlung:	10 °C
Ladepumpe Speicher:	2.0 Kg/s, Druckerhöhung 20 kPa, Wirkungsgrad 70 %
Kollektorpumpe:	3.0 Kg/s, Druckerhöhung 30 kPa, Wirkungsgrad 70 %

PVT Kollektor

Typ	«SOLINK» [46, 47]
Fläche	704 m ² (80 % der Dachfläche belegt; Länge 16, Breite 44m)
Ausrichtung	Süd (180 °)
Aufstellwinkel	15 °
Frostschutz	Ethylene Glycol
Gefrierpunkt	-20 °C
Ladepumpe Speicher:	5.3 Kg/s, Druckerhöhung 20 kPa, Wirkungsgrad 70 %
Kollektorpumpe passiv primär:	8.0 Kg/s, Druckerhöhung 30 kPa, Wirkungsgrad 70 %

Lüftungsanlage

Aussenluftvolumenstrom	VVS, CO ₂
Wärmerückgewinnung	70 % (Standard SIA 2024:2021)
Zulufttemperatur Heizen	21 °C
Zulufttemperatur Kühlen	kein Kühlregister
Betriebszeiten	gemäss Nutzung mit 2 h vor- und 2 h Nachlauf Keine Nachtauskühlung mit der Lüftung

Regelung

Temperaturregelung in jeder Zone mit PI-Regelung der Raumlufttemperatur



8.1.5 Zonen und Nutzung (SIA 2024:2021)

1. Grossraumbüro

Personen

Personenfläche:	10 m ² /P
Aktivität:	1.2 met
Bekleidung:	1.0 clo Winter, 0.5 clo Sommer

Geräte

Leistung:	15 W/m ²
LW Strahlungsanteil:	0.2

Beleuchtung

Leistung	9.8 W/m ²
Konvektiver Anteil:	30%
Regelung:	Sollwert und Zeitplan

Lüftung

Aussenluftvolumenstrom:	2.5 m ³ /hm ² (360 m ³ /h)
Zulufttemperatur:	21 °C, kein Kühlregister
Steuerung:	VVS, CO ₂
Wärmerückgewinnung	70 %, immer eingeschaltet
Nachtauskühlung	keine

Heizung

System:	Radiatoren, Auslegung (50 °C / 40 °C bei -8 °C Aussen)
Leistung	siehe 8.1.8 Heiz/ Kühlleistungsbedarf

Kühlung

System:	Kapillarrohrmatten in der Decke oder Kühlsegel
Fläche	80 % der Decke mit Kapillarrohrmatten bedeckt
Leistung:	siehe 8.1.8 Heiz/ Kühlleistungsbedarf

Ramluft Sollwerte

Heizen (Winter):	21 °C
Kühlen (Sommer):	siehe 8.1.7 Sollwerte

Raumfeuchte

Sollwert:	- r.Fe.
-----------	---------

Tag / Nachtauskühlung

Fensterlüftung	keine
----------------	-------

Natürliche Infiltration

Aussenluft-Volumenstrom:	0.15 m ³ /(h·m ²) (Bezogen auf die Bodenfläche)
--------------------------	--



2. Einzel-, Gruppenbüro

Personen

Personenfläche:	14 m ² /P
Aktivität:	1.2 met
Bekleidung:	1.0 clo Winter, 0.5 clo Sommer

Geräte

Leistung:	11 W/m ²
LW Strahlungsanteil:	0.2

Beleuchtung

Leistung	12.5 W/m ²
Konvektiver Anteil:	30%
Regelung:	Sollwert und Zeitplan

Lüftung

Aussenluftvolumenstrom:	1.8 m ³ /hm ² (65 m ³ /h)
Zulufttemperatur:	21 °C, kein Kühlregister
Steuerung:	VVS, CO ₂
Wärmerückgewinnung	70 %, immer eingeschaltet
Nachtauskühlung	keine

Heizung

System:	Radiatoren, Auslegung (50 °C / 40 °C bei -8 °C Aussen)
Fläche	80 % der Decke mit Kapillarrohrmatten bedeckt
Leistung:	siehe 8.1.8

Kühlung

System:	Kapillarrohrmatten in der Decke oder Kühlsegel
Fläche	80 % der Decke mit Kapillarrohrmatten bedeckt
Leistung:	siehe 8.1.8

Ramluft Sollwerte

Heizen (Winter):	21 °C
Kühlen (Sommer):	siehe 8.1.7 Sollwerte

Raumfeuchte

Sollwert:	- r.Fe.
-----------	---------

Tag / Nachtauskühlung

Fensterlüftung	keine
----------------	-------

Natürliche Infiltration

Aussenluft-Volumenstrom:	0.15 m ³ /(h·m ²) (Bezogen auf die Bodenfläche)
--------------------------	--



3. Verkehrsfläche

Personen

Belegung:	0
Aktivität:	1.2 met
Bekleidung:	1.0 clo Winter, 0.5 clo Sommer

Geräte

Leistung:	0 W/m ²
-----------	--------------------

Beleuchtung

Leistung	3.5 W/m ²
Konvektiver Anteil:	30%
Regelung:	Sollwert und Zeitplan

Lüftung

Aussenluftvolumenstrom:	0.5 m ³ /hm ² (entspricht im Modell: 54 m ³ /h)
Zulufttemperatur:	21 °C, kein Kühlregister
Steuerung:	1-stufig (KVS)
Wärmerückgewinnung	70 %, immer eingeschaltet
Nachtauskühlung	keine

Heizung

System:	Radiatoren, Auslegung (50 °C / 40 °C bei -8 °C Aussen)
Leistung:	siehe 8.1.8

Kühlung

System:	keine Kühlung
Leistung:	0 W/m ²

Ramluftsollwerte

Winter:	21 °C
Sommer:	- °C

Nachtauskühlung

Fensterlüftung	siehe 8.1.7 Fensteröffnungsregelung
----------------	-------------------------------------

Natürliche Infiltration

Aussenluft-Volumenstrom:	0.15 m ³ /(h·m ²) (Bezogen auf die Bodenfläche)
--------------------------	--



4. Untergeschoss

Personen

Belegung: 0
Nettogeschossfläche /Person 0 m²

Geräte

Leistung: 0 W/m²

Beleuchtung

Leistung 0 W/m²

Lüftung

Aussenluftvolumenstrom: 0 m³

Heizung

System: ohne Heizung

Kühlung

System: ohne Kühlung

Ramluftsollwerte

Sommer: - °C

Winter: - °C

Nachtauskühlung

Fensterlüftung keine

Natürliche Infiltration

Aussenluft-Volumenstrom: 0.15 m³/(h·m²) (Bezogen auf die Bodenfläche)



8.1.6 Fahrpläne (SIA 2024:2021)

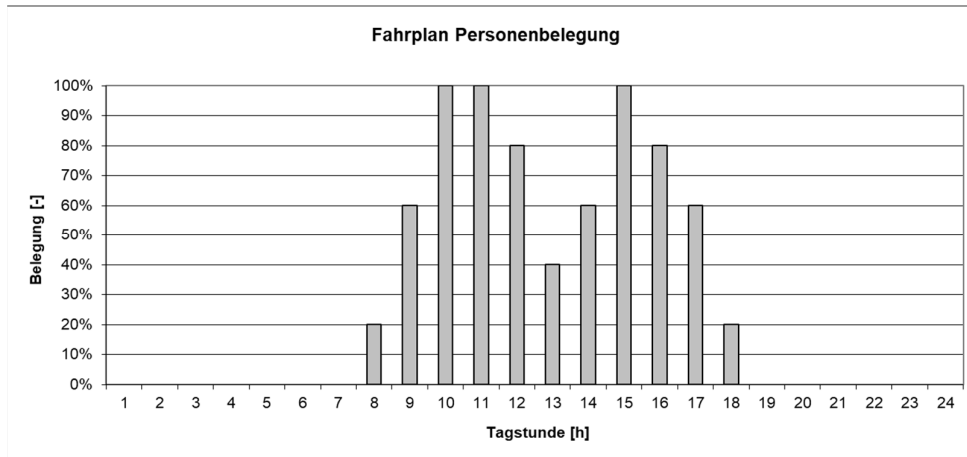


Abbildung 68 Personenprofil Einzel-, Gruppenbüro, Grossraumbüro (Mo – Fr, Sa und So nicht belegt)

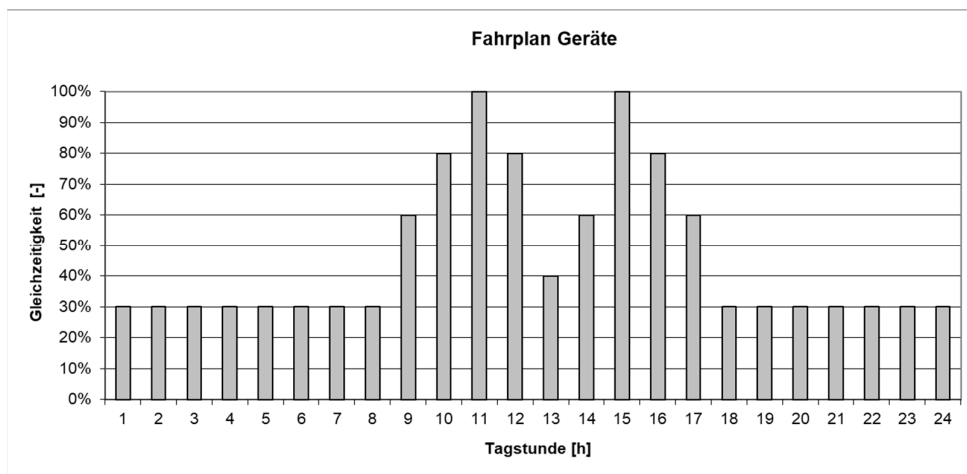


Abbildung 69 Geräteprofil Einzel-, Gruppenbüro, Grossraumbüro (Mo – Fr, Sa und So nicht belegt)

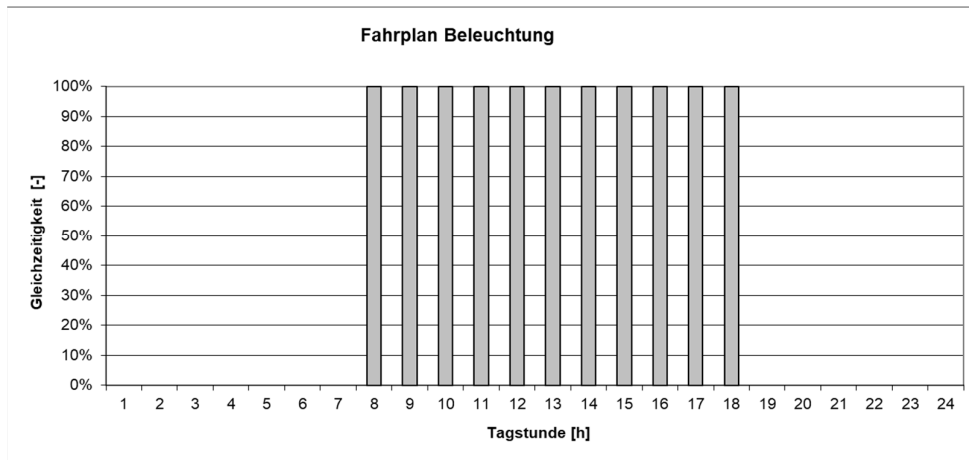


Abbildung 70 Zeitplan Beleuchtung: Geräteprofil Einzel-, Gruppenbüro, Grossraumbüro, Erschliessung (Mo – Fr, Sa und So nicht belegt)

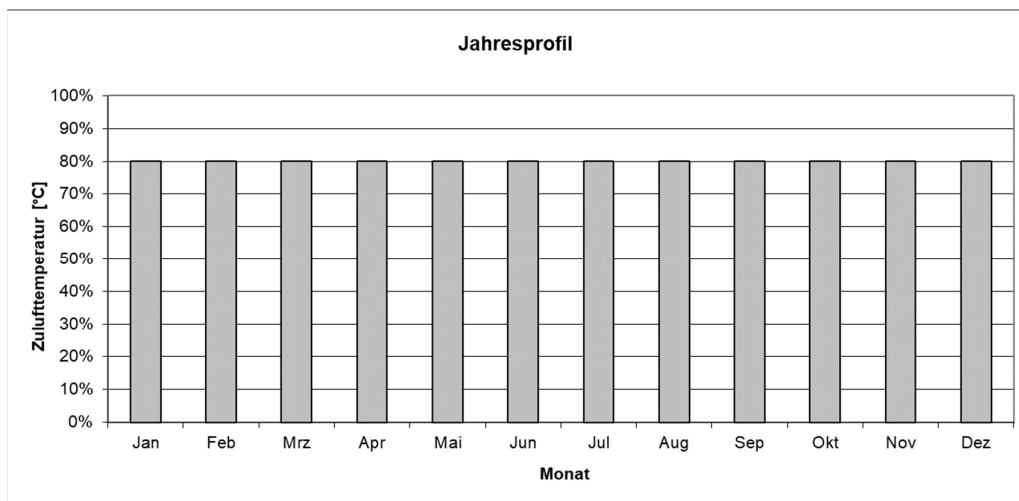
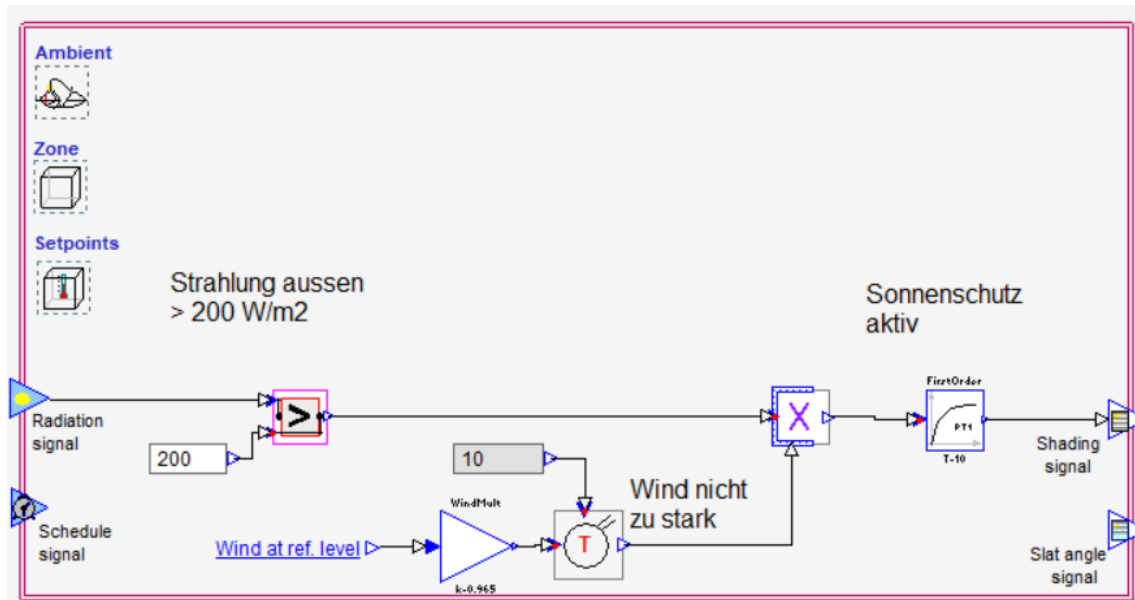


Abbildung 71 Jahresprofil: Geräte und Personenprofil der Zonen Einzel-, Gruppenbüro, Grossraumbüro, Erschliessung



8.1.7 Regelungen

Sonnenschutzregelung



8.1.8 Heiz/ Kühlleistungsbedarf

Der Heiz- und Kühlleistungsbedarf wurde gemäss SIA 382/2:2011 in IDA-ICE mit idealen Heater und Cooler ohne Fensteröffnung für die beiden Standort Kloten und Lugano durchgeführt. Basierend auf diesen Ergebnissen wurde folgende Dimensionierung vorgenommen:

Auslegung Kloten:

Heizlast/ -Kühllast:

Berechnung SIA 382:

Heizleistung: 45 kW

Kühlleistung: 73 kW

Wahl:

Reversible WP Kälteleistung: 60 kW, COP 4.31

Reversible WP Wärmeleistung: 60 kW, COP 4.31

Auslegung Lugano:

Heizlast/ -Kühllast:

Berechnung SIA 382:

Heizleistung: 31 kW

Kühlleistung: 72 kW

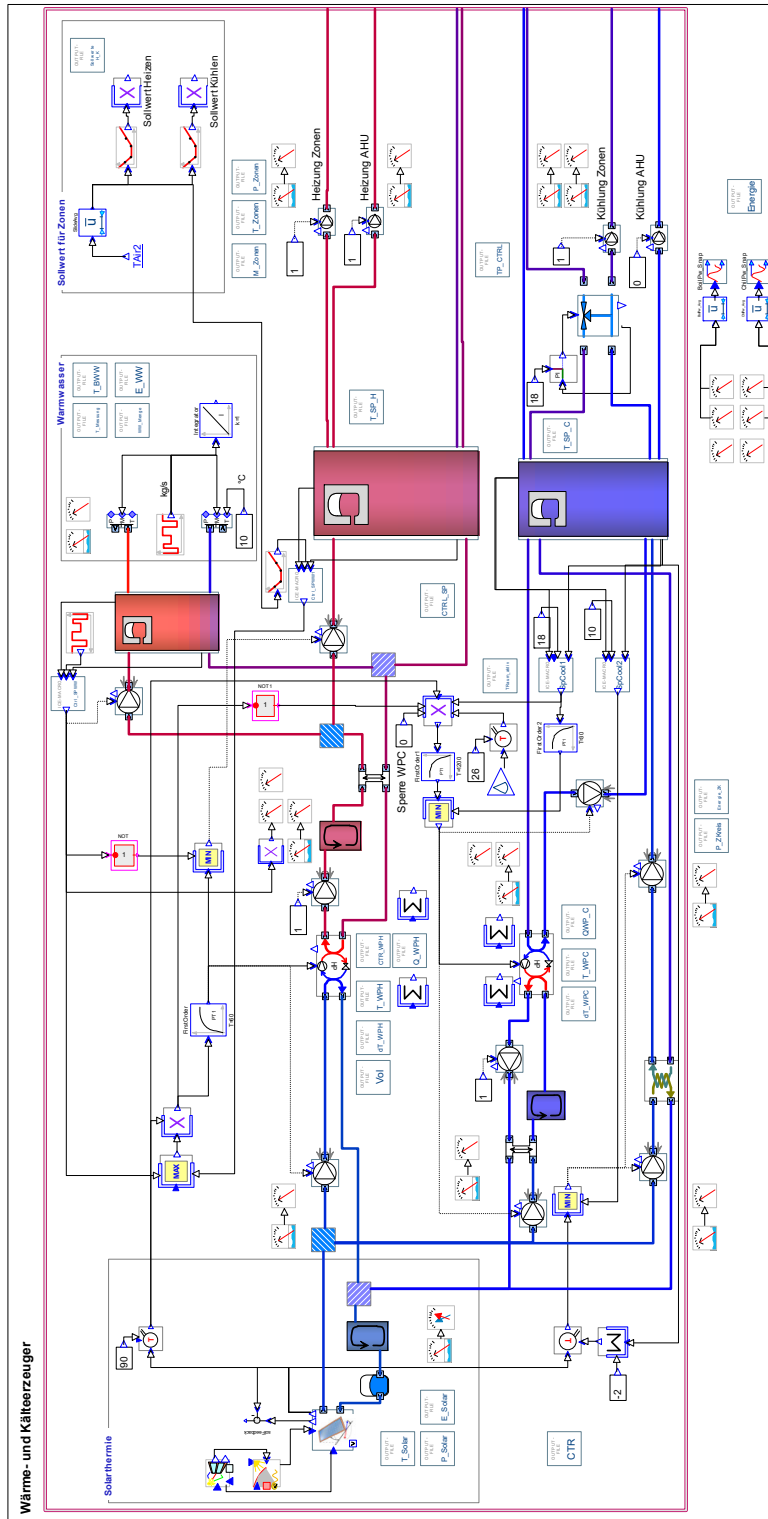
Wahl:

Reversible WP Kälteleistung: 60 kW, COP 4.31

Reversible WP Wärmeleistung: 60 kW, COP 4.31



8.1.9 Simulationsschema Heizung und Kühlung der Variante PVT_80%_WP0_KPM_KLO_DRY10





8.1.10 Auslegung der Wärme- und Kälteabgabe

Die Auslegung der Wärme- und Kälteabgabe in den Zonen wurde für beide Standorte gleich gemäss folgender Tabelle aufgeführt:

Zone	Zonen- fläche [m ²]	KS Referenz (AUL)		KS mit PVT		KPM	
		KS- Fläche [m ²]	Leistung Kühlsegel [W]	KS-Fläche [m ²]	Leistung Kühlsegel [W]	Fläche [m ²]	Leistung [W]
EG_EB_NW	36	25	1500	25	1500	28.8	1936
EG_EB_NO	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
EG_GB_SW	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
EG_GB_W	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
EG_GB_O	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
EG_EB_W	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
EG_EB_O	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
EG_GB_SO	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
EG_EB_N	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
Keller	883.6	0	0	0	0	0	0
EG_Erschliessung	108.5	0	0	0	0	0	0
OG_EB_NW	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
OG_EB_W	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
OG_GB_W	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
OG_GB_SW	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
OG_EB_N	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
OG_Erschliessung	108.5	0	0	0	0	0	0
OG_EB_NO	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
OG_EB_O	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
OG_GB_O	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
OG_GB_SO	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
DG_EB_NO	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
DG_EB_O	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
DG_GB_O	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
DG_GB_SO	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
DG_GB_SW	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
DG_GB_W	144	90	5400	101	6048	115.2	7766
DG_Erschliessung	108.5	0	0	0	0	0	0
DG_EB_N	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
DG_EB_NW	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
DG_EB_W	36	25	1500	25	1512	28.8	1936
Summe		1455		1587		1814	

Tabelle 16 Auslegung der Wärme- und Kälteabgabe in den Zonen