

# NEUE ENERGIEN 2020

## Publizierbarer Endbericht – SolarCoolingOpt

### **Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

### **Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

# **PRIMÄRENERGETISCHE OPTIMIERUNG VON ANLAGEN ZUR SOLAREN KÜHLUNG MIT EFFIZIENTER ANLAGENTECHNIK UND INNOVATIVEN REGELSTRATEGIEN**

## **Autoren:**

Bettina Nocke, Jürgen Fluch – AEE INTEC

Anita Preisler, Markus Brychta - AIT

Daniel Neyer, Alexander Thür – UIBK

Johanna Pucker – JOANNEUM RESEARCH

Hilbert Focke - ASIC

Erich Podesser – PODESSER CONSULTING

David Hannl – IWT, TU GRAZ

Moritz Schubert - SOLID

**April 2014**

## Auftraggeber:

### Klima und Energiefonds

Gumpendorferstraße 5/22  
1060 Wien

Vertrag: 825544 vom 16.03.2010



## Auftragnehmer:

### AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19  
Tel.: +43-3112 5886-0  
Fax: +43-3112 5886-18  
E-Mail: [office@aee.at](mailto:office@aee.at)



## Projektpartner:

### AIT – Austrian Institute of Technology

A-1210 Wien, Giefinggasse 2  
Tel.: +43-50550-0  
E-Mail: [office@ait.ac.at](mailto:office@ait.ac.at)



### Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik

A-8010 Graz, Inffeldgasse 25B  
Tel.: +43-316 873-7301  
Fax: +43-316 873-7305  
E-Mail: [office.iwt@tugraz.at](mailto:office.iwt@tugraz.at)



### Universität Innsbruck, AB Energieeffizientes Bauen

A-6020 Innsbruck, Technikerstr. 19  
Tel.: +43-512 507-63651  
Fax: +43-512 507-63698  
E-Mail: [daniel.neyer@uibk.ac.at](mailto:daniel.neyer@uibk.ac.at)



### ASiC – Austria Solar Innovation Center

A-4600 Wels, Roseggerstr. 12  
Tel.: +43-7242 9396 5560  
Fax.: +43-7242 9396 49 5560  
E-Mail: [office@asic.at](mailto:office@asic.at)



### Podesser Consulting

A-8010 Graz, Theodor-Körner-Str. 35  
Tel.: +43 676 600 3127  
[erich.podesser@hotmail.com](mailto:erich.podesser@hotmail.com)

**JOANNEUM RESEARCH Forschungsgesellschaft mbH**  
RESOURCES – Institut für Energie, Wasser und Nachhaltigkeit  
A-8010 Graz, Elisabethstraße 18/II  
Tel.: +43-316-876-6000  
E-Mail: resources@joanneum.at



**Institute of Computer Technology**  
Vienna University of Technology  
Tel.: +43 1 58801 38462  
Fax; +43 1 58801 938462  
E-Mail: webmaster@ict.tuwien.ac.at



**Pink GmbH Energie- und Speichertechnik**  
A-8665 Langenwang, Bahnhofstrasse 22  
Tel.: +43 -3854-3666 – 0  
Fax: +43 (0) 3854 - 3666 - 40  
E-Mail: info@pink.co.at



**SOLID Gesellschaft für Solarinstallation und Design mbH**  
A-8020 Graz, Puchstrasse 85  
Tel: +43 316 292840-0  
Fax: +43 316 292840-28  
E-Mail: office@solid.at



**Enertec Naftz & Partner OG**  
A-8020 Graz, Asperngasse 2-4  
Tel: +43 316 / 426435-0  
Fax: +43 316 / 426435-0  
E-Mail: office@enertec.at



**Feistritzwerke – STEWEAG GmbH**  
A-8200 Gleisdorf, Gartengasse 36  
Tel: +43 3112/2653-0  
Fax: +43 (3112) 2653-320

**FEISTRITZWERKE STEWEAG GmbH**

**Greiner Renewable Energy GmbH**  
A-4653 Eberstalzell, Solarstraße 7  
Gewerbepark A



**WILO Pumpen Österreich GmbH**  
Vertriebsbüro Salzburg Abt. OEM  
A -5020 Salzburg, Gnigler Straße 56  
T +43 (0) 507 507-38  
F +43 (0) 662 87 84 70  
E-Mail: oem@wilo.at



## Inhalt

|  |    |
|--|----|
| Kurzfassung.....   | 7  |
| Abstract .....   | 8  |
| 1 Einleitung.....  | 9  |
| 1.1 Aufgabenstellung .....   | 9  |
| 1.2 Schwerpunkte des Projektes .....   | 9  |
| 1.3 Einordnung in das Programm.....  | 9  |
| 1.4 Verwendete Methoden .....  | 10 |
| 1.5 Aufbau der Arbeit .....  | 12 |
| NOMENKLATUR.....   | 12 |
| 2 Inhaltliche Darstellung .....  | 13 |
| 2.1 Simulationsmodelle .....   | 13 |
| 2.1.1 Drehzahl geregelter DEC-Rotor.....   | 13 |
| 2.1.2 Dynamisches AKM-Modell .....   | 14 |
| 2.2 Untersuchte Anwendungen und Nutzungen.....   | 16 |
| 2.2.1 Lastprofile Gebäude .....  | 16 |
| 2.2.2 Mögliche Anwendungen und Nutzungen im Industrie- und Gewerbebereich.....                                     | 19 |
| 2.3 Vergleich von standardmäßigen und optimierten Anlagenkonfigurationen und Regelstrategien durch Simulation..... | 20 |
| 2.3.1 DEC-Anlagen.....   | 21 |
| 2.3.2 Absorptionskälteanlagen im kleinen Leistungsbereich.....   | 26 |
| 2.3.3 Absorptionskälteanlagen zur Grundlastabdeckung und Vorkühlung im MW-Leistungsbereich.....                    | 33 |
| 2.4 Lebenszyklusanalyse ausgewählter Anlagen.....  | 36 |
| 2.4.1 Untersuchte Systeme .....  | 36 |
| 2.4.2 Methodik .....   | 36 |
| 2.4.3 Ergebnisse.....  | 37 |
| 2.5 Optimierungsergebnisse und -potentiale an bestehenden Anlagen .....  | 41 |
| 2.5.1 Studien zum Effizienzsteigerungspotential .....  | 41 |
| 2.5.2 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des Rückkühlers der Adsorptionskälteanlage MA34                            | 41 |
| 2.5.3 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des solaren DEC-Anlage ENERGYbase .....                                    | 44 |
| 2.5.4 Absorptionskältemaschine H <sub>2</sub> O/LiBr 30 kW in Oberösterreich.....                                  | 46 |
| 2.5.5 Absorptionskältemaschine NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O 19 kW bei den Feistritzwerken Gleisdorf .....     | 47 |
| 2.5.6 NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O-AKM 19 kW im Büro der AEE INTEC in Gleisdorf .....                         | 48 |
| 2.5.7 Absorptionskältemaschine H <sub>2</sub> O/LiBr 1450 kW in Singapur .....                                     | 48 |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 2.6   | Entwicklung eines kostengünstigen und effizienten Kühlturmmodells .....               | 51 |
| 2.6.1 | Motivation .....  | 51 |
| 2.6.2 | Ziele .....   | 51 |
| 2.6.3 | Theoretische Voraussetzungen .....  | 52 |
| 2.6.4 | Der praktische Einsatzfall .....  | 53 |
| 2.6.5 | Versuchsdurchführung und Messergebnisse .....   | 53 |
| 2.6.6 | Entwicklung und Test der Kühlturmelektronik.....                                      | 56 |
| 3     | Ergebnisse und Schlussfolgerungen .....   | 59 |
| 3.1   | Neue Simulationsmodelle .....   | 59 |
| 3.2   | Ergebnisse der Untersuchung sorptionsgestützter Kühlung in Industrie und Gewerbe..... | 59 |
| 3.3   | Ergebnisse aus Vergleich von Anlagenkonfigurationen und Regelstrategien.....          | 60 |
| 3.3.1 | Solare DEC-Anlagen:.....  | 60 |
| 3.3.2 | AKM-Anlagen im kleinen Leistungsbereich.....  | 62 |
| 3.3.3 | AKM zur Grundlastabdeckung und Vorkühlung im MW-Bereich.....                          | 62 |
| 3.4   | Erkenntnisse aus der Lebenszyklusanalyse .....  | 63 |
| 3.5   | Schlussfolgerungen aus der praktischen Umsetzung .....                                | 64 |
| 3.6   | Ergebnis der Entwicklung des Kühlturm-Funktionsmusters.....                           | 64 |
| 3.7   | Broschüre.....  | 64 |
| 4     | Ausblick und Empfehlungen .....   | 65 |
| 5     | Literaturverzeichnis .....  | 66 |
| 6     | Anhang .....  | 67 |

## Kurzfassung

Das gegenständliche Forschungsprojekt „Primärenergetische Optimierung von Anlagen zur solaren Kühlung mit effizienter Anlagentechnik und innovativen Regelstrategien“ (SolarCoolingOpt) hatte sich die primärenergetische Optimierung solarthermischer Kälteanlagen zum Ziel gesetzt.

Dazu wurden in einem ersten Schritt verbesserte Simulationsmodelle für einen drehzahlgeregelten Sorptionsrotor und eine Absorptionskältemaschine mit dynamischem Verhalten für die Simulationsumgebung TRNSYS entwickelt. Ein Schwerpunkt des Projektes war, durch Simulation mit verbesserten Modellen verschiedene Anlagentypen und –konfigurationen mit ihren dazugehörigen Regelstrategien zu untersuchen und durch konkrete Maßnahmen zur Optimierung von solarthermischen Kühlanlagen beizutragen. Es wurden für die drei nachfolgenden Anwendungen

- a) Desiccant-Evaporative-Cooling-(DEC)-Anlagen
- b) Absorptionskältemaschine im kleinen Leistungsbereich (19 kW)
- c) Absorptionskältemaschine im MW-Bereich als Grundlastabdeckung

jeweils eine „Standardkonfiguration“ und mehrere optimierte Varianten simuliert und auf ihre primärenergetische Effizienz hin untersucht, sowie mit einer Referenzanlage konventioneller Kälteerzeugung (Kompressionskälteanlage) verglichen. Für DEC-Anlagen wurde die Bedeutung des Sorptionsrotors zur Feuchterückgewinnung im Heizbetrieb unterstrichen. Für die Absorptionskälteanlage 19 kW führte die dynamische Leistungsregelung sowie Verzicht auf Kaltwasserspeicher und thermisches BackUp zu sehr guten Effizienzwerten. Große Anlagen (>1000 kW), die der Grundlastdeckung dienen, können, bei idealer Auslegung und mit relativ einfachen Regelungskonzepten, Einsparungen nicht erneuerbarer Primärenergie von >50% gegenüber der Referenzanlage erreichen. Solarunterstützte Anlagen dieser Größenordnung und Konfiguration können zumindest einen elektrischen „*Seasonal Performance Factor*“  $SPF_{el}$  von > 12 erreichen.

Für ausgewählte Anlagen wurden die entwickelten Optimierungen umgesetzt und erfolgreich getestet.

Lebenszyklusanalysen für zwei der mittels Simulation untersuchten Nutzungen ergaben, dass bei Betrachtung des gesamten Lebenszyklus solarthermische Kühlsysteme (bei optimierter Betriebsweise) die höheren Aufwendungen für Errichtung und Entsorgung kompensieren können und gegenüber konventionellen Systemen in den hier untersuchten Fallbeispielen ein Reduktionspotential von Treibhausgasemissionen und nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf im Kühlbetrieb zwischen 35% bis 50% aufweisen.

Untersuchungen von zwei Fallstudien mit Absorptionskältemaschinen im Industrie- und Gewerbebereich einschließlich Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen ergaben je nach Standort und sonstigen Randbedingungen minimale Amortisationszeiten von 8 Jahren. Die Nutzung vorhandener (nicht anderweitig benötigter) Abwärmeströme als Kälteprozessantrieb stellt hier eine interessante Option dar.

Praxistests mit einem im Projekt entwickelten Funktionsmuster einer effizienten und kostengünstigen Rückkühleinheit (26 kW Rückkühlleistung) zeigten Wege für eine deutliche Senkung von Investitions- und Betriebskosten auf.

## Abstract

The R&D Project „Optimization of primary energy consumption of solar (thermal) cooling plants by means of efficient technology and innovative control strategies“ (SolarCoolingOpt) aimed to find out the optimized configurations and control strategies for solar thermal cooling plants regarding primary energy balance.

A first step was the development of two improved simulation models on the TRNSYS platform, based on detailed measures: a type for a speed dependent sorption wheel and another one for an absorption chiller with dynamic behavior. One of the key aspects of the project was the investigation of several solar cooling systems and configurations with different control strategies by means of improved simulation models, to find out the most appropriate and efficient measures for optimization which could be implemented in existing or planned systems.

For the following solar assisted cooling systems simulations were carried out:

- a) Systems with desiccant-evaporative-cooling (DEC)-technology for air conditioning in offices and hotels
- b) Small-scale systems with absorption chiller (19 kW) for office cooling
- c) Large-scale systems with absorption chiller (1,45 MW) for pre-cooling and base-load cooling

For each type of cooling system a „standard configuration“ was compared to several configurations with modified components and control strategies in terms of non-renewable primary energy consumption. All investigated variations also were compared to a reference system with conventional cooling (vapor compression chiller). For air conditioning with DEC-technology, particularly with climate conditions of Central-Europe, the importance of the sorption wheel to recover the indoor humidity in heating season was pointed out. In the system with small-scale absorption chiller, dynamic power control and abandonment of cold water storage and thermal Back-Up lead to very good performance indicators. Large-scale systems (> 1000kW), for pre- and base-load-cooling are able to realize non-renewable primary energy savings of 50% in comparison to a reference system, if the components are optimally designed and simple but appropriate control strategies are implemented. Solar assisted cooling systems in this size and with optimized configurations can reach at least electrical "Seasonal Performance Factors"  $SPF_{el} > 12$ .

The developed optimizations were implemented and tested successfully in some selected realized systems.

Life Cycle Analyses for two simulated systems with absorption chiller (standard and optimized configuration) have shown that solar thermal cooling systems with optimized operation are able to compensate the higher expenses for production and disposal by means of primary energy saving during their use phase. Considering the whole life cycle, the reduction potential of green-house-emissions and non-renewable primary energy demand for the investigated optimized systems amounts to 35% till 50% in cooling operation.

Furthermore an experimental Set-Up for a cost-efficient cooling tower (26 kW cooling capacity) was developed and tested, with focus on water hygiene, reduced energy consumption and use of low-cost standard components.

# 1 Einleitung

## 1.1 Aufgabenstellung

Solarthermische Kühlanlagen sind nur dann energetisch sinnvoll, wenn sie deutlich weniger elektrische (Hilfs-)Energie benötigen als Anlagen mit konventionellen Kompressionskältemaschinen. Leider ist dies bei einigen bisher gebauten Anlagen nicht der Fall. Das Herzstück, die Absorptionskältemaschine, hat zwar meist nur einen Bruchteil des Strombedarfs einer Kompressionskältemaschine, die Komponenten ringsum, also Pumpen und Rückkühlventilatoren verbrauchen aber so viel Strom, dass der Vorteil der thermisch angetriebenen Kälteerzeugung fast oder in einigen Fällen sogar ganz aufgehoben wird. Es ist daher nötig, den Strombedarf von solarthermischen Kühlanlagen so weit wie möglich zu reduzieren.

Ein weiterer Problempunkt von solarthermischen Kühlanlagen ist der Wasserverbrauch für Befeuchtung und den Betrieb von Nasskühltürmen. Das eingesetzte Wasser muss zudem aufbereitet werden, um einwandfreien Betrieb und Hygiene gewährleisten zu können. Hier werden praktikable sowie wasser- und energiesparende Konzepte benötigt.

Für den Einsatz von solarthermischen Kühlanlagen gibt es kaum standardisierte Systemkonzepte. Jede Anlage wird als Einzelfall betrachtet und der Planungsprozess ist dementsprechend aufwändig und kostenintensiv. Orientierungshilfen und verlässliche Werkzeuge für die Konzeptionierung, Planung und Ausführung sollten daher in diesem Rahmen erarbeitet werden.

## 1.2 Schwerpunkte des Projektes

Die Forschungsarbeit konzentrierte sich zunächst einmal auf Erfahrungen, die in den vorausgegangenen Jahren mit solarthermischen Kühlanlagen in Österreich gemacht worden sind. Hierzu gehören Desiccant-Evaporative-Cooling (DEC)-Anlagen sowie Kühlsysteme mit Absorptions- bzw. Adsorptionskältemaschinen. In der Umsetzung dieser Erkenntnisse lag der Fokus sowohl auf der Anlagensimulation und der Verbesserung vorhandener Modelle als auch auf der Umsetzung neuer Regelstrategien in bestehenden Anlagen. Vorrangiges Ziel war dabei immer die Senkung des Primärenergiebedarfs, auch unter Berücksichtigung möglicher Kostensenkungen.

Mithilfe von Simulationen wurden Anwendungen wie die Klimatisierung von Bürogebäuden und Hotels, die Kälteversorgung eines Studentenheims und auch industrielle Kühlung in verschiedenen Klimazonen und mit unterschiedlichen Konfigurationen sowie optimierten Regelstrategien betrachtet. Dabei sollte eine Auswertung der Ergebnisse unter primärenergetischen, teils auch unter wirtschaftlichen und umweltrelevanten Gesichtspunkten erfolgen. Für den Industriebereich wurde auch der Einsatz von Sorptionskälte untersucht, der durch Abwärme aus den Prozessen betrieben werden kann.

Weiterhin war die Umsetzung gewonnener Erkenntnisse in bestehenden Anlagen und ihre bislang resultierenden Ergebnisse ein Schwerpunktthema.

Die Kühlturmproblematik wurde parallel in theoretischen Untersuchungen sowie im Rahmen der Entwicklung eines Funktionsmusters einer kostengünstigen und effizienten Rückkühleinheit behandelt.

## 1.3 Einordnung in das Programm

Das Projekt wurde aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen der 3. Ausschreibung des Programms „NEUE ENERGIEN 2020“ durchgeführt. Die Einordnung in das Programm erfolgte unter den Themenpunkten 3.3.3 „Wärmeintegration und Einsatz erneuerbarer Energieträger“, 3.3.6 „Niedertemperaturwärmenutzung“ und Themenpunkt 3.5.3 „Anwendungsfeld Thermisches Kühlen“.

## 1.4 Verwendete Methoden

Ausgehend von einer gründlichen Analyse der in Vorgängerprojekten gesammelten Erfahrungen und Monitoringergebnisse und daraus schlussfolgernder Erkenntnisse wurden potenzielle Optimierungen für Anlagenkonfigurationen und Regelungsstrategien entwickelt. Um diese mithilfe von Simulationen evaluieren zu können, galt es zunächst, die Grundlagen für zuverlässige Simulationen zu überprüfen und zu verbessern. Die verwendete Simulationsplattform war TRNSYS 17.1. Da ein möglichst großes Spektrum von Anwendungen solarthermischer Kühlung untersucht werden sollte, wurden typische Lastprofile für verschiedene Anwendungsbereiche (z.B. Bürogebäude, Hotels, Krankenhäuser, Lebensmittelmärkte sowie ausgewählte Industriebranchen) für den Heiz- und Kühlbedarf sowie den Energieverbrauch für Warmwasserbereitstellung erstellt. Dafür wurde ein Gebäudemodell mit Hilfe des Google SketchUp Plugin „Trnsys3D“ in zwei Größen erstellt.

Für die Untersuchung für Sorptionskühlung geeigneter Industrieenanwendungen wurden vielversprechende Gewerbe- bzw. Industriezweige gesucht und deren Charakteristika in einer Auswahlmatrix zusammengestellt. Detaillierte Lastprofile wurden für vier ausgewählte Zweige (Supermarkt, Papierindustrie, Brauerei und Molkerei) aufgenommen und als Basis für einfache Machbarkeitsstudien verwendet.

Wichtiger Teil der Verbesserung der Voraussetzungen für die Simulation war die Entwicklung eines neuen drehzahlabhängigen Sorptionsrotormodells: basierend auf gemessenen In- und Outputdaten der DEC-Anlage ENERGYbase bei konstanter Drehzahl erfolgte die Anpassung und Validierung eines geeigneten Simulationsmodells. Es wurden unterschiedliche Strategien zur Abbildung der Drehzahlabhängigkeit untersucht und hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit verglichen. Die Umsetzbarkeit wurde u.a. anhand der Verfügbarkeit der zur Modellierung benötigten Daten bei realen Anlagen überprüft. Die entwickelte erweiterte Modellierung wurde in Folge in einem TRNSYS-Type umgesetzt und mit Hilfe gemessener Daten bei variabler Drehzahl validiert. Das Modell ist erfolgreich erprobt worden.

Mithilfe detaillierter Messungen wurde eine Absorptionskältemaschine (Kälteleistung 19 kW) anhand einer Matrix von Betriebspunkten untersucht und die Messergebnisse zur Beschreibung der Charakteristik der Anlage ausgewertet und in ein Simulationsmodell übergeführt.

Das Simulationsmodell wurde in EES (Engineering Equation Solver) basierend auf Massen-, Stoff- und Energiebilanzen umgesetzt und zur Erstellung einer Datenbank von Kennlinien des Absorptionsprozesses bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen verwendet. Mittels Interpolation kann aus den Werten der Kennlinien die jeweilige Heiz-, Kühl- und Kälteleistung bei beliebigen, physikalisch sinnvollen Betriebsbedingungen ermittelt werden.

Dieses Kennlinienmodell wurde als Type 1002 in TRNSYS implementiert und um das dynamische (Start- und Stopp-) Verhalten erweitert. Dabei werden bei Betriebspunktänderungen die thermische Trägheit der externen Kreise mit äquivalenten Speichertermen und Änderungen der internen Sammelbehälter-Füllstände berücksichtigt.

Anhand der erstellten Gebäudelastprofile bzw. der dafür verwendeten Gebäude wurden gängige Systemkonfigurationen für die Simulation sowohl von DEC-Anlagen als auch von Absorptionskältemaschinen (AKM) modelliert. Darin wurden die neu entwickelten Modelle verwendet. Es wurden Basisvarianten für verschiedene Anwendungen und Standorte festgelegt, mehrere Regelstrategien angewendet und gegenübergestellt, Optimierungen erarbeitet und die Ergebnisse ausgewertet. Die neuen Modelle des Sorptionsrades und der Absorptionskältemaschine wurden im Gesamtsystem erfolgreich implementiert.

Mittels umfassender Simulationen wurden Systemkonfigurationen und Regelstrategien von solaren DEC-Anlagen im Ganzjahresbetrieb hinsichtlich ihres Optimierungspotenzials analysiert. Dies wurde für die Gebäudetypen Bürobau und Hotel mit den erstellten Lastprofilen für vier Standorte (Wien, Athen, Kairo und Honolulu) durchgeführt.

Auch für zwei Anlagen mit Absorptionskältemaschine (19 kW und 1450 kW) wurden unterschiedliche Systemkonfigurationen und Regelstrategien simuliert und evaluiert. Hier wurde ebenfalls von einer

Standard-Konfiguration ausgegangen, diverse Optimierungsschritte durchgeführt und untereinander verglichen.

Alle untersuchten solarthermischen Kühlanlagen und die einzelnen Konfigurationen (DEC- und Absorptionstechnologie) wurden mit einer Referenzanlage unter Verwendung konventioneller Kompressionskältetechnik auf ihre nicht erneuerbare Primärenergiebilanz hin verglichen.

Erkenntnisse aus den bereits vorhandenen Monitoringergebnissen sowie aus den Simulationsergebnissen bzw. neu entwickelte Regelungsstrategien wurden in ausgewählten bestehenden Anlagen umgesetzt.

Mittels Lebenszyklusanalyse von ausgewählten Anlagen sowohl für eine Standard- als auch eine optimierte Konfiguration wurden der nichterneuerbare Primärenergiebedarf und das Treibhausgaspotential für den gesamten Lebenszyklus (Errichtung, Betrieb, Entsorgung) ermittelt und mit einer konventionellen Referenzanlage verglichen.

Auf der Grundlage der Betriebserfahrungen mit offenen Kühltürmen wurde die Rückkühlung theoretisch analysiert und ein Funktionsmuster für eine effiziente und kostengünstige Rückkühleinheit entwickelt und getestet.

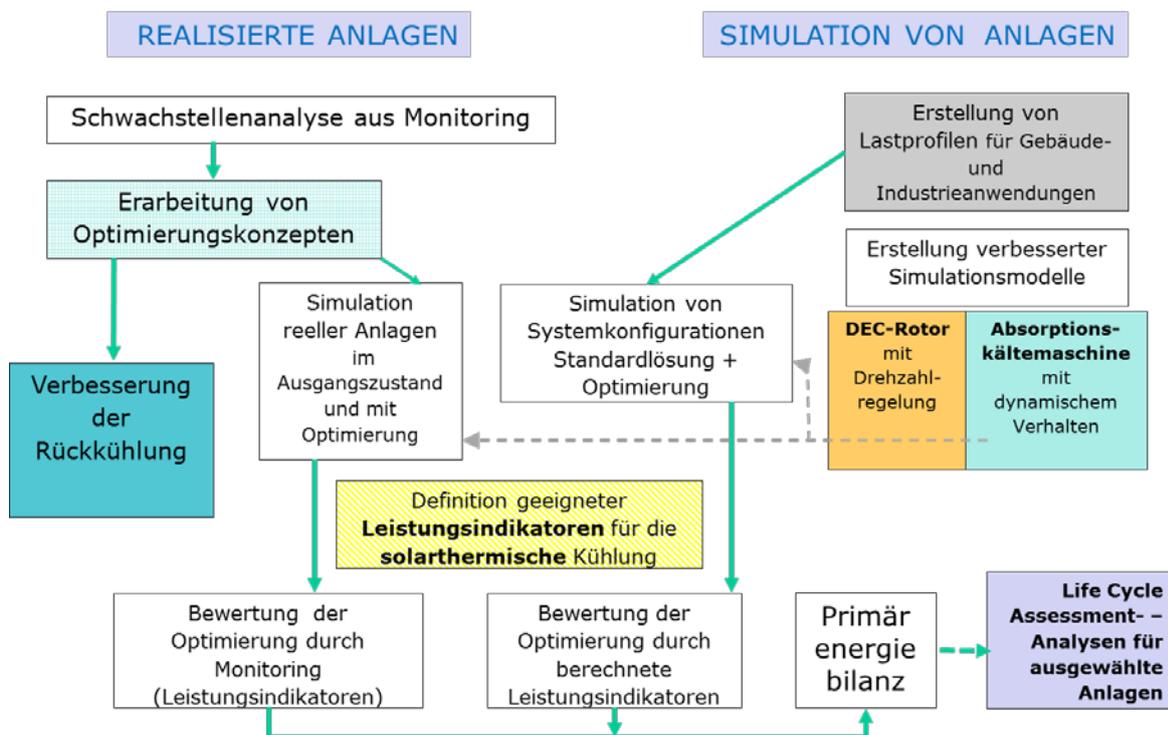


Abbildung 1: Aufbau und Methode des Projektes SolarCoolingOpt

## 1.5 Aufbau der Arbeit

Das Projekt ist in folgende Arbeitspakete untergliedert:

- AP 1 Projektleitung und Koordination
- AP 2 Analyse der Ausgangssituation
- AP 3 Simulationsmodelle
- AP 4 Lasten/Lastprofile
- AP 5 Systemkonfigurationen
- AP 6 Regelungsstrategien
- AP 7 Bewertung der Primärenergieeffizienz und der Treibhausgasreduktion mittels Lebenszyklusanalyse
- AP 8 Optimierung von bestehenden Anlagen
- AP 9 Dissemination

## NOMENKLATUR

|                   |   |                     |   |
|-------------------|---|---------------------|---|
| DEC               | Desiccant Evaporative Cooling                     | PLI                 | Part Load Indicator                     |
| AKM; ABKM         | Absorptionskältemaschine                          | $L_{rac}$           | Füllstandshöhe Sammelbehälter AKM       |
| ADKM              | Adsorptionskältemaschine                          | MEE                 | Medium Energy Efficiency                |
| KKM               | Kompressionskältemaschine                         | WRG                 | Wärmerückgewinnung                      |
| CT, KT            | Cooling Tower - Kühlturm                          | SQ                  | Spezifischer Energiebedarf              |
| PV                | Photovoltaik                                      | LCA                 | Life Cycle Assessment                   |
| EER, SEER         | (Seasonal) Energy Efficiency Ratio                | CO <sub>2</sub> -Äq | CO <sub>2</sub> -Äquivalent             |
| COP, SCOP         | (Seasonal) Coefficient of Performance             | tBU                 | thermisches BackUp                      |
| SPF <sub>th</sub> | Seasonal Performance Factor <sub>thermal</sub>    | elBU                | elektrisches BackUp                     |
| SPF <sub>el</sub> | Seasonal Performance Factor <sub>electrical</sub> | <b>INDEXE:</b>      |   |
| $\varepsilon$     | Primärenergiefaktor                               | SC                  | Solar Cooling                           |
| PE                | Primary Energy                                    | HT                  | High temperature (Generatorkreis)       |
| PER               | Primary Energy Ratio                              | MT                  | Medium temperature (Rückkühlkreis)      |
| DHW               | Brauchwarmwasser                                  | LT                  | Low temperature (Kaltwasserkreis)       |
| BTA               | Bauteilaktivierung                                | su                  | supply (= nachfolgend genutzt; Vorlauf) |
| T, $\vartheta$    | Temperatur  | re                  | return (Rücklauf)                       |
| RH; $\phi$        | Relative Luftfeuchte                              | sp                  | setpoint                                |
| x                 | Absolute Feuchte                                  | bui                 | building                                |
| P                 | Leistung  | distrib             | Distribution (Verteilung)               |
| Q                 | thermische Energie                                | Chillaux            | Back-Up-Chiller (KKM)                   |
| E; W              | elektrische Energie                               | ABL                 | Abluft                                  |
| $\dot{m}$         | Massenstrom                                       | AUL                 | Außenluft                               |
| $\Delta$          | Differenz   | ZUL                 | Zuluft                                  |
| I                 | Solarstrahlung                                    | REF                 | Referenz                                |
| KF                | Kollektorfläche                                   |                     |   |
| SF                | Solar Fraction                                    |                     |   |

## 2 Inhaltliche Darstellung

### 2.1 Simulationsmodelle

#### 2.1.1 Drehzahleregelter DEC-Rotor

(Bearbeiter dieses Kapitels: AIT)

Der Sorptionsrotor stellt in sorptionsgestützten Klimaanlage (SGK) – Englisch: Desiccant Evaporative Cooling (DEC) – eine wesentliche Komponente dar. Eine realitätsnahe Modellierung ist daher essentiell für die primärenergetische Bewertung von DEC-Anlagen im Vergleich zu Referenzanlagen mit konventionellen Kühltechnologien. Ziel war hier die Entwicklung eines drehzahlabhängigen Simulationsmodells für Sorptionsräder, wie sie in DEC-Anlagen Anwendung finden. Ausgehend von den Ergebnissen einer Literaturrecherche über bestehende theoretische Modelle, wie auch verfügbare Simulationsmodelle, wurden für die Modellierung geeignete Modelle identifiziert. Von diesen wurde der TRNSYS Type 1716 zur weiteren Entwicklung ausgewählt.

Das Modell basiert auf folgendem Ansatz: Falls der Luftvolumenstrom und der Wasserdampfgehalt auf der Prozessluftseite (Luftstrom 1) und der Regenerationsluftseite (Luftstrom 2) am Lufteintritt gleich sind, sollten die Wertepaare am Ausgang in den Punkten 1out,id bzw. 2out,id zum Liegen kommen (siehe Abbildung 2). Durch Variation der Drehzahl können diese Punkte entlang der gestrichelten Linie verschoben werden. In der Realität hat sich jedoch gezeigt, dass die realen Endwerte (1out, 2out), in Abhängigkeit der Drehzahl, entlang der durchgezogenen Linie zu finden sind. Diese Wertepaare können über zwei Effizienzwerte berechnet werden. Der erste Wert gibt die Abweichung des Enthalpie-Gehalts vom Idealwert an (rot). Der zweite Wert beschreibt die Abweichung des Wassergehalts der Luft vom Idealwert (blau). Die größte mögliche Entfeuchtungsleistung erzielt der Sorptionsrotor dann, wenn der Wasserdampfgehalt am Austritt des Zuluftvolumenstroms (1out) sein Minimum erreicht (grüner Pfeil). Dieser Punkt kann durch Variation der Drehzahl angefahren werden [2].

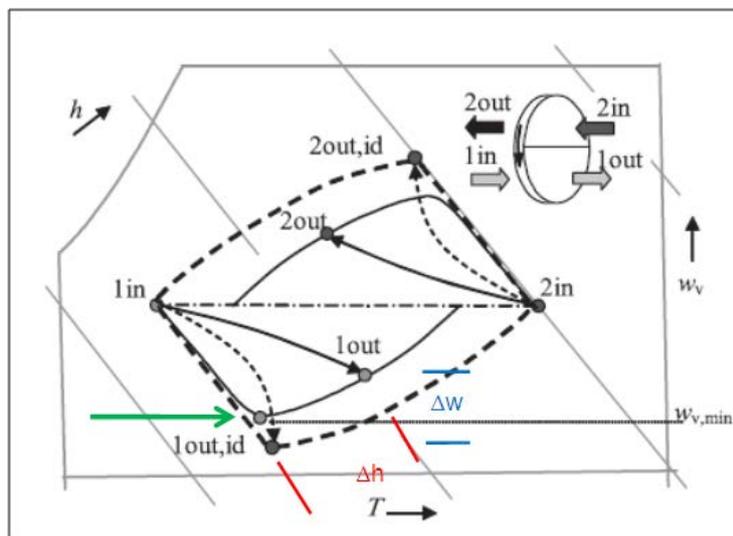


Abbildung 2: Funktionsprinzip des gewählten Simulationsmodells für Sorptionsrotoren mit Eingangs- und Ausgangsgrößen,  $h$ ...Enthalpie [kJ/kg];  $T$ ...Temperatur [°C];  $w_v$ ...absolute Luftfeuchte [kg/kg]; (9) adaptiert (2)

Basierend auf gemessenen Daten der DEC-Anlage ENERGYbase bei konstanter Drehzahl erfolgte die Anpassung und Validierung des ausgewählten Simulationsmodells. Hier stellte sich heraus, dass die vorhandene Messtechnik nicht die gewünschte Genauigkeit für die Validierung des Simulationsmodells liefern kann. Daher wurden zusätzliche Temperatur- und Feuchtefühler mit einer höheren Genauigkeit installiert, sowie eine Vorrichtung zur Mischung der Luft im Zu- bzw. Abluftkanal vor dem Sorptionsrotor integriert (siehe Abbildung 3).



Abbildung 3: Messvorrichtung zur Mischung der Luft im Lüftungskanal (Foto: AIT, 2012)

Im nächsten Schritt wurden unterschiedliche Strategien zur Abbildung der Drehzahlabhängigkeit untersucht und hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit verglichen. Die Umsetzbarkeit wurde u.a. anhand der Verfügbarkeit der zur Modellierung benötigten Daten bei realen Anlagen überprüft. Die entwickelte erweiterte Modellierung wurde in Folge in einem Simulationsmodell in geeigneter Simulationsumgebung (TRNSYS 17) umgesetzt und das erweiterte Simulationsmodell mit Hilfe gemessener Daten bei variabler Drehzahl validiert [2].

Abschließend wurde das auf Basis von „Equation“ entwickelte Modell mittels Fortran Programmierung in das TRNSYS Type 250 umgewandelt. Die Dokumentation des neu entwickelten Type 250 ist in Anhang 2 – D3.2 ersichtlich.

### 2.1.2 Dynamisches AKM-Modell

*(Bearbeiter dieses Kapitels: TU Graz, UIBK, Pink)*

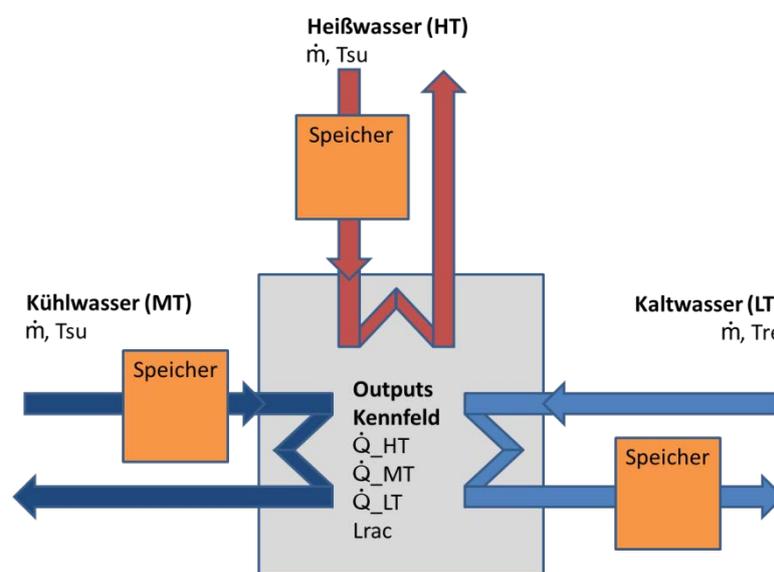
Das Betriebsverhalten einer  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskältemaschine (Hersteller Pink GmbH, PinkChiller - PC19, Version 5.3) ist detailliert vermessen worden. Die Labormessungen umfassen umfangreiche stationäre und dynamische Messreihen. Die Messergebnisse wurden zur Beschreibung der Charakteristik der Anlage ausgewertet und in ein Simulationsmodell, welches in Jahressimulationen verwendet werden soll, übergeführt.

Der Versuchsstand wurde hydraulisch ausgelegt, aufgebaut und mit entsprechender Messtechnik ausgestattet. Aus den gemessenen Daten wurde das Betriebsverhalten der Anlage bei unterschiedlichen Eingangsparametern (Temperaturen und Volumenströme der externen Kreise) analysiert und die Leistungszahl (EER, Energy Efficiency Ratio) für den Kühlbetrieb bei den Betriebspunkten ermittelt.

Mit Hilfe der gemessenen internen Prozessparameter (Drücke, Temperaturen, etc.) wurde ein Simulationsmodell für den Absorptionswärmepumpenprozess in EES (Engineering Equation Solver) erstellt. Als Input wurden die drei externen Temperaturen und Volumenströme der hydraulischen Kreisläufe vorgegeben. Die Ergebnisse des resultierenden EES-Modells, basierend auf Massen-, Stoff- und Energiebilanzen, zeigten eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Durch die Analyse der Messwerte und mit Hilfe des Simulationsmodells konnten Optimierungspotentiale des Prozesses aufgezeigt und teilweise in der Regelung berücksichtigt werden. Details zur Modellierung finden sich in [10].

Vor der Umsetzung des Modells in TRNSYS 17.1 wurde eine detaillierte Analyse von möglichen Modellansätzen durchgeführt. Ein Kriterium für die Bewertung der Modellansätze ist eine geringe Rechenzeit bei möglichst hoher Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Dies ist wesentlich, um eine Jahressimulation zu ermöglichen und gleichzeitig realitätsnahe Leistungsverläufe, wie auch Energiebilanzierungen zu simulieren. Weitere Kriterien sind die Austauschbarkeit der verwendeten Inputparameter (z.B. thermodynamische Eigenschaften, Geometrie von internen Komponenten) und damit die Möglichkeit zur Verallgemeinerung der Modelle, sowie die Erweiterung der Modelle um das dynamische Verhalten des PinkChillers PC19.

Derzeit stellt das Kennlinienmodell das geeignetste Modell dar. Bei der Implementierung in TRNSYS wurde dies durch eine 6-fach Interpolation (6 Inputs), sowie eine iterative Berechnung der Kühlleistung umgesetzt. Mit dem EES-Modell wurde die benötigte Datenbank (Kennlinien) erstellt, in der für eine festgelegte Matrix von Betriebspunkten die zugehörigen simulierten Heiz-, Kühl- und Kälteleistungen hinterlegt werden (vgl. Abbildung 4).

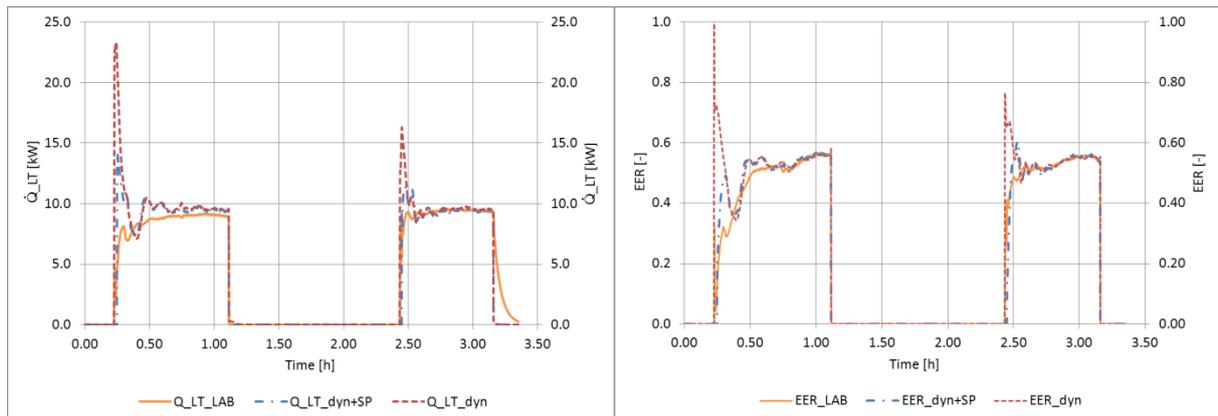


**Abbildung 4:** Schema des AKM Kennlinien-Prinzips: 6 Inputs ( $\dot{m}$  &  $T$  im HT-, MT-, LT- Kreis) und 4 Outputs aus dem Kennfeld ( $Q_{HT}$ ,  $Q_{MT}$ ,  $Q_{LT}$ ,  $L_{rac}$ ) mit den Speichergliedern in den jeweiligen Kreisen

Um das An- bzw. Abfahrverhalten der AKM darzustellen, wurden in den externen Kreisen thermische Massen (Speicherglieder) eingefügt (Abbildung 4). Diese bewirken einen verzögerten Temperaturanstieg im Wärmetauscher und damit eine verzögerte Leistungsabgabe der AKM. Die dynamischen Einflüsse auf die Betriebscharakteristik werden im Modell neben der Erweiterung durch thermische Massen (Speicher) in den Kreisläufen auch in Folge von Füllstandsänderungen ( $L_{rac}$ ) in den Sammelbehältern berücksichtigt, welche bei Betriebspunktänderungen eine kurzzeitig zusätzliche oder verminderte Kälteleistung bewirken. Details zum TRNSYS Modell finden sich in „Type1002 Documentation“ (Anhang 1 - D3.1) und in [2].

Die Validierung der Modelle erfolgte mit unterschiedlichen Messreihen aus den Labormessungen. Abbildung 5 zeigt eines dieser Profile. Es wird die Kälteleistung  $Q_{LT}$  (Abbildung 5 links) und die Leistungszahl EER (Abbildung 5 rechts) für die Labormessungen mit den Ergebnissen der Modelle mit und ohne Speicherglieder verglichen. Über diese Messperiode von 3,5 Stunden ergeben sich die entsprechenden Energiemengen ( $Q_{HT}$ ,  $Q_{LT}$ ,  $Q_{MT}$ ) und die Arbeitszahl ( $SPF_{th}$ ). Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 gegenübergestellt. Die Abweichungen für dieses On/Off Profil liegen bei <10% für das dynamische Modell der AKM mit Berücksichtigung der Füllstandsänderungen und bei <2,5% für ebendieses Modell inklusive der Speicherglieder. Bei Profilen, die im kontinuierlichen Betrieb mehrere Lastwechsel beinhalten, sind über längere Betriebszeiten auf Grund des ausgleichenden

Einfluss der dynamischen Effekte (Kältemittelsammler, Wärmespeicher) keine nennenswerten Unterschiede zwischen den beiden Modellen vorhanden.



**Abbildung 5:** Vergleich der gemessenen Kälteleistung ( $Q_{LT\_LAB}$ ) und Leistungszahl ( $EER_{LAB}$ ) mit der dynamischen Simulationsrechnung ohne (dyn) und mit (dyn+SP) Speicherglieder

Bei Ein/Aus-Betrieb ist der Einfluss der Wärmespeicherungen besonders bei längeren Aus-Zeiten durch die Auskühlverluste jedoch wesentlich deutlicher.

**Tabelle 1:** Vergleich der Energiemengen von Kälte- ( $Q_{LT}$ ), Austreiber- ( $Q_{HT}$ ), Rückkühlenergiemenge ( $Q_{MT}$ ) und des resultierenden  $SPF_{th}$  (ca. 3,5 h) für die On/Off Zyklen aus Abbildung 5

|                    | Messung - LAB    | dynamisches Modell |                     |                   | Dyn. Modell + Speicher |                     |                   |
|--------------------|------------------|--------------------|---------------------|-------------------|------------------------|---------------------|-------------------|
|                    | Energie<br>[kWh] | Energie<br>[kWh]   | Abweichung<br>[kWh] | Abweichung<br>[%] | Energie<br>[kWh]       | Abweichung<br>[kWh] | Abweichung<br>[%] |
| $Q_{LT}$           | 14,66            | 16,16              | 1,50                | 10,22             | 15,00                  | 0,34                | 2,35              |
| $Q_{HT}$           | 29,82            | 30,14              | 0,32                | 1,08              | 29,86                  | 0,03                | 0,12              |
| $Q_{MT}$           | 41,89            | 44,86              | 2,97                | 7,08              | 42,67                  | 0,78                | 1,87              |
| $SPF_{th}$ (3,5 h) | 0,49             | 0,54               | 0,04                | 9,04              | 0,50                   | 0,01                | 2,23              |

Zusammenfassend konnte ein Simulationsmodell erstellt werden, welches neben einem breiten Kennfeld mit unterschiedlichen Temperaturen und Massenströmen (Temperaturen:  $LT_{su}$  6-15°C,  $MT_{su}$  24-36°C,  $HT_{su}$  75-95°C; Volumenströme  $LT$  1-7m<sup>3</sup>/h,  $MT$  1-9m<sup>3</sup>/h,  $HT$  1-6m<sup>3</sup>/h) auch dynamische Effekte realitätsnah abbilden kann. Mit diesem Modell sind Jahressimulationen unter Berücksichtigung des On/Off Verhaltens und von dynamischen Lastwechseln bzw. variablen Massenströmen in den externen Kreisen möglich.

Das AKM-Modell stellt eine gute bzw. notwendige Ausgangsbasis für Anlagenplanungen zur thermischen Kältebereitstellung und für weiterführende F&E Projekte dar. Im weiteren Verlauf dieses Projekts wurde das Modell verwendet, um die zu erwartenden Erträge bei unterschiedlichen Anlagenkonzepten und Regelungsschemata zu bewerten (vgl. [12] und [13] und Kapitel 2.3.2).

## 2.2 Untersuchte Anwendungen und Nutzungen

### 2.2.1 Lastprofile Gebäude

*Bearbeiter dieses Kapitels: AIT*

Die Lastprofile für Heizung und Kühlung der Gebäudetypen Wohngebäude, Bürogebäude, Hotels und Krankenhäuser wurden durch thermisch-dynamische Gebäudesimulation generiert. Auch hierzu wurde die Simulationsumgebung TRNSYS 17 herangezogen. Zur Eingabe der geometrischen Informationen wurde das Google SketchUp Plugin „Trnsys3D“ verwendet. Als geometrisches Modell

der untersuchten Typen wurden zwei unterschiedliche Größen definiert. Für großvolumige Gebäude wurde eine Geschossfläche von 2000m<sup>2</sup> angenommen, wobei für kleinvolumige Gebäude mit 300m<sup>2</sup> gerechnet wurde (siehe Abbildung 6).

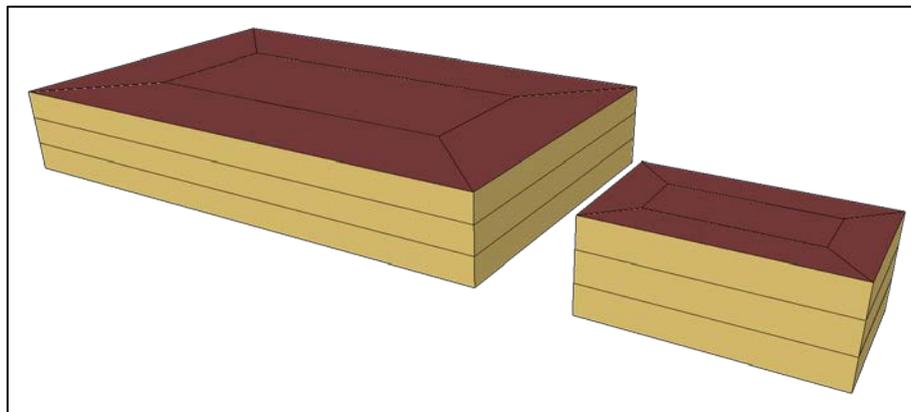


Abbildung 6: Gebäudemodelle für Lastprofile, Google SketchUp

Für die Bestimmung der internen Lasten (Personenbelegung, Raumnutzung, Beleuchtung, Belüftung usw.) und des einzuhaltenden Raumkomforts (Raumtemperatur und Raumfeuchte) für die unterschiedlichen Gebäudetypen wurden die SIA Standard-Nutzungsbedingungen verwendet [17].

Die Definition der bauphysikalischen Kennwerte erfolgte in Anlehnung an die erstellten Lastprofile im EU-Projekt ROCOCO [7] in unterschiedlichen Kategorien (siehe Tabelle 2). Kategorie I entspricht einem Standort mit hohen Anforderungen an die bautechnische Qualität der Gebäudehülle (z.B.: Österreich, Deutschland, Schweiz), Kategorie II gilt für Standorte mit wesentlich niedrigeren bautechnischen Anforderungen an die Gebäudehülle (z.B.: Südeuropa). In diesen zwei Hauptkategorien wurde weiters in „Very Energy Efficient“ (VEE), „Medium Energy Efficient“ (MEE) und „Not Energy Efficient“ (NEE) unterschieden. VEE repräsentiert die effizienteste Bauweise, was bei Kategorie I „Passivhausbauweise“ entspricht; MEE steht für die geforderte Bauweise nach Bauordnung und NEE spiegelt im Mittel den Gebäudebestand wider. Der Anteil der Fensterflächen an der Fassadenfläche wurde zwischen 30% und 50% variiert.

Tabelle 2: Verwendete Gebäudestandards in Lastprofilen

|                             |                      | Kategorie I |      |      | Kategorie II |      |      |
|-----------------------------|----------------------|-------------|------|------|--------------|------|------|
|                             |                      | VEE         | MEE  | NEE  | VEE          | MEE  | NEE  |
| Opake Bauteile              |                      |             |      |      |              |      |      |
| u-Wert Außenwände/Fassade   | [W/m <sup>2</sup> K] | 0,25        | 0,40 | 0,70 | 0,39         | 0,66 | 1,36 |
| u-Wert Dach                 | [W/m <sup>2</sup> K] | 0,17        | 0,22 | 0,70 | 0,20         | 0,38 | 0,78 |
| u-Wert erdberührter Bauteil | [W/m <sup>2</sup> K] | 0,27        | 0,50 | 0,70 | 0,28         | 0,50 | 0,87 |
| Fenster/Verglasung          |                      |             |      |      |              |      |      |
| u-Wert Fenster              | [W/m <sup>2</sup> K] | 0,70        | 1,50 | 2,80 | 1,30         | 2,80 | 5,50 |
| g-Wert Verglasung           | [-]                  | 0,40        | 0,50 | 0,75 | 0,30         | 0,75 | 0,80 |
| Verschattungsgrad           | [%]                  | 85          | 70   | 40   | 80           | 40   | 40   |

Für die Lastprofile wurden folgende Klimabedingungen bzw. Beispielstandorte herangezogen:

- Mitteleuropa: Wien
- Südeuropa: Athen
- Subtropisches Klima: Honolulu
- Kontinental heißes Klima: Kairo

Es wurden für alle oben genannte Gebäudetypen, -größen, -standards, Fensterflächenanteile und Standorte Lastprofile (Anzahl 192) mit stündlichen Werten für Heizen und Kühlen generiert. Für den Gebäudetyp Bürogebäude mit 50% Fensterflächenanteil wurde weiters eine Bauteilaktivierung in das Gebäudemodell integriert. Diese Lastprofile (Anzahl 24) beinhalten die Raumlufttemperatur und Werte zur Bauteilaktivierung (Energiebedarf Heizen/Kühlen, Massenstrom, Vorlauf- und Rücklauf-temperatur). Der Warmwasserbedarf wurde separat mit DHWcalc [1] je nach Gebäudetyp berechnet und in die Lastprofile integriert. Abbildung 7 zeigt ein Beispiel der generierten Lastprofile.

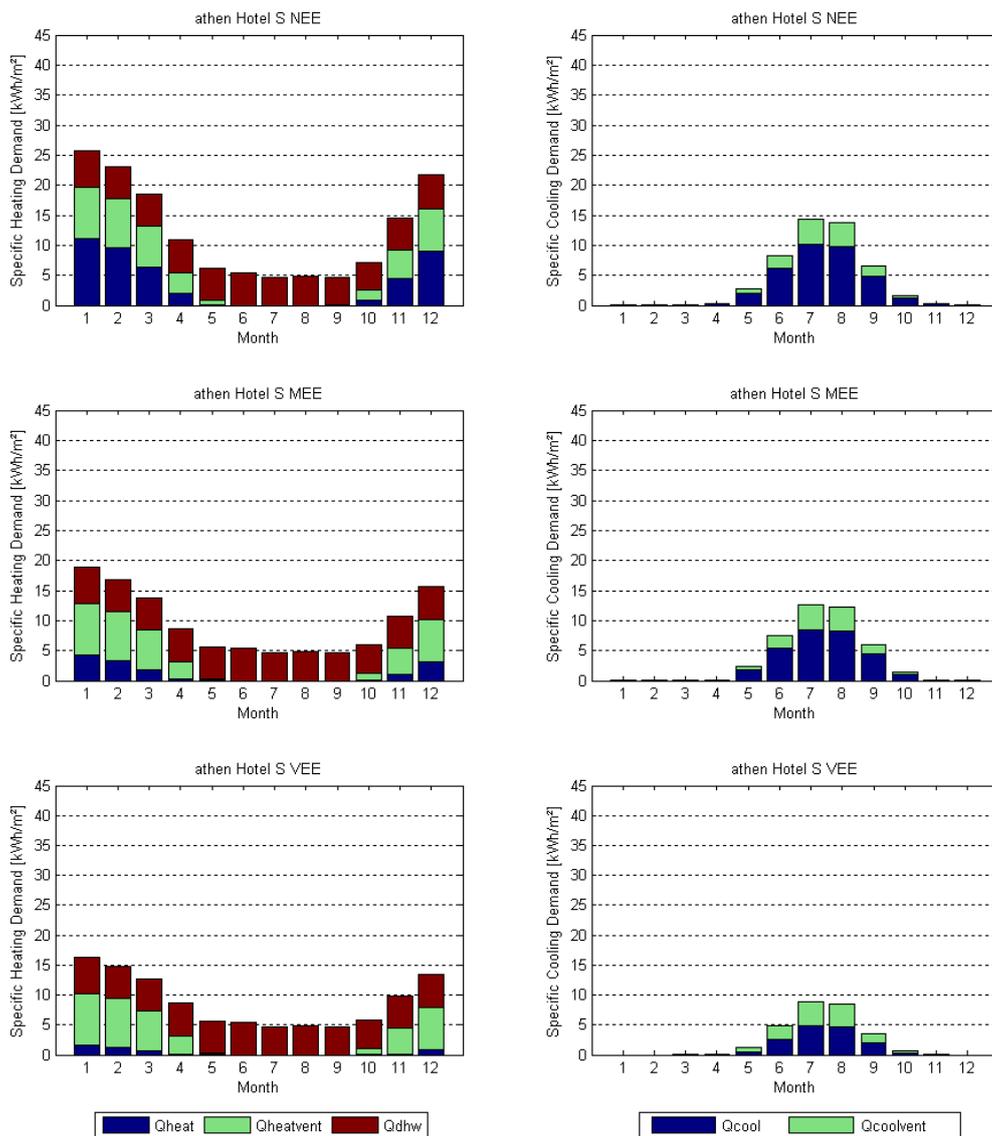


Abbildung 7: Ergebnis Lastprofile Gebäude am Beispiel Hotel, Athen

## 2.2.2 Mögliche Anwendungen und Nutzungen im Industrie- und Gewerbebereich

*Bearbeiter dieses Kapitels: AEE INTEC, Fa. Pink;*

*Lastprofile Supermarkt: Fa. Enertec, Lastprofil Molkerei: AEE INTEC*

Der technisch, energetisch und wirtschaftlich sinnvolle Einsatz von Absorptionskältemaschinen im Industriebereich ist an eine Reihe von Rahmenbedingungen geknüpft, die durch die eingesetzten Prozesstechnologien und die dafür notwendigen Betriebsparameter vorgegeben werden. Industriebetriebe müssen im Sinne optimierter Energieeffizienz ganzheitliche Energiekonzepte entwickeln, in denen die Versorgung der Prozesse mit Wärme und Kälte auf zeitlich variierende Lastprofile und die Verfügbarkeit der Versorgungstechnologien bzw. Energieträger abgestimmt ist. Um das Potential im industriellen Bereich grundsätzlich zu erheben, wurde eine Analyse der wichtigsten und relevanten Industriesektoren und ihrer Prozesse mit Kältebedarf durchgeführt. Wichtig waren dabei der Kühlbedarf, der zeitliche Verlauf (kontinuierlich, Batch) und das Kältelastprofil (Jahresdauerlinie), das Temperaturprofil (Prozess und notwendige Versorgungstemperatur) und die technische Integrierbarkeit einer Absorptionskältemaschine. Zusätzlich wurden Faktoren wie die Multiplizierbarkeit und aufgrund des Fokusses der Versorgung mit Solarthermie die tageszeitliche Übereinstimmung von Kältebedarf und Solarwärmeaufkommen sowie anfallende und noch ungenutzte Abwärme als Antrieb der Kältemaschine berücksichtigt und in eine Entscheidungsmatrix eingepflegt. Damit wurden Einsatzmöglichkeiten aus der Lebensmittelindustrie (Brauerei, Molkerei, Fleischverarbeitung), dem Gewerbe (Lebensmittelhandel), der Papierindustrie, der Metallbearbeitung (Lackiererei) und Serverfarmen identifiziert.

Mit dem Hauptaugenmerk auf die durchzuführenden Fallstudien und die Multiplizierbarkeit wurde daraus jeweils ein repräsentativer Betrieb aus den Sektoren Molkerei, Brauerei, Supermarkt und Betriebshalle der Papier- und Zellstofftechnik ausgewählt und detaillierte Daten für die Erstellung von Lastprofilen erhoben. Dabei war es notwendig, Betriebsparameter aller relevanten Prozesse mit Heiz- und Kühlbedarf und sich daraus ergebender nutzbarer Abwärmeströme inklusive der vorhandenen Energieversorgung in zeitlicher Abhängigkeit darzustellen. So wurde in der Brauerei und der Molkerei eine Simulation aller Prozesse mit einer Kältelast inklusive der Abhängigkeiten von Außentemperatur und genutzter Frischwasserversorgung durchgeführt und mit gemessenen Daten validiert. Die Datenerhebung der Prozesse in einem produzierenden Betrieb führte so zu einer detaillierten Auswertung des Status Quo. Darauf aufbauend wurde das Potential zu einer Technologie- und Systemoptimierung (Nutzung vorhandener Abwärmeströme in einem Wärmetauschernetzwerk zur Steigerung der Energieeffizienz) evaluiert. Abwärmeströme sollten aus wirtschaftlichen Gründen zuerst intern genutzt werden, bevor sie für die Versorgung einer Absorptionskältemaschine herangezogen werden.

Für die Erstellung des Lastprofils für Brauereien wurde ein Simulations-Tool entwickelt, in dem die Prozesse definiert werden können. Damit wird der Kühlbedarf des Brauwasserkühlers, der Gärtanks, der Hefekühlung, der Hefetanks, des Bierkühlers sowie der Lagertanks berücksichtigt. Zeitliche Lastprofile (Betriebszeiten, Zeitpläne der Prozesse) wurden ebenso mitaufgenommen wie der Kühlbedarf der Gärtanks in Abhängigkeit des Fortschreitens der Fermentation (Verläufe der chemischen Reaktionen) sowie der Einfluss der Außentemperatur auf Wärmeverluste der Tanks und die Temperatur des eingebrachten Frischwassers. Die generierten Lastprofile wurden zur Verifizierung mit realen Daten der Brauerei verglichen und konnten so über sehr gute Übereinstimmungen verifiziert werden. In der Molkerei wurden die Rahmkühlung, die Buttermilchkühlung und die Schmelzkäsekühlung als für Sorptionskühlung geeignete Prozesse (Temperaturbereich > 6°C) identifiziert.

Fazit daraus ist, dass in beiden Sub-Sektoren zwar viele ungenutzte Abwärmeströme aus den Prozessen und der bestehenden Versorgung vorliegen, sich diese jedoch im Rahmen einer betriebsinternen Wärmerückgewinnung zu einer teilweisen Abdeckung des Wärmebedarfs der Prozesse eignen, zur Versorgung einer Absorptionskältemaschine also nur kaum oder bedingt nutzbar sind.

Im gewerblichen Bereich wurde für einen repräsentativen Supermarkt (Größenordnung Merkur, Interspar) und eine Produktionshalle ein Kältelastprofil erstellt. Im Supermarkt wurde berücksichtigt, dass in Supermärkten dieser Größenordnung typischerweise drei Kälteverbrauchsbereiche (Raumluftkonditionierung, Normalkühlung, Tiefkühlung) notwendig sind. Die Kühllast in diesem Bereich ergibt sich aufgrund der inneren (Personen, Beleuchtung und Maschinen) und äußeren Lasten. Die äußeren Lasten wurden über systematische Variantenberechnungen mit Hilfe eines Kühllastberechnungsprogrammes nach VDI 2078 ermittelt. Ergebnis dieser Berechnungen sind Funktionsgleichungen für die Kühllast in Abhängigkeit von den außenklimatischen Bedingungen und der Gebäudekompaktheit. Die erforderliche Kälteleistung für den Bereich Normal- und Tiefkühlung ergibt sich aufgrund der installierten Kühlmöbel bzw. Kühlräume. Diese wurden aufgrund von Erfahrungswerten abgeschätzt und mit Hilfe von Herstellerangaben die installierte Leistung ermittelt. Bei der Ermittlung des Lastprofils wurden die Betriebszeiten sowie Minderungsfaktoren für die Nachtdeckung berücksichtigt. Verfügbare Abwärmeströme liegen in einem Supermarkt nicht vor. Sehr ähnlich war die Herangehensweise im Bereich Papierindustrie. In der Schneidehalle wird an die Lüftungstechnik die Forderung gestellt bestimmte Raumluftkonditionen aufrecht zu erhalten, damit die Qualität des Papiers nicht negativ beeinflusst wird. Aufgrund von Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass ausschließlich die inneren Lasten sowie Anforderungen der Lufttechnik Einfluss auf die Kühllast haben.

Für alle Fallstudien wurde somit vorrangig Solarthermie als Energiequelle untersucht. Für eine verfahrenstechnische, energetische und wirtschaftliche Analyse wurde im Sinne der Multiplizierbarkeit die Molkerei und der Supermarkt ausgewählt. Als Standort für die Fallstudien wurde dabei zum einen Österreich (Graz) und zum anderen Süditalien (Palermo) herangezogen, um die regionale Abhängigkeit von der verfügbaren Sonneneinstrahlung zu berücksichtigen. Die verfahrenstechnische und energetische Evaluierung bescheinigt den Konzepten grundsätzlich eine sehr gute Eignung für den Einsatz einer Absorptionskältemaschine. Zu berücksichtigen ist in allen Fällen das notwendige Backup-System (Kompressionskältemaschine) das für den Fall zu geringer Sonneneinstrahlung im jahreszeitlichen Verlauf sowie des Ausfalls des Systems notwendig ist. Berücksichtigt wurden im Konzept dabei notwendige Speicher, verfügbare Dachflächen, Verschaltung der Komponenten und die Kältelasten mit den jeweilig erforderlichen Kaltwassertemperaturen. Da hier der Einsatz von einstufigen Kältemaschinen betrachtet wurde, ist Sorptionskälte für den Bereich mit Temperaturen  $> 3^{\circ}\text{C}$  sinnvoll einsetzbar.

Für die wirtschaftliche Evaluierung wurden Investitions- und Betriebskosten aller Systemkomponenten inklusive der solarthermischen Anlage erhoben und unter Berücksichtigung regional verfügbarer Förderungen für Solarthermie (Beispiel Österreich: Großsolarförderung) und die Kältemaschinen in einer dynamischen Amortisationsrechnung dargestellt. Für die Molkerei wurde außerdem der Fall betrachtet, dass die Antriebswärme vollständig durch prozessbedingte Abwärme bereitgestellt wird. Es können dabei Amortisationszeiten je nach Standort und Förderung zwischen 8 und 10 Jahren erreicht werden. Als Infrastrukturinvestition stellt die Absorptionskältemaschine somit eine zu prüfende Alternative dar. Im Supermarkt wurden für solarthermische Kühlung (einschließlich des Backup-Systems) nach Standort und Förderung dynamische Amortisationszeiten von über 15 Jahren errechnet, wenn die Solaranlage ausschließlich zum Zweck der Kühlung errichtet werden muss.

### **2.3 Vergleich von standardmäßigen und optimierten Anlagenkonfigurationen und Regelstrategien durch Simulation**

In diesem Projektabschnitt wurden verschiedene Anlagenkonfigurationen für drei verschiedene Grundtypen bzw. Anwendungsarten solarthermischer Kühlung (DEC-Anlage, Absorptionskältemaschine (AKM) im sehr kleinen Leistungsbereich und AKM im MW-

Leistungsbereich zur Grundlastabdeckung und Vorkühlung) hinsichtlich der eingesetzten Komponenten und Regelstrategien untersucht. Ausgehend von jeweils einer bestehenden und typischen Konfiguration wurden Komponenten und Regelstrategien simulationstechnisch verändert. Die Varianten wurden jeweils der Ausgangssituation sowie einer konventionellen Kälteerzeugung in Bezug auf Leistungsindikatoren und Primärenergieeffizienz gegenübergestellt und daraus Schlussfolgerungen gezogen.

### 2.3.1 DEC-Anlagen

*Bearbeiter dieses Kapitels: AIT*

Solare DEC-Anlagen werden dann eingesetzt, wenn in Lüftungsanlagen bestimmte Zuluftkonditionen (Temperatur und Feuchte) – insbesondere im Sommer – auf ökologische Weise für Gebäude bereitgestellt werden sollen. Diese Technologie bietet daher eine interessante Alternative zu konventionellen Lüftungs- und Klimaanlage, die über Kompressionskältemaschinen durch Unterschreitung der Taupunkttemperatur mit Kaltwasser-Vorlauftemperaturen bei 6°C die gewünschte Abkühlung und Entfeuchtung der Luft erreichen. Bei derzeit verwendeten Regelstrategien wird der Zuluft-Befeuchter aktiviert, wenn die DEC-Anlage im höchsten Kühlmodus arbeitet. Das führt bei DEC-Anlagen zu hohen relativen Feuchten (60-80 %) in der Zuluft während dieses Betriebsmodus. Im Rahmen der Auswertungen der Betriebsdaten (Monitoring) haben Rückmeldungen von den Nutzern von zwei DEC-Anlagen in Österreich ergeben, dass Nutzer bei relativen Luftfeuchten über 50 % im Innenraum beginnen dies als unangenehm zu empfinden [8]. Weiters verringert eine hohe Innenraumfeuchte das Kühlpotenzial der adiabaten Kühlung über den Abluft-Befeuchter und über die Wärmerückgewinnung.

Die Idee für diese Analysen war es, ausgewählte DEC-Anlagenkonfigurationen konventionellen Referenzsystemen (REF-System) – definiert im IEA SHC Task 38 [3] – gegenüber zu stellen (siehe Abb. 8). Dabei galt es, die Stärken und Schwächen beider Technologien in Bezug auf Innenraumkomfort und Energieeffizienz für vier unterschiedliche Klimata und zwei Gebäudetypen zu untersuchen. Tabelle 3 zeigt die dafür ausgewählten Simulationsvarianten.

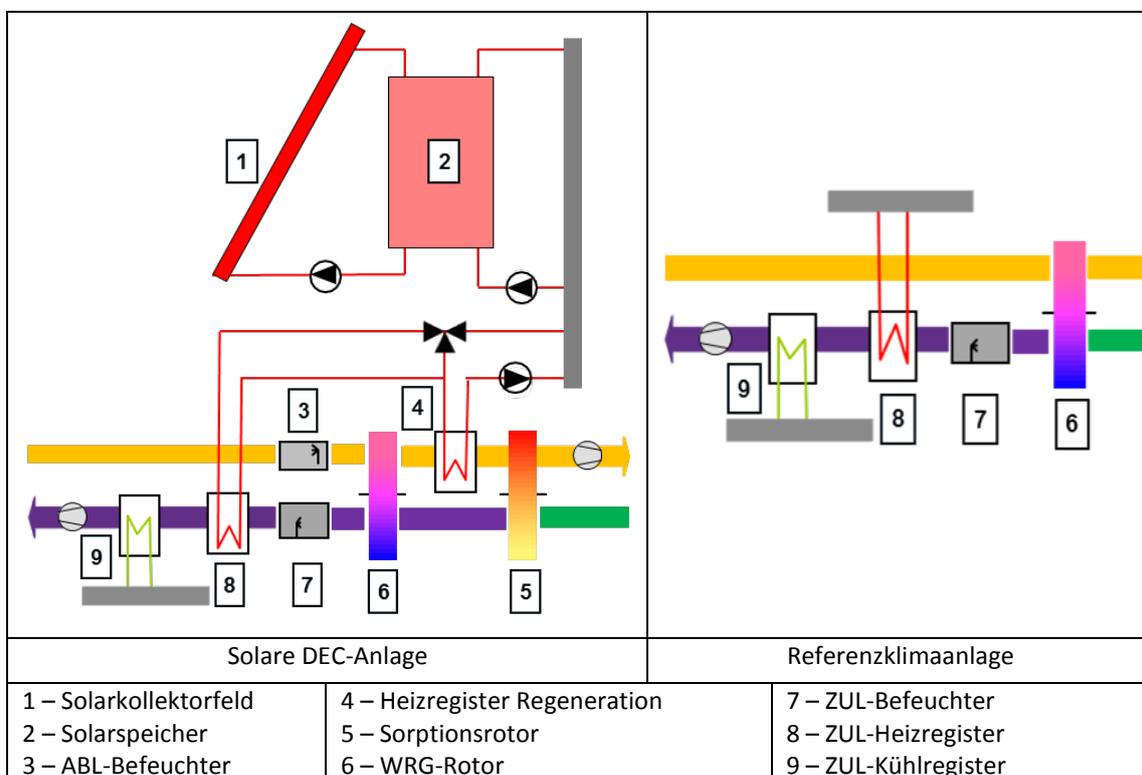


Abbildung 8: Schema untersuchte Systemkonfigurationen DEC-Anlagen und Referenzklimaanlagen [4]

**Tabelle 3: Übersicht Simulationsvarianten solare DEC-Anlage und REF-Anlage [4]**

|                              | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
|------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| <b>Klima</b>                 |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Moderat (Wien)               | x | x | x | x | x | x |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Mediterran (Athen)           |   |   |   |   |   |   | x | x | x | x  | x  | x  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Kontinental heiß (Kairo)     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    | x  | x  | x  | x  | x  | x  |    |    |    |    |    |    |
| Subtropisch (Honolulu)       |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    | x  | x  | x  | x  | x  | x  |
| <b>Anwendungen</b>           |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Bürogebäude                  | x | x | x |   |   |   | x | x | x |    |    |    | x  | x  | x  |    |    |    | x  | x  | x  |    |    |    |
| Hotel                        |   |   |   | x | x | x |   |   |   | x  | x  | x  |    |    |    | x  | x  | x  |    |    |    | x  | x  | x  |
| <b>Technologien</b>          |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| DEC Anlage                   |   | x | x |   | x | x |   | x | x |    | x  | x  |    | x  | x  |    | x  | x  |    | x  | x  |    | x  | x  |
| Referenzanlage (REF-Anlage)  | x |   |   | x |   |   | x |   |   | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    |
| <b>Systemkonfigurationen</b> |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Basisvariante (SolarCombi+)  |   | x |   |   | x |   |   | x |   |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    |    | x  |
| Kühlregister Zuluft          |   |   | x |   |   | x |   |   | x |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |
| Variation Solaranlage        |   |   | x |   |   | x |   |   | x |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |    |    | x  |

Zur Berechnung der nicht erneuerbaren Primärenergieeinsparung der solaren DEC-Anlagen im Vergleich zu Referenzanlagen mit konventionellen Kühltechnologien wurden die Parameter in Tabelle 4 verwendet. Für die Simulationen wurden ausgewählte Lastprofile (siehe Kap. 2.2.1) verwendet, sowie die Rahmenbedingungen lt. Tabelle 5 in TRNSYS 17 modelliert.

**Tabelle 4: Parameter Berechnung Primärenergieeinsparung nach Task IEA SHC 38 [3]**

|   |      |
|---|------|
| PE-Umwandlungsfaktor Strom: $\epsilon_{el}$   | 0,4  |
| PE-Umwandlungsfaktor Gas: $\epsilon_{fossil}$ | 0,90 |
| SPF Kompressionskältemaschine $SPF_{REF}$     | 2,8  |
| SPF Solaranlage $SPF_{Sol}$                   | 166  |
| Nutzungsgrad Gaskessel $\eta_{boiler}$        | 0,95 |

**Tabelle 5: Gebäude- und Anlagendaten [4]**

| Gebäudedaten  |                                |                  |                            |                              |                              |
|---|--------------------------------|------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Anwendung   |                                | Bürogebäude      | Bürogebäude                | Hotel                        | Hotel                        |
| Technologie   |                                | REF-Anlage       | DEC-Anlage                 | REF-Anlage                   | DEC-Anlage                   |
| Größe   | m <sup>2</sup>                 | 6.000            | 6.000                      | 6.000                        | 6.000                        |
| Wetterdaten   |                                | ENERGYplus       | ENERGYplus                 | ENERGYplus                   | ENERGYplus                   |
| Gebäudestandard   |                                | MEE <sup>1</sup> | MEE <sup>1</sup>           | MEE <sup>1</sup>             | MEE <sup>1</sup>             |
| Volumenstrom  | m <sup>3</sup> /h              | 26.000           | 26.000                     | 13.000 / 26.000 <sup>2</sup> | 13.000 / 26.000 <sup>2</sup> |
| Luftwechselrate   | h <sup>-1</sup>                | 1,44             | 1,44                       | 0,72 / 1,44                  | 0,72 / 1,44                  |
| Kollektorfläche   | m <sup>2</sup>                 | -                | 311                        | -                            | 311                          |
| Solarspeicher   | l/m <sup>2</sup> <sub>KF</sub> | -                | 50                         | -                            | 50                           |
| Bezeichnung   |                                | REF-Office       | DEC-Office-S1 <sup>3</sup> | REF-Hotel                    | DEC-Office-S1 <sup>3</sup>   |
| <b>Sommer</b>   |                                |                  |                            |                              |                              |
| T <sub>ZUL</sub> max.                                     | °C                             | 22               | 22                         | 22                           | 22                           |
| RH <sub>ZUL</sub> max.                                    | %                              | 40               | variabel                   | 40                           | variabel                     |
| <b>Winter</b>   |                                |                  |                            |                              |                              |
| T <sub>ZUL</sub> min.                                     | °C                             | 22               | 22                         | 22                           | 22                           |
| RH <sub>ZUL</sub> min.                                    | %                              | 40               | 40                         | 40                           | 40                           |
| <sup>1</sup> Medium Energy Efficient                      |                                |                  |                            |                              |                              |
| <sup>2</sup> Volumenstrom Nacht / Volumenstrom Tag        |                                |                  |                            |                              |                              |
| <sup>3</sup> Systemkonfiguration 1 = Basisvariante        |                                |                  |                            |                              |                              |
| KF=Kollektorfläche, T=Temperatur, RH=Relative Luftfeuchte |                                |                  |                            |                              |                              |

Die Regelung der solaren DEC-Anlage Basisvariante kann während des Betriebs in sieben Regelsequenzen (Modi) unterteilt werden (siehe Tabelle 6). Drei Modi zur Heizung der Zuluft (Modi 1 bis 3), ein „free floating“ Modus (Modus 0) und drei Modi zur Kühlung der Zuluft (Modi -1 bis -3).

**Tabelle 6: Regelsequenzen solare DEC-Anlage Basisvariante, S1 [4]**

| Modus | WRG-Rotor | ABL-Befeuchter | ZUL-Befeuchter | Heizregister Regeneration | Sorptionsrotor  | ZUL-Heizregister |
|-------|-----------|----------------|----------------|---------------------------|-----------------|------------------|
| 3     | ON        | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  |
| 2     | ON        | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  |
| 1     | OFF       | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  |
| 0     | OFF       | OFF            | OFF            | OFF                       | OFF             | OFF              |
| -1    | ON        | OFF            | OFF            | OFF                       | OFF             | OFF              |
| -2    | ON        | ON             | OFF            | OFF                       | OFF             | OFF              |
| -3    | ON        | ON             | ON             | ON                        | ON <sup>2</sup> | OFF              |

<sup>1</sup>Sorptionsrotor in Enthalpie-Modus (Wärme- und Feuchterückgewinnung)  
<sup>2</sup>Sorptionsrotor in Trocknungsmodus  
<sup>3</sup>Heizung und Befeuchtung der Zuluft

Die Auswertung des Heiz- und Kühlenergiebedarf der solaren DEC-Anlage Basisvariante zur REF-Anlage zeigte, dass in keiner der analysierten Varianten dieselbe Kühlenergie über die DEC-Anlage bereitgestellt werden konnte, wie das in der REF-Anlage der Fall war. Daher wurde ein Kühlregister mit Entfeuchtungsfunktion in die Zuluft der DEC-Anlage integriert und die Regelung in mehreren Iterationsschritten adaptiert (siehe Tabelle 7).

**Tabelle 7: Regelsequenzen solare DEC-Anlage Optimierte Variante, S4 [4]**

| Modus | WRG-Rotor | ABL-Befeuchter | ZUL-Befeuchter | Heizregister Regeneration | Sorptionsrotor  | ZUL-Heizregister | ZUL-Kühlregister |
|-------|-----------|----------------|----------------|---------------------------|-----------------|------------------|------------------|
| 3     | ON        | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  | OFF              |
| 2     | ON        | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |
| 1     | OFF       | OFF            | OFF            | OFF                       | ON <sup>1</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |
| 0     | OFF       | OFF            | OFF            | ON                        | ON <sup>2</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |
| -1    | ON        | OFF            | OFF            | ON                        | ON <sup>2</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |
| -2    | ON        | ON             | OFF            | ON                        | ON <sup>2</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |
| -3    | ON        | ON             | ON             | ON                        | ON <sup>2</sup> | OFF              | OFF              |
| -4    | ON        | ON             | OFF            | ON                        | ON <sup>2</sup> | ON <sup>3</sup>  | ON <sup>4</sup>  |

<sup>1</sup>Sorptionsrotor in Enthalpie-Modus (Wärme- und Feuchterückgewinnung)  
<sup>2</sup>Sorptionsrotor in Trocknungsmodus (X\_AUL > 10g/kg und Solarspeichertemperatur oben > 80°C)  
<sup>3</sup>Heizung und Befeuchtung der Zuluft  
<sup>4</sup>Kühlung und Entfeuchtung der Zuluft (X\_IN > 8 g/kg)

Um den Einfluss einer größeren Solaranlage als die hier verwendete empfohlene Auslegung von Kollektorfläche und Solarspeicher für DEC-Anlagen vorgibt [7] zu evaluieren, wurden die Varianten laut Tabelle 8 analysiert.

**Tabelle 8: Simulierte Varianten: Variation Solaranlagen [4]**

|     |  |
|-----|--|
| S5  | Kombination aus S2 mit doppelter Kollektorfläche und Solarspeichergröße (622 m <sup>2</sup> ; 31,1 m <sup>3</sup> )  |
| S6  | Kombination aus S2 mit dreifacher Kollektorfläche und Solarspeichergröße (933 m <sup>2</sup> ; 46,7 m <sup>3</sup> ) |
| S7  | Kombination aus S3 mit doppelter Kollektorfläche und Solarspeichergröße (622 m <sup>2</sup> ; 31,1 m <sup>3</sup> )  |
| S8  | Kombination aus S3 mit dreifacher Kollektorfläche und Solarspeichergröße (933 m <sup>2</sup> ; 46,7 m <sup>3</sup> ) |
| S9  | Kombination aus S4 mit doppelter Kollektorfläche und Solarspeichergröße (622 m <sup>2</sup> ; 31,1 m <sup>3</sup> )  |
| S10 | Kombination aus S4 mit dreifacher Kollektorfläche und Solarspeichergröße (933 m <sup>2</sup> ; 46,7 m <sup>3</sup> ) |

Für alle vier Standorte zeigte Systemkonfiguration S4 (siehe Tabelle 7) sowohl für Bürogebäude als auch für Hotels das höchste PE-Einsparpotenzial bei annähernd gleichem Heiz- und Kühlenergiebedarf im Vergleich zu einer REF-Anlage (siehe Abbildung 9, Abbildung 10, Abbildung 11 und Abbildung 12). Um einen vergleichbaren Betrieb der solaren DEC-Anlagen zu einer REF-Anlage zu erreichen war es essentiell, das Zuluft-Kühlregister nicht nur in der höchsten Kühlstufe zur Kühlung einzusetzen, sondern auch in den anderen Betriebsmodi für Entfeuchtungszwecke. Durch

Erweiterung des Trocknungsbetriebs durch den Sorptionsrotor auf andere Betriebsmodi – was in S4 passiert – konnte die PE-Einsparung an allen vier Standorten signifikant erhöht werden. Ein Großteil des Heizenergiebedarf der solaren DEC-Anlagen und der REF-Anlagen am Standort Athen, Kairo und Honolulu ist durch die Notwendigkeit der Wiederaufheizung der Zuluft (wenn nicht über WRG gewährleistet) nach dem Zuluft-Kühlregister begründet.

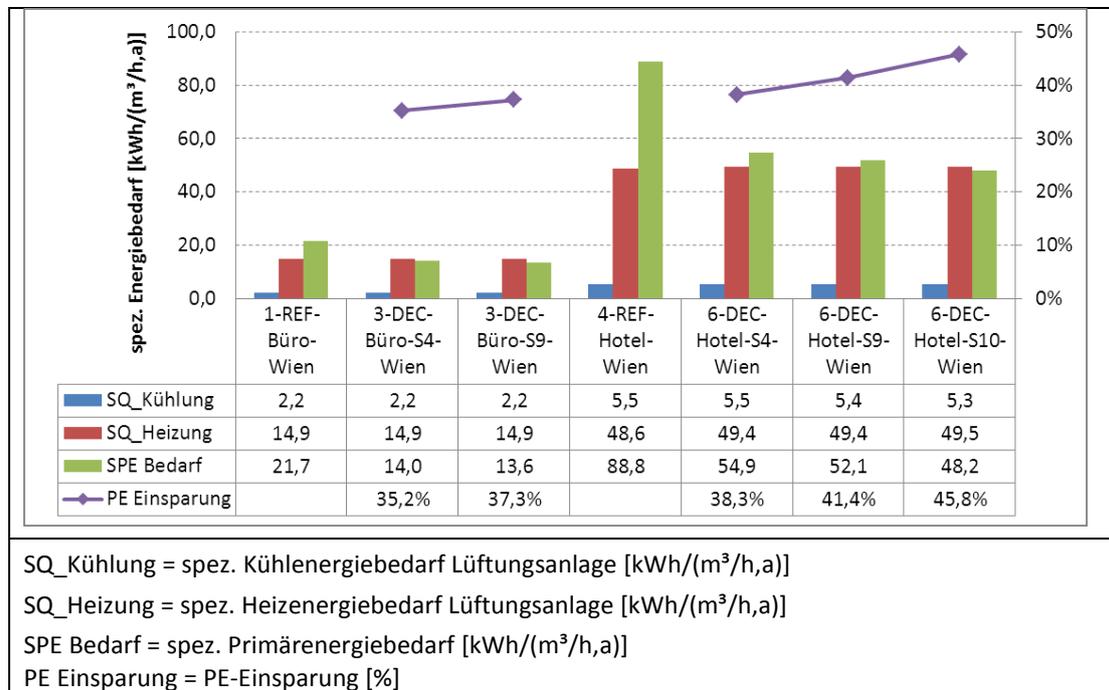


Abbildung 9: „High potential“ Varianten, Wien [4]

Am Standort **Wien** konnte eine PE-Einsparung von 35,2 % in Bürogebäuden und eine PE-Einsparung von 38,3 % in Hotels erreicht werden (siehe Abbildung 9). Die Erhöhung der PE-Einsparungen durch Vergrößerung der Solaranlage (Systemkonfiguration S9 und S10) war im Hotel aufgrund des hohen Warmwasserbedarfs wesentlich deutlicher als im Bürogebäude.

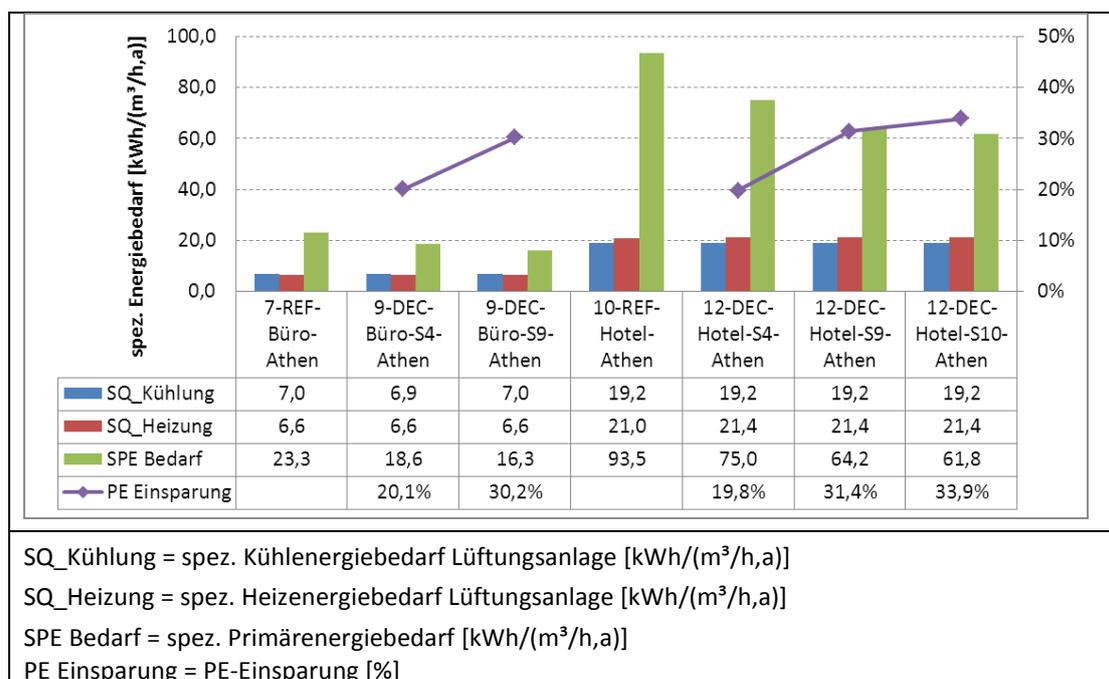


Abbildung 10: „High potential“ Varianten, Athen [4]

Auch am Standort **Athen** sind die erzielbaren PE-Einsparungen in Systemkonfiguration S4 mit 20,1 % für Bürogebäude und 19,8 % für Hotels immer noch gut (siehe Abbildung 9), aber nicht so hoch wie

am Standort Wien. Die Erhöhung der PE-Einsparungen durch eine Vergrößerung der Solaranlage (Systemkonfiguration S9 und S10) ist hier im Bürogebäude gleich signifikant wie im Hotel.

Abbildung 11 zeigt, dass am Standort **Kairo** die erzielbaren PE-Einsparungen in Systemkonfiguration S4 mit 23,4 % für Bürogebäude und 25,3 % für Hotels etwas höher als in Athen sind, aber immer noch geringer als am Standort Wien. Die Erhöhung der PE-Einsparungen durch eine Vergrößerung der Solaranlage (Systemkonfiguration S9 und S10) ist hier im Hotel etwas signifikanter als im Bürogebäude. Das Hotel profitiert somit am meisten an den größeren Solaranlagen durch die höhere solare Deckung der Warmwasserbereitung. In Systemkonfiguration S10 wird im Gebäudetyp Hotel das PE-Einsparniveau vom Standort Wien erreicht.

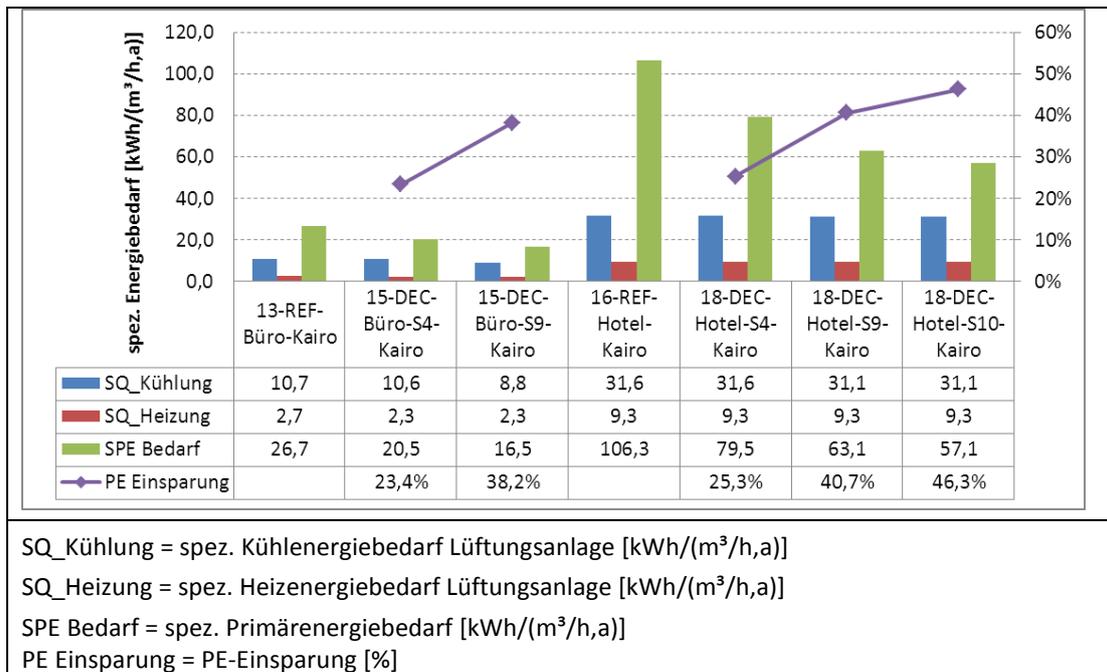


Abbildung 11: „High potential“ Varianten, Kairo [4]

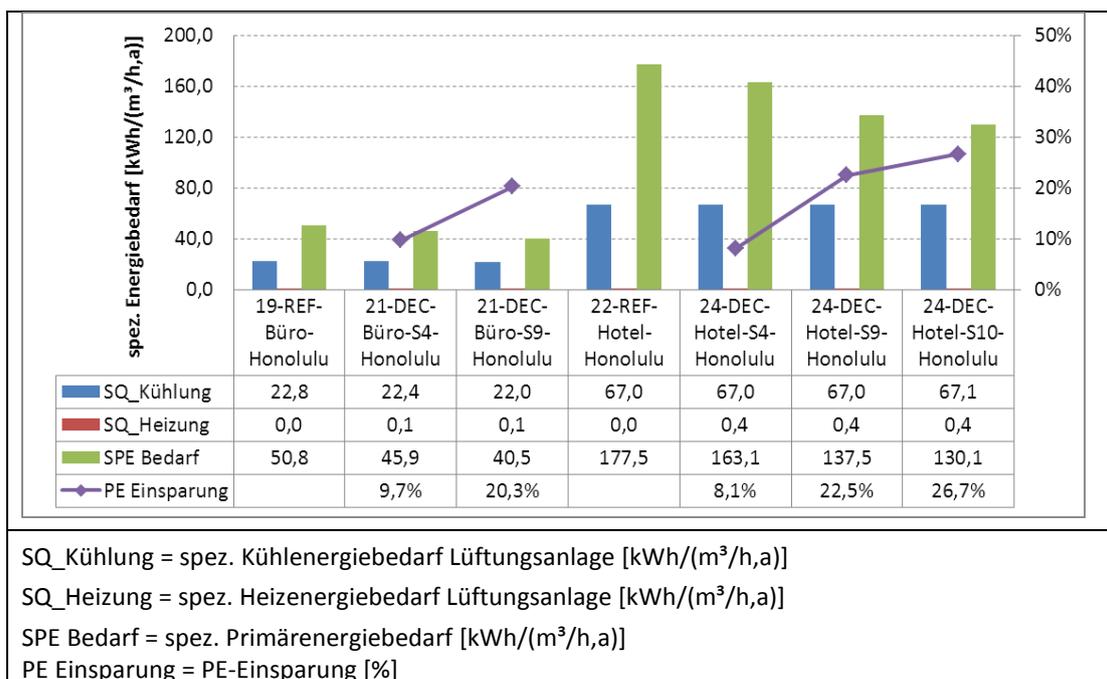


Abbildung 12: „High potential“ Varianten, Honolulu [4]

Am Standort **Honolulu** sind die erzielbaren PE-Einsparungen in Systemkonfiguration S4 mit 9,7 % für Bürogebäude und 8,2 % für Hotels am niedrigsten von allen vier untersuchten Standorten (siehe Abbildung 12). Dies ist auf die sehr hohe absolute Feuchte der Außenluft zurückzuführen. Die Erhöhung der PE-Einsparungen durch eine Vergrößerung der Solaranlage (Systemkonfiguration S9 und S10) ist in beiden Gebäudetypen in etwa gleich signifikant.

Weitere Details sind in [4] – Anhang 3 zu finden.

### 2.3.2 Absorptionskälteanlagen im kleinen Leistungsbereich

*Bearbeiter dieses Kapitels: AEE INTEC, UIBK*

Es wurde eine Absorptionskältemaschine (AKM) auf  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ -Basis mit 19 kW Kälteleistung im Gesamtsystem (komplette Kälteanlage und Gebäude) in der Simulationsumgebung TRNSYS 17.1 abgebildet und zur Ermittlung von Jahresenergiebilanzen simuliert. Standort für die ersten Untersuchungen war Wien. Das zu versorgende Gebäude ist ein Bürohaus mit 900 m<sup>2</sup> Grundfläche (3 Stockwerke). Das Gebäude wurde in der Simulation direkt an die Anlage gekoppelt, so dass die Wechselwirkungen zwischen Gebäude und Kälteerzeugung bzw. Wärmelieferung berücksichtigt werden. Ein geringfügiger Warmwasserbedarf (als konstant angenommen) wurde ebenfalls berücksichtigt. Die Simulationen wurden ganzjährig durchgeführt, also auch für den Heizbetrieb, wobei der Fokus bei der Auswertung der Ergebnisse deutlich auf dem Kühlbetrieb liegt.

Eine detaillierte Beschreibung der Regelstrategien und ihrer Analysen ist im Anhang 4 zu finden.

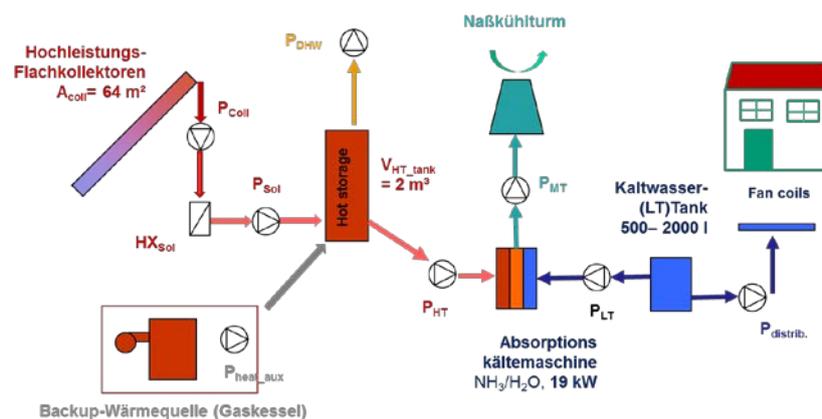


Abbildung 13: Basiskonfiguration solarthermische Kühlung, AKM 19 kW mit LT-Speicher und thermischem BackUp

Die wichtigsten Grunddaten der Ausgangsvariante sind in Tabelle 9 zusammengefasst:

Tabelle 9: Grunddaten Anlage AKM 19 kW, Standardkonfiguration

|                   |  |                         |                            |
|-------------------|--|-------------------------|----------------------------|
| Kühlung:          | Mitte Mai – Mitte September                              | Rückkühlung:            | Offen, naß, 57 kW          |
| Heizung:          | Mitte September – Mitte Mai                              | Kaltwasserspeicher:     | 500 l, 1 Temp.sensor unten |
| Verteilung:       | Fancoils (10/15°C - 52/42°C)                             | Delieferte Kühlenergie: | 7550 kWh/a                 |
| Kühllast/Heizlast | 19 kW/45 kW  | Entfeuchtung Sommer:    | ungeregelt, kein Sollwert  |
| Solaranlage:      | 64 m <sup>2</sup> Kollektoren, 2 m <sup>3</sup> Speicher | Delieferte Heizenergie: | 29755 kWh/a                |
| Back-Up:          | Thermisch (Gaskessel) 45 kW                              | Warmwasserbereitung:    | 5430 kWh/a                 |

Der Fokus der Untersuchungen und die Wahl der Varianten lag hauptsächlich auf folgenden Aspekten:

- Welchen Effekt hat ein Kaltwasserspeicher verschiedener Dimensionen (500 l, 1000 l, 1500 l, 2000 l oder keiner) in einer solchen Anlage? Wie wirkt sich die Anordnung und Einstellung der Temperatursensoren am Kaltwasserspeicher aus?
- Welche Auswirkung hat eine dynamische Leistungsregelung der AKM, d.h. eine Senkung der Kälteleistung durch Reduzierung der Massenströme im Heißwasser- und im Rückkühlkreis?

- Welche Auswirkung hat die Wahl eines thermischen oder eines elektrischen Back-Up (Gaskessel oder Kompressionskältemaschine) für Zeiten geringer Sonneneinstrahlung und zur Spitzenlastabdeckung?

Nachdem diese Fragen durch Auswertung der Simulationsergebnisse sowohl in ausgesuchten Tagesverläufen als auch über die Kühlsaison beantwortet werden konnten, und die einzelnen Konfigurationen nach ihrem primärenergetischen Aufwand einer konventionellen Kälteerzeugung durch eine Kompressionskältemaschine (KKM) als Referenzfall gegenübergestellt wurden, waren folgende weitere Fälle von Interesse:

- Wie ändern sich die Leistungskennzahlen, wenn die Kältelieferung auf höherem Temperaturniveau geschieht, z.B. durch Bauteilkühlung?
- Wie verändern sich die Verhältnisse, wenn das gleiche Gebäude am Standort Athen gekühlt wird?

Es wurden also folgende Varianten mit Absorptionskältemaschine (AKM) untersucht:

**Tabelle 10: Untersuchte Anlagenkonfigurationen AKM 19 kW**

Am Standort Wien:

| Übergabe-system                | LT-Speicher V [l]          | Sensoren am LT-Speicher  | Back-Up                               | $\dot{m}$ -Regelung in externen Kreisen und Kühlturmventilator |
|--------------------------------|----------------------------|--|---------------------------------------|--|
| Fancoil 10°C                   | 500, 1000, 1500, 2000      | 1 Sensor am Speicher (AKM Aus/Ein = 9°C/12°C)  | Gaskessel (thermisches Back-UP – tBU) | keine Regelung (ONOFF)   |
| Fancoil                        | 500, 1000, 1500, 2000      | 1 Sensor oben, 1 Sensor unten am Speicher (AKM AUS wenn oben 9°C; AKM EIN wenn unten 12°C) | tBU                                   | ONOFF  |
| Fancoil                        | 500, 1000, 1500, 2000      | 1 Sensor (s.o.)  | tBU                                   | Leistungsregelung (PLI)  |
| Fancoil                        | 500, 1000, 1500, 2000      | 2 Sensoren (s.o.)  | tBU                                   | PLI - Regelung   |
| Fancoil                        | kein LT-Speicher (no tank) | -  | tBU                                   | PLI - Regelung   |
| Fancoil                        | 500, 1000, 1500, 2000      | 2 Sensoren   | Elektrisches Back-UP mit KKM (elBU)   | ONOFF  |
| Fancoil                        | no tank                    | -  | elBU                                  | PLI - Regelung   |
| Bauteilaktivierung (BTA) 16 °C | no tank                    | -  | elBU                                  | PLI - Regelung   |

Am Standort Athen:

|     |         |   |             |                |
|-----|---------|---|-------------|----------------|
| BTA | no tank | - | elBU        | PLI - Regelung |
| BTA | no tank | - | Kein BackUp | PLI - Regelung |

Zur Größe des Kaltwasserspeichers: es konnte gezeigt werden, dass auch ein größerer Speicher (mit größeren Kälteverlusten) bis 2000l im Sinne einer hydraulischen Weiche mit nur einem Temperatursensor ein Takten der Maschine nicht verhindert und im Vergleich zum 500l-Speicher kaum zu einer gleichmäßigeren Betriebsweise führt.

Wahl der Sensoren am Speicher: Mit einem zusätzlichen Sensor oben am Speicher kommt es zu einer stärkeren Unterkühlung, da die Ausschalttemperatur oben im Speicher gemessen und erst erreicht wird, wenn der Speicher komplett durchgeladen ist. Die Taktung wird reduziert bzw. vermieden, es wird mehr Kälte bereitgestellt, ein erhöhter Raumkomfort wird damit aber auch nicht erreicht.

Dynamische Leistungsregelung: Hierfür wurde folgender linearer, vereinfachter Ansatz gewählt:

wenn  $T_{LT\_su} < T_{LT\_sp}$ , wird der Rückkühl- und der Generatormassenstrom reduziert. Das Maß der Reduzierung wird durch den „Part Load Indicator“ (PLI) bestimmt.

$$PLI = 1 \text{ if } T_{LTsu} \geq T_{LTsu,Setpoint}$$

$$PLI < 1 \text{ if } T_{LTsu} < T_{LTsu,Setpoint}$$

Außerdem wird der Luftvolumenstrom im Kühlturm dem PLI entsprechend proportional geregelt.

Abbildung 14 zeigt einerseits, für einen Sommertag einer Anlage mit 1500l-LT-Speicher und Gaskessel als Back-Up, wie die Schaltung mit 2 Sensoren das Takten verhindert, da die Ausschalttemperatur von 9°C oben im Speicher nicht erreicht wird, und andererseits, wie die Anwendung der PLI-Regelung die elektrischen Arbeitszahlen  $SPF_{e\_AKMI}$  (nur auf die AKM selbst und ihre drei externen Kreise bezogen) im Tagesmittel von 6,0 auf 7,0 steigern. Der Rückkühl(MT)-Massenstrom reduziert sich auf bis zu 70%, der Heisswasser(HT)-Massenstrom auf 75%. Die Kälteleistung geht von ca. 12,4 kW im ONOFF-Betrieb bis auf ca. 9,5 kW zurück. Die Raumtemperatur wird in beiden Fällen eingehalten.

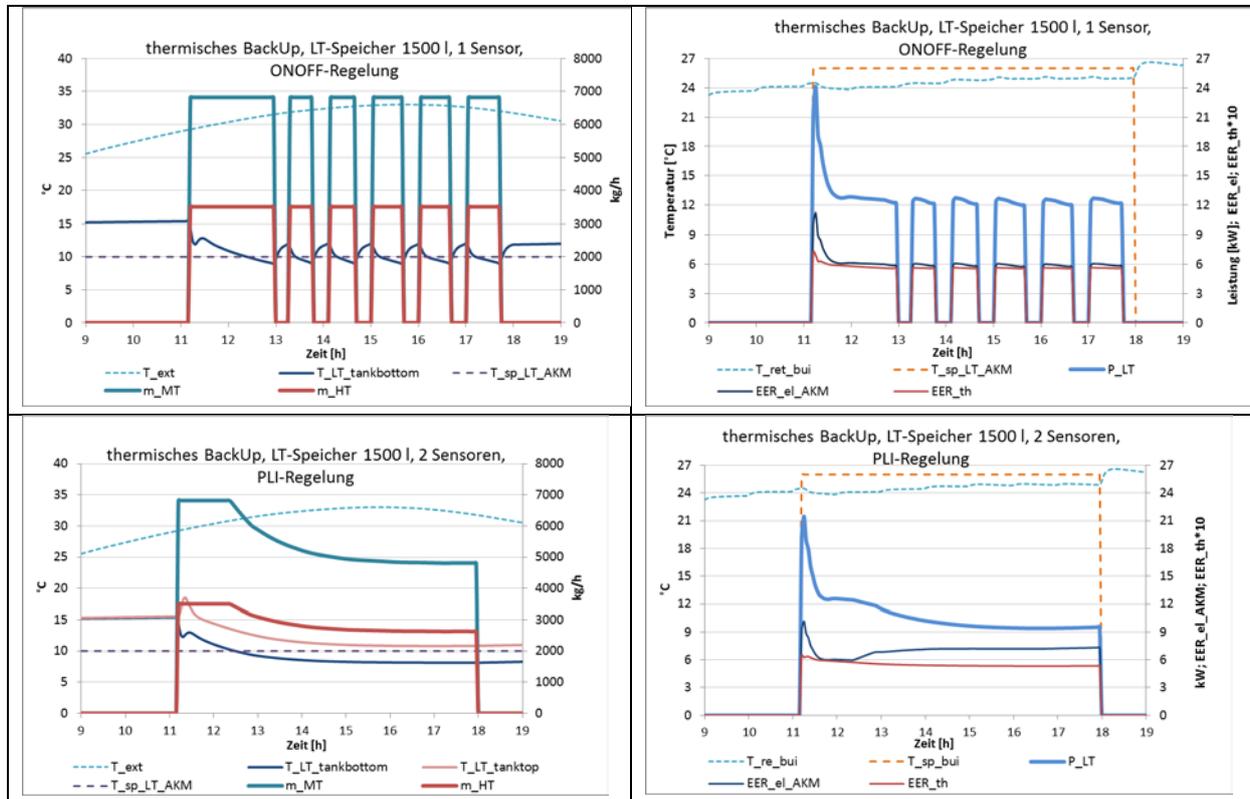


Abbildung 14: Auswirkung der PLI-Regelung (reduzierte Massenströme) auf Kälteleistung und elektrische Arbeitszahl (unten) gegenüber ONOFF-Betrieb (oben), Beispieltag 21.Juli, Kühlung mit Fancoils

### Thermisches bzw. elektrisches BackUp-System (hot/cold); Verzicht auf LT-Speicher:

Der Unterschied der folgenden Untersuchungen in Bezug zu den vorigen Konfigurationen ist der Einsatz einer Kompressionskältemaschine für Spitzenlasten (wenn die Solarenergie für den Antrieb des Absorptionsprozesses nicht ausreicht) und somit der Verzicht auf die thermische Nachheizung im Sommer. Der LT-Speicher wurde ebenfalls eliminiert. Für die geringfügige Warmwasserbereitstellung ist die Solarwärme den ganzen Sommer über ausreichend. Für die Zeiten, in denen die Temperatur am Generator nicht bereitgestellt werden kann, ist eine KKM mit einer durchschnittlich angenommenen Arbeitszahl  $SPF$  von 2,8 der AKM sekundär nachgeschaltet und bringt die LT-Temperatur nach dem Speicher auf 10°C. Die Nennleistung der KKM ist mit ca. 11 kW ausreichend, da an bewölkten Tagen auch die Kühllast sinkt. Die Variante ohne Speicher wurde mit beiden BackUp-Systemen simuliert.

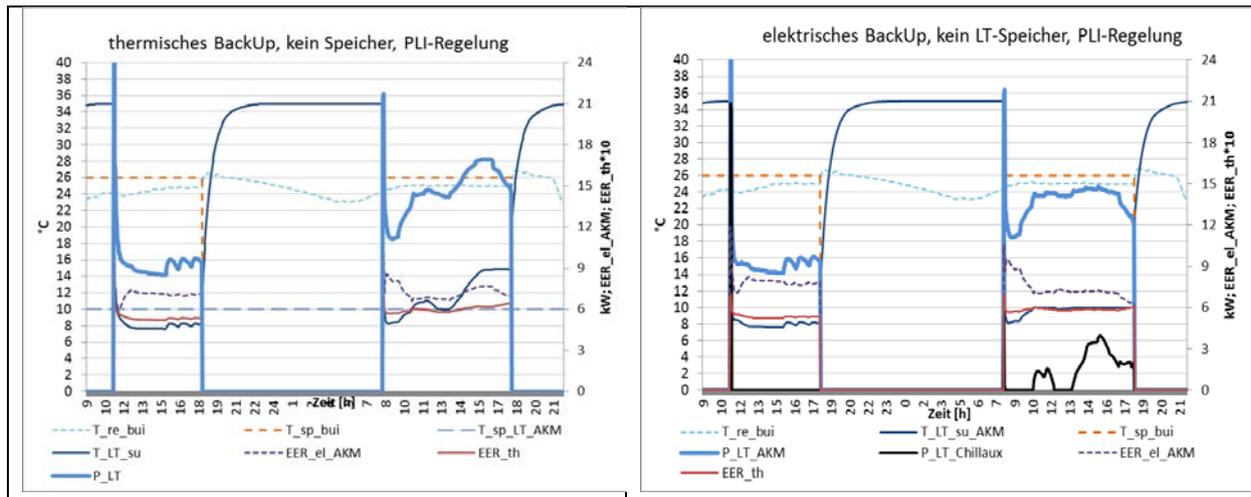


Abbildung 15: Konfiguration ohne LT-Speicher, PLI-Regelung, thermisches BackUp (links und elektr. BackUp (rechts); Kühlleistung, LT- und Raumtemperatur,  $EER_{el\_AKM}$  und  $EER_{th}$  am 21. und 22. Juli

An den beiden in Abbildung 15 gezeigten Sommertagen ist die dynamische Leistungsregelung vor allem im niedrigen Leistungsbereich deutlicher ausgeprägt als mit Speicher. Die Wahl des BackUp's ist für die Funktion der Anlage wenig relevant, die Auswirkungen werden in der Auswertung der Jahresergebnisse unter primärenergetischen Gesichtspunkten deutlich.

#### Kälteübergabe mit Bauteilaktivierung

Für die Untersuchungen mit Bauteilaktivierung in den Geschößdecken wurde eine hydraulische Trennung auf der Kaltwasserseite durch einen externen Wärmetauscher vorgesehen, um sekundärseitig den maximal möglichen Durchfluss zu gewährleisten und somit mit geringen Temperaturspreizungen zu arbeiten. Die LT-Vorlauftemperatur wurde mit 16°C angesetzt. Für die KKM als BackUp wurde ein mittlerer SPF von 3,3 gewählt.

Die Betriebsweise im Tagesverlauf ist hauptsächlich durch die dynamische Leistungsregelung charakterisiert und unterscheidet sich nicht wesentlich von den betrachteten Konfigurationen. Interessant ist die Jahresbilanz: Die übertragene Kälteenergie über den ganzen Sommer ist höher als bei Kühlung über Fancoils. Der Anteil der AKM an produzierter Kälte ist bei 2% weniger verbrauchter Wärme jedoch um 11% höher als bei der entsprechenden Fancoil-Variante (PLI-geregt ohne Speicher). Hier zeigt sich die Auswirkung des verbesserten Wärmeverhältnisses im Absorptionsprozess bei höheren Kaltwassertemperaturen.

#### Standortvergleich: Athen

Der Standortwechsel bringt eine bedeutend höhere Kühllast mit sich (entsprechend ca. 35 kW). Die Bauteilkühlung wurde beibehalten, jedoch folgende Veränderungen vorgenommen:

- Kühlsaison von Mitte April bis Ende Oktober, Mo – Fr 8 – 19 Uhr
- Kühllast 35 kW (=> 2 AKM 19 kW parallel verschaltet), d.h. Massenströme in externen Kreisen jeweils verdoppelt
- 2 Kollektorfelder mit je 70 m<sup>2</sup> - eins nach SO, eins nach SW
- 4 m<sup>3</sup> Solarspeicher ohne thermisches Back-Up (KKM zur Spitzenabdeckung)
- LT-Vorlauf-Temperatur primärseitig 14°C

Die Aufteilung der Kollektorfelder hat den Vorteil, dass über einen längeren Zeitraum ausreichend hohe Temperaturen zum Antrieb der AKM bereitgestellt werden können.

Diese Auslegung der Anlage führte zu einer effizienten Betriebsweise, sowohl unter hochsommerlichen Bedingungen als auch in der Übergangszeit.

Tabelle 11 zeigt, welche Arbeitszahlen in den verschiedenen Konfigurationen mit ONOFF- bzw. dynamischer Leistungsregelung durch Simulation stichprobenhaft beobachtet werden konnten.

**Tabelle 11: erreichte Arbeitszahlen  $SPF_{el}$  und  $SPF_{th}$  (Tagesmittelwerte) verschiedener Konfigurationen zur Bürokühlung**

| Anlagenkonfiguration   | $SPF_{el\_AKM}$<br>(Tagesmittelwert) |       | $SPF_{th}$<br>(Tagesmittelwert) |      |
|--|--------------------------------------|-------|---------------------------------|------|
|  | ONOFF                                | PLI   | ONOFF                           | PLI  |
| Standard, 1500 l LT-Speicher, 1 Sensor, therm. BackUp, Fancoil   | 6,0                                  |       | 0,55                            |      |
| Standard, 1500 l LT-Speicher, 2 Sensoren, therm. BackUp, Fancoil |                                      | 7,0   |                                 | 0,55 |
| Kein LT-Speicher, therm. BackUp, Fancoil                         |                                      | 7,6   |                                 | 0,54 |
| Kein LT-Speicher, elektr. BackUp, Fancoil                        |                                      | 7,5   |                                 | 0,56 |
| BTA Wien, elektr. BackUp,  |                                      | 7,6   |                                 | 0,64 |
| BTA Athen, elektr. BackUp, Hochsommer                            |                                      | 8,50  |                                 | 0,62 |
| BTA Athen, elektr. BackUp, September                             |                                      | 11,25 |                                 | 0,62 |
| BTA Athen, kein BackUp, SF = 100% Vollast (Hochsommer)           |                                      | 8,63  |                                 | 0,63 |
| BTA Athen, kein BackUp, SF = 100% Teillast (September)           |                                      | 11,15 |                                 | 0,63 |

Für die Auswertung der Jahresenergiebilanzen hinsichtlich der Gesamt- bzw. der solarthermischen Kälteerzeugung wurden folgende Kennzahlen (in Anlehnung an IEA SHC Task 38, 44 und 48) definiert:

- Wärmezahl ( $SPF_{th}$ ), ist das Verhältnis von erzeugter/gelieferter Kälteenergie zu aufgewendeter Antriebs/Generatorenergie

$$SPF_{th} = \frac{Q_{LT}}{Q_{HT}}$$

- Elektrische Arbeitszahl ( $SPF_{el}$ ), ist das Verhältnis von gelieferter Kälteenergie zu aufgewendeter elektrischer Hilfsenergie des Gesamtsystems zur Kältebereitstellung bzw. als  $SPF_{el\_AKM}$  das Verhältnis von produzierter Kälte zum Stromverbrauch der AKM und der drei direkt mit ihr gekoppelten Kreise (ohne Solarpumpen etc.)

$$SPF_{el} = \frac{Q_{LT}}{\sum E_{el}} \quad SPF_{el\_AKM} = \frac{Q_{LT\_AKM}}{\sum E_{el\_AKM}}$$

- $SPF_{sc\_only}$ : entspricht dem  $SPF_{el}$  aber OHNE die Anteile für erzeugte Kälte durch Spitzen-KKM
- Solare Deckungsrate für Kühlung mit thermischem BackUp bzw. für Kühlung mit elektrischem BackUp (der Anteil der solarthermisch erzeugten Nutzkälte an der Gesamtnutzkälte)

$$SF_{cool}(HT) = \frac{Q_{Sol}}{Q_{sol} + Q_{aux}} \quad SF_{cool}(LT) = \frac{Q_{LT\_AKM}}{Q_{LT\_AKM} + Q_{LT\_Chillaux}}$$

- Primärenergetischer (nicht erneuerbar) Nutzungsgrad (Primary Energy Ratio) für Kühlung und der solarthermischen Kältebereitstellung (solarthermischer Anteil der übertragenen Nutzkälte im Verhältnis zum entsprechenden nicht erneuerbaren Primärenergieaufwand)

$$PER = \frac{Q_{LT\_delivered}}{PE_{el} + PE_{Gas}} \quad PER = \frac{Q_{LT\_delivered} * SF_{cool}(LT)}{PE - PE_{chillaux} - PE_{DHW}}$$

$$PE_{el} = \frac{\sum E_{el}}{\varepsilon_{el}} \quad PE_{Gas} = \frac{\sum Q_{fossil}}{\varepsilon_{fossil}} \quad \text{mit Def. aus IEA SHC Task 38 [3]: } \varepsilon_{el} = 0,4 \quad \varepsilon_{fossil} = 0,90$$

- $SPF_{el\_equ}$ : ist die elektrische Arbeitszahl, die eine konventionelle Kompressionskältemaschine aufweisen müsste, um dieselbe Primärenergieeffizienz wie die solarthermische Kältebereitstellung zu erreichen.

$$SPF_{el\_equ} = \frac{PER_{sc\_only}}{\varepsilon_{el}}$$

Dieser Wert gibt einen klaren Aufschluss darüber, ob die Konfiguration primärenergetische Einsparungen gegenüber der Referenzanlage bringen kann (wenn  $SPF_{el\_equ} > SPF_{Ref}$ ).

In Abbildung 16 sind alle bisher diskutierten Konfigurationen mit den oben genannten Kennzahlen dargestellt.

Die blauen Balken des  $SPF_{el\_equ}$  sind mit den Referenz-SPF für das jeweilige Temperaturniveau zu vergleichen (dunkelgrüner Rhombus). In allen Varianten mit thermischem Back-Up (=Gaskessel) und Fancoil (für Wien) wäre eine konventionelle Anlage mit elektrisch betriebener Kompressionskältemaschine (KKM) primärenergetisch günstiger. Mit elektrischem Back-Up (=KKM) bei der Konfiguration mit Speicher und PLI-Regelung müsste die Referenzanlage ( $SPF_{el} = 2,8$ ) schon doppelt so effizient sein, um mit derselben nicht erneuerbaren Primärenergie menge auszukommen, die Variante ohne Speicher ist 2,4 mal so effizient.



### 2.3.3 Absorptionskälteanlagen zur Grundlastabdeckung und Vorkühlung im MW-Leistungsbereich

Bearbeiter dieses Kapitels: UIBK, Fa. Solid

Als Grundlage zur Analyse, Simulation und Optimierung von Anlagen mit großen AKM dient die solarunterstützte Kälteanlage am United World College (UWC) in Singapur. Details können von der realen Anlage abweichen. Am Ende werden die Aussagen aber so verallgemeinert, dass diese Details eine untergeordnete Rolle spielen.

Die solare Kältebereitstellung am UWC wurde von der Firma SOLID geplant, gebaut und wird im Contracting betrieben. Die Anlage ist seit Mitte 2011 zur Warmwasserproduktion in Betrieb, seit Oktober 2011 ist ein vollständiger Betrieb inkl. der Kältebereitstellung möglich. Auf Grund der geographischen Lage und des Klimas ist kein Heizwärmebedarf gegeben.

Kern der Anlage ist die H<sub>2</sub>O-LiBr-AKM (Fabrikat: Broad) mit einer Nennleistung von 1470 kW. Die AKM wird von einem Kollektorfeld mit 3.870m<sup>2</sup> Großflächen-Hochtemperaturkollektoren mit Heißwasser versorgt. Die Solarenergie wird entweder in dem 60m<sup>3</sup>-Heißwasserspeicher zwischengespeichert oder für die Warmwasserbereitstellung verwendet.

Das Warmwasser kann, wenn die Kollektoren nachts oder wegen Bewölkung keine Wärme liefern, aus dem Heißwasserspeicher bereitgestellt werden. Als Back-Up der Warmwasserbereitstellung dient ein Gaskessel, welcher aber nie fertig angeschlossen wurde und daher auch nie in Betrieb gegangen ist. Die Warmwasserversorgung erfolgt daher zu 100% solar.

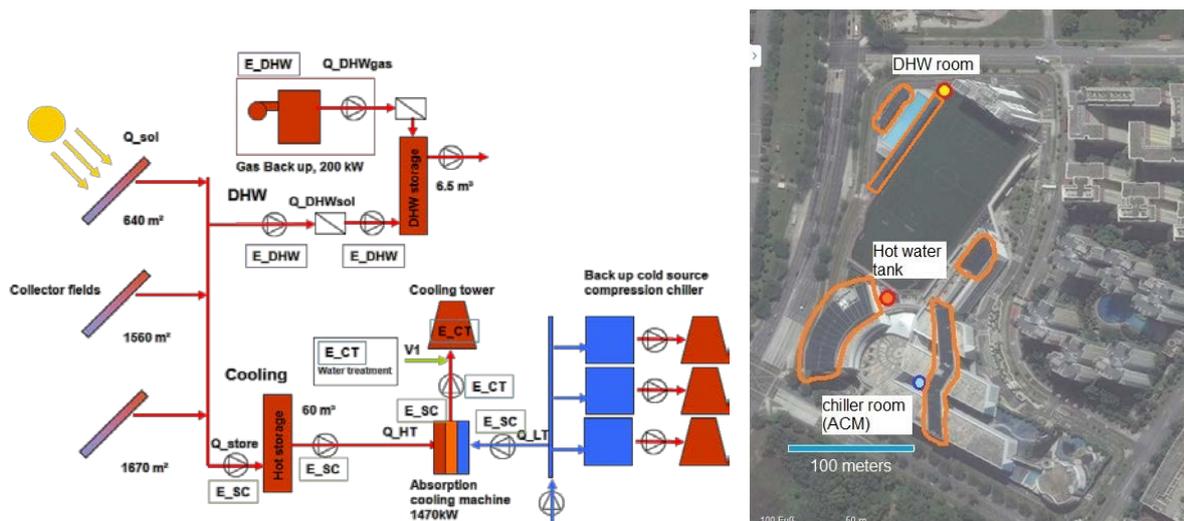


Abbildung 17: Anlagenkonfiguration und Messtechnik der Kälte- und DHW-Versorgung des UWC (links) und Lageplan der Anlage am Campus der UWC (rechts) [Quelle: bing maps, <http://www.bing.com/maps/>]

Die AKM dient drei großen Kompressionskältemaschinen (2x600tons/2,1MW, 1x400tons/1,4MW) als Vorkonditionierung. Wenn der Kältebedarf gering genug ist (z.B. Wochenende, abends), kann auch eine 100%ig solare Kältebereitstellung erfolgen. Die Rückkühlung erfolgt über einen offenen Nasskühlturm mit vier Kammern. Jede Kammer hat einen Ventilator und kann getrennt angesteuert bzw. teilweise geregelt werden. Im Rückkühlkreis wird das Wasser entsprechend mit Bioziden aufbereitet.

Abbildung 17 zeigt einen Überblick der Anlage. Die relativ großen Anlagenausdehnungen werden ersichtlich. Zwischen den Hauptkomponenten Warmwasserspeicher (DWH room) und Heißwasserspeicher (Hot water tank) liegen ca. 250m, zwischen dem Heißwasserspeicher und der AKM (chiller room) weitere 150m. Auch sind zwischen den Kollektoren und den Hauptkomponenten entsprechende Höhen zu überwinden, was sich im geschlossenen System aber nur in Form von Leitungslänge widerspiegelt.

Die Modellierung und Abbildung dieser Anlage gestaltete sich auf Grund der Datenlage des Monitorings schwierig. Zwar sind genügend Daten vorhanden, um eine Abrechnung für das Contracting zu gewährleisten, für die wissenschaftliche Aufarbeitung sind aber grenzwertig wenig bzw. wenig belastbare Daten vorhanden. So basiert die Validierung auf einer 7 Tage-Periode, welche entsprechend aufbereitet wurde. Mit der gefundenen Anlagenkonfiguration wurde eine Jahressimulation durchgeführt und die charakteristischen Kennzahlen berechnet. Alle Einzelmodelle sind Standardmodelle aus der Datenbank von TRNSYS 17.1. Die Aussagemöglichkeit mit diesen Modellen ist beschränkt, soll aber generelle Tendenzen aufzeigen. Die gewählten Parameter können von der realen Anlage abweichen, was aber für die Variationen nicht relevant ist. Es sollen generelle Aussagen getroffen werden und nicht eine spezifische Optimierung der Anlage des UWC gefunden werden. Die Optimierung der Anlage vor Ort wird in separaten Arbeiten erreicht, basiert aber grundsätzlich auf den hier erstellten Simulationsmodellen und getroffenen Aussagen.

Mit dem validierten Modell werden folglich Variationen und Optimierungen simuliert und ausgewertet. Die wichtigsten variierten Größen sind

- Kollektorfläche 1 / 1,5 / 2 / 3 fach entspricht 3870 / 5805 / 7740 / 11610m<sup>2</sup>
- Pumpenregelung
  - R1: Fix nach Monitoring (Mfix)
  - R2: Fix maximaler Durchfluss (Mmax)
  - R3: Variabel (HT, MT, KT-Vent), Fix (LT), (Mvar)
- $MT_{su\_sp}$  25/30°C
- $HT_{su\_sp}$  80/95°C
- $T_{col\_sp}$  85/95°C
- Standby-Stromverbrauch 1 bzw. 3% der maximalen Anschlussleistung

Details zu den Regelstrategien finden sich in Tabelle 12

**Tabelle 12: Regelgrößen, Parameter für die Simulationsvarianten**

| Parameter           | IST Wert - Monitoring / Modell Validierung | R1 / Mfix                                       | R2 / Mmax                      | R3 / Mvar                   |
|---------------------|--|---|--------------------------------|-----------------------------|
| <b>Solar Pumpe1</b> |  |   |                                |                             |
| Temp.soll           | 80°C                                       | Je nach Variante 80° oder 90°C                  |                                |                             |
| Massenstrom         | 20-70%, max. 135m <sup>3</sup> /h          | 20-70%  | 100%                           | 20-100%,                    |
| ON/Off              | $T_{col\_max} - T_{sp\_unten}$ ,<br>6/3K   | Nicht variiert                                  |                                |                             |
| <b>AKM Freigabe</b> |  |   |                                |                             |
| Speicher Temp.oben  | On/off @ 80/60,25°C                        | Je nach Variante an die $T_{col\_sp}$ angepasst |                                |                             |
| Speicher Temp.unten | >60°C                                      |   |                                |                             |
| <b>HT – Pumpe2</b>  |  |   |                                |                             |
| Temp.Begrenzung     | 95°C                                       | Wie IST   |                                | $\Delta T(su-re) = 8K$      |
| Massenstrom         | Konst., 132m <sup>3</sup> /h               |   | Konst. 219 m <sup>3</sup> /h   | 30-100%                     |
| <b>LT – Pumpe3</b>  |  |   |                                |                             |
| Rücklauftemperatur  | Konst. 16°C                                | Wie IST   |                                |                             |
| Massenstrom         | Konst. 172m <sup>3</sup> /h                |   | Konst. 277,7 m <sup>3</sup> /h | Konst. 172m <sup>3</sup> /h |
| <b>MT – Pumpe4</b>  |  |   |                                |                             |
| Temperatur          | Ergibt sich                                | Wie IST   | Ergibt sich                    | 25° od. 30°C                |
| Massenstrom         | Konst., 350m <sup>3</sup> /h               |   | Konst. 510 m <sup>3</sup> /h   | 30-100%                     |
| <b>Kühlturm</b>     |  |   |                                |                             |
| Vent.drehzahl       | Konst. 100%, keine Kennlinie               | Wie IST   | Wie IST                        | 20-100%, fiktive Kennlinie  |

Die dargestellten Ergebnisse sind mit für die jeweilige Kollektorfläche optimierten Regelstrategien simuliert worden. Dabei ändert sich aber das Verhältnis von Input (solar) zu Nutzen ( $Q_{LT}$ ,  $Q_{DWH}$ ). Je größer die Kollektorfläche, desto kleiner wird der Nutzungsgrad, bzw. steigt der spezifische Ertrag / Nutzen. So sinkt der spezifische Nutzen von ca. 540 kWh( $Q_{HT}$ )/m<sup>2</sup> auf ca. 440 kWh( $Q_{HT}$ )/m<sup>2</sup>.

In Abbildung 18 sind zwei x-Achsen dargestellt. Für die untere Achse ist die nominelle Kollektorleistung (700 W/m<sup>2</sup>) auf die AKM-Nennleistung von 1470 kW bezogen. Es sind die entsprechenden Auswirkungen auf die Systemkennzahlen dargestellt. Die thermische Arbeitszahl sinkt fast linear mit der Kollektorgroße, der Systemnutzungsgrad sinkt überproportional mit steigender Fläche. Hingegen steigt die elektrische Arbeitszahl mit abflachender Tendenz. In Summe kann ein „primärenergetisches Optimum“ berechnet werden, in dem alle drei Parameter multipliziert werden. Dies ist möglich, da alle drei Kennzahlen mit steigender bzw. fallender Tendenz dieselbe Auswirkung auf den Primärenergieverbrauch (inkl. erneuerbare Primärenergie) haben. Der Primärenergieeinsatz sinkt, wenn die thermische Arbeitszahl, der Systemnutzungsgrad oder die elektrische Arbeitszahl steigen.

Der sinkende  $SPF_{th}$  ergibt sich auf Grund einer steigenden mittleren HT-Temperatur auf Grund des erhöhten Solarinputs. Die Gesamtverluste nehmen aus selbigem Grund zu, was zu einem sinkenden Systemnutzungsgrad (Kollektor-, Leitungs- und Speicherwirkungsgrad) führt.

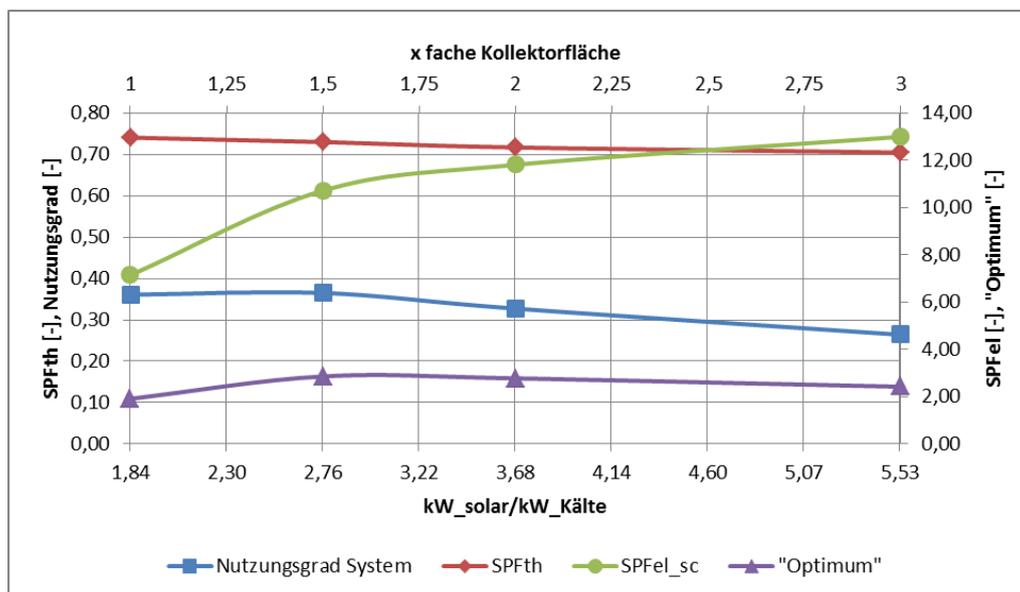


Abbildung 18: Auswirkungen der Kollektorflächenvergrößerung auf die wichtigsten Systemkennzahlen

Der  $SPF_{el}$  steigt, da sich das Verhältnis von nutzbarer Kälte zu notwendigem Strombedarf entsprechend ändert. Der Strombedarf steigt nahezu linear mit steigender Fläche, wohingegen die nutzbare Kältemenge weniger stark ansteigt.

Ausführlichere Beschreibungen finden sich im Anhang 5.

## 2.4 Lebenszyklusanalyse ausgewählter Anlagen

Bearbeiter dieses Kapitels: JOANNEUM RESEARCH

Die Zielsetzung der Lebenszyklusanalyse (Life Cycle Assessment, LCA) ist die Bewertung der im Projekt erarbeiteten Optimierungsmaßnahmen für solarthermische Kühlsysteme in Hinblick auf die Reduktion des nicht erneuerbaren Primärenergieeinsatzes und der Treibhausgasemissionen.

### 2.4.1 Untersuchte Systeme

Die Bewertung wird anhand der zwei Fallbeispiele durchgeführt:

1. Absorptionskältemaschine (ABKM) H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW
2. Absorptionskältemaschine (ABKM) NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW

Für jedes Fallbeispiel werden für das solarthermische Kühlsystem eine „Basisvariante“ und eine „optimierte Variante“ untersucht (Tabelle 13). Basierend auf Ergebnissen aus der Optimierung von Systemkonfigurationen und Regelungsstrategien wurde die optimierte Variante definiert. Den solarthermischen Kühlsystemen werden Referenzsysteme mit Kompressionskältemaschine (KKM), Erdgaskessel und Photovoltaik (PV) gegenübergestellt, die dieselbe Energiedienstleistung (Kühlen, Heizen und Warmwasser) bereitstellen, wie das solare Kühlsystem und bei dem der benötigte Strom für den Betrieb von Kompressionskältemaschine und Gaskessel teilweise aus einer Photovoltaikanlage gewonnen wird.

Tabelle 13: Überblick über die untersuchten Varianten

| Variante  | Bezeichnung                                      | Eckdaten   |
|---|--|--|
| <b>Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW“</b>         |  |  |
| Solarthermisches Kühlung  |  |  |
| Basisvariante   | ABKM + Kollektor (3870m <sup>2</sup> )           | Standort: Singapur<br>Kälteleistung: 1470 kW<br>Kühlen und<br>Warmwasser für College<br>Campus |
| Optimierte Variante   | ABKM+ Kollektor (5808m <sup>2</sup> )            |  |
| Referenz  |  |  |
| Kompressionskältemaschine mit Gaskessel   | KKM + Gaskessel                                  |  |
| Kompressionskältemaschine mit Gaskessel<br>und PV   | KKM + Gaskessel + PV (1000m <sup>2</sup> )       |  |
|   | KKM + Gaskessel + PV (2000m <sup>2</sup> )       |  |
| <b>Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW“</b> |  |  |
| Solarthermisches Kühlung  |  |  |
| Basisvariante   | ABKM + Kollektor +<br>Kaltwassertank + Gaskessel | Standort: Wien<br>Kälteleistung: 19 kW<br>Kühlen, Heizen,<br>Warmwasser für<br>Bürogebäude     |
| Optimierte Variante   | ABKM + Kollektor + Backup<br>KKM + Gaskessel     |  |
| Referenz  |  |  |
| Kompressionskältemaschine mit Gaskessel   | KKM + Gaskessel                                  |  |
| Kompressionskältemaschine mit Gaskessel<br>und PV   | KKM + Gaskessel + PV (20m <sup>2</sup> )         |  |
|   | KKM + Gaskessel + PV (40m <sup>2</sup> )         |  |
|   | KKM + Gaskessel + PV (60m <sup>2</sup> )         |  |

### 2.4.2 Methodik

Zur Bestimmung des nicht erneuerbaren Primärenergiebedarfs und der Treibhausgasemissionen der solarthermischen Kühlsysteme und der Referenzsysteme wird die Methode der Lebenszyklusanalyse, auch als Ökobilanz bezeichnet, angewandt. Dabei werden Umweltwirkungen im Verlaufe des Lebensweges eines Produktes von der Rohstoffgewinnung über die Produktion, Anwendung bis zur Entsorgung untersucht. Abbildung 19 zeigt schematisch die bei der Errichtung, dem Betrieb und der Entsorgung der Kühlsysteme berücksichtigten Prozesse.

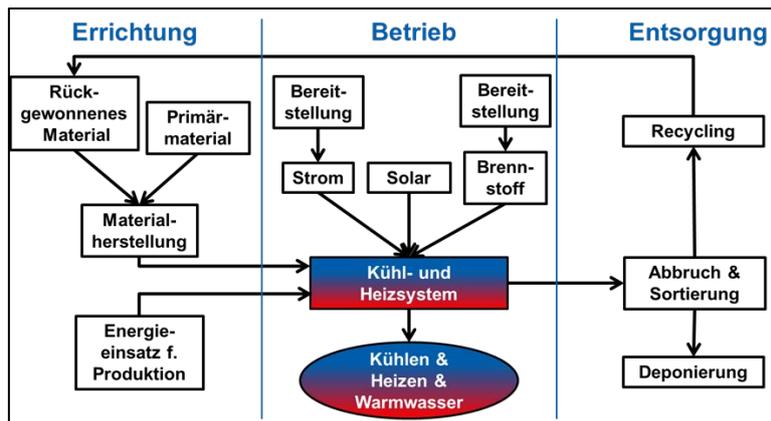


Abbildung 19: Systemgrenzen bei Errichtung, Betrieb und Entsorgung

Folgende Umweltwirkungen werden untersucht:

- Treibhausgasemissionen durch Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>), Methan (CH<sub>4</sub>), Distickstoffmonoxid/Lachgas (N<sub>2</sub>O), Fluorkohlenwasserstoffe (FKW), vollhalogenierte Fluorkohlenwasserstoff (FCKW), teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (HFCKW) und Chlorkohlenwasserstoffe (CKW) gewichtet in Kohlendioxidäquivalent (CO<sub>2</sub>-Äq.) bei einer Betrachtungsdauer von 100 Jahren (Global Warming Potential 100)
- Kumulierter nicht erneuerbarer Primärenergiebedarf in kWh

Für diese Umweltwirkungen werden absolute Werte bezogen auf die gesamte Lebensdauer des Kühlsystems (z.B. x t CO<sub>2</sub>-Äq.) und spezifische Werte bezogen auf 1 kWh nutzbare Energie (z.B: 73 g CO<sub>2</sub>-Äq./ (0,94 kWh Kühlen + 0,06 kWh Warmwasser bestimmt).

Für den Überschussstrom der PV-Anlage, wird angenommen, dass dieser zu 80% (Speicherwirkungsgrad für die Speicher vom PV-Strom im Netz) den typischen Strommix (abhängig vom Anlagenstandort) ersetzt.

### 2.4.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Lebenszyklusanalyse zeigen für die zwei untersuchten Fallbeispiele, dass die solarthermischen Kühlsysteme in der Errichtung und Entsorgung (also ohne Betrieb) 2 bis 3-mal so hohe Treibhausgasemissionen und einen 3 bis 10-mal so hohen nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf haben, als das Referenzsystem „KKM + Gaskessel“. Für die Referenzsysteme mit PV-Anlage liegen die Treibhausgasemissionen und der nicht erneuerbare Primärenergiebedarf der Errichtung und Entsorgung in einer ähnlichen Größenordnung wie für die solarthermischen Kühlsysteme, abhängig von der Größe der PV-Anlage. Das Treibhausgas mit dem größten Beitrag (70-90%) in der Errichtung und der Entsorgung der solarthermischen Kühlsysteme ist CO<sub>2</sub>, das vor allem aus dem fossilen Energieeinsatz für die Produktion von Anlagenkomponenten stammt. Bei Systemen mit Kompressionskältemaschine haben auch FKW, FCKW, HFCKW und CKW einen relevanten Beitrag zu den Treibhausgasemissionen, hauptsächlich bedingt durch Verluste des Kältemittels R410A bei der Herstellung und Entsorgung der KKM. Beispielhaft sind in Abbildung 20 die Ergebnisse zur den Treibhausgasemissionen der Errichtung und Entsorgung für das Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW“ dargestellt.

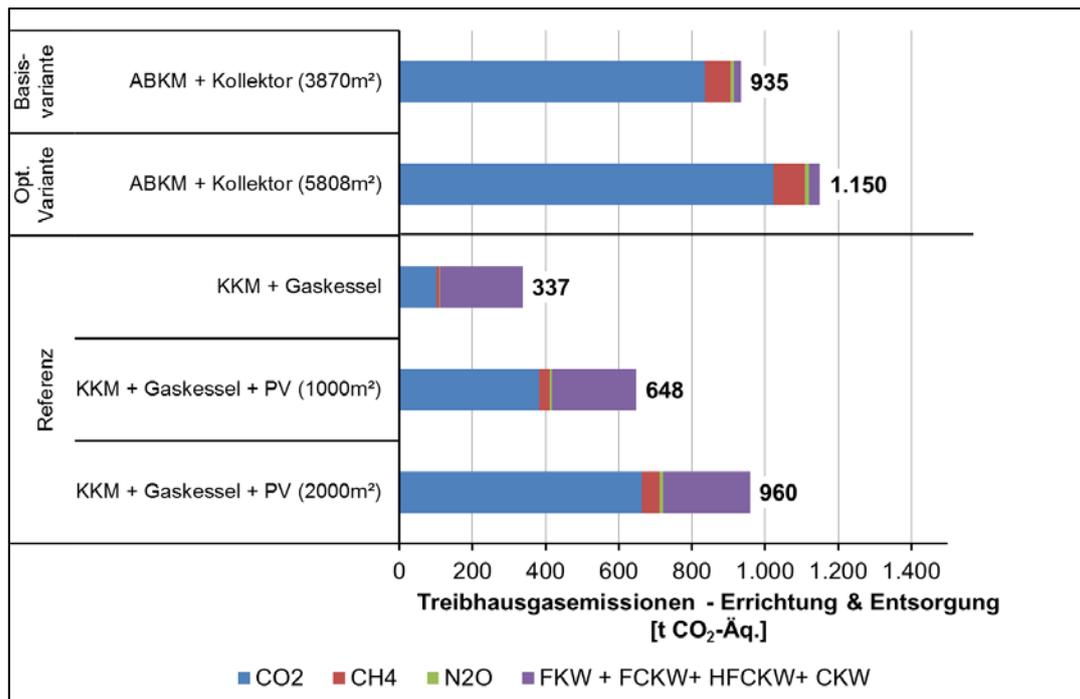


Abbildung 20: Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW“: Treibhausgasemissionen der Errichtung und Entsorgung (ohne Betrieb) für die Basisvariante, die optimierte Variante und die Referenzsysteme unterteilt in Art der Treibhausgasemissionen; Kältemittel der KKM: R410A

Bei der Berücksichtigung des gesamten Lebenszyklus (Errichtung, Betrieb und Entsorgung) müssen die Ergebnisse der Lebenszyklusanalyse getrennt interpretiert werden, da sich die Fallbeispiele in Standort, Größe, Betriebsweise und bereitgestellter Nutzenergie stark voneinander unterscheiden.

In Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW“ können die höheren Treibhausgasemissionen und der höhere nicht erneuerbare Primärenergiebedarf in der Betriebsphase durch den Einsatz von solarthermischer Energie zum Kühlen und zur Warmwasserbereitstellung kompensiert werden. Die Basisvariante reduziert Treibhausgasemissionen und nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf um ca. 35% im Vergleich zum konventionellen Referenzsystem „KKM + Gaskessel“. Bei der solarthermischen optimierten Variante ist das Einsparungspotential mit ca. 50% deutlich höher. Beispielhaft sind in Abbildung 21 die absoluten Treibhausgasemissionen der optimierten Variante dieses Fallbeispiels bei einer Lebensdauer von 20 Jahren dargestellt.

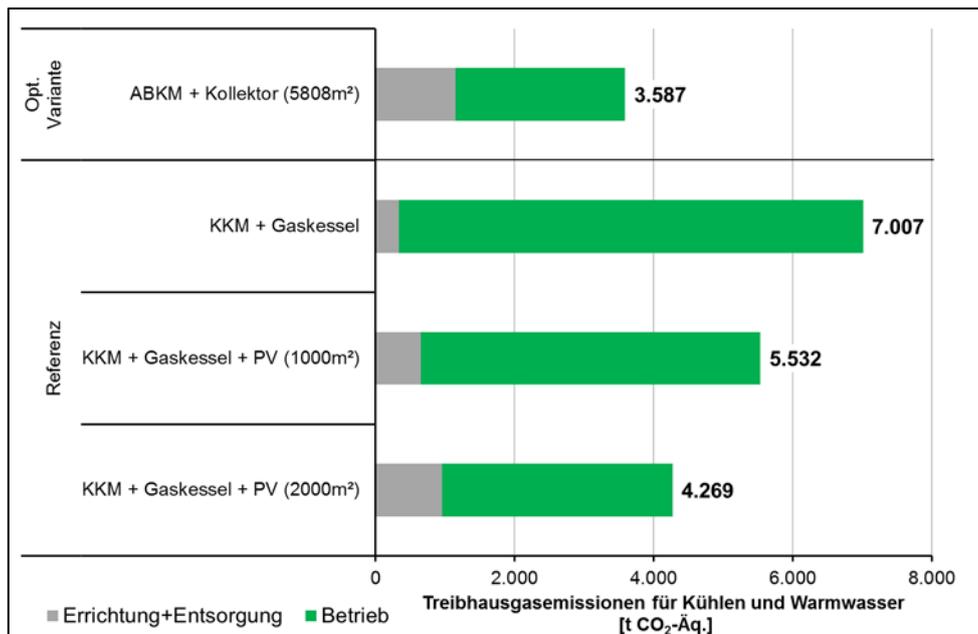


Abbildung 21: Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1470 kW“: Treibhausgasemissionen der solarthermischen optimierten Variante „ABKM + Kollektor (5808m<sup>2</sup>)“ und der Referenzsysteme für Kühlen und Warmwasser bei einer Lebensdauer von 20 Jahren

Bei Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW“ wird neben der Kühlung und der Warmwasserbereitstellung auch Heizenergie bereitgestellt. Der Schwerpunkt der Untersuchung wurde jedoch auf den Kühlbetrieb gelegt, da hier Optimierungsmaßnahmen vorgenommen wurden. Für den Kühlbetrieb (inkl. Warmwasserbereitstellung zu dieser Zeit) zeigt die solarthermische Basisvariante bei der Betrachtung des gesamten Lebenszyklus keine Einsparung gegenüber dem Referenzsystem „KKM + Gaskessel“. Durch Optimierungsmaßnahmen in der Anlagenkonfiguration und -regelung können jedoch signifikante Einsparungen für Treibhausgasemissionen und nicht erneuerbaren Energiebedarf erzielt werden. Im Vergleich zum Referenzsystem „KKM + Gaskessel“ reduziert die solarthermische optimierte Variante die Treibhausgasemissionen und den nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf um ca. 30%. Als beispielhafte Ergebnisse für dieses Fallbeispiel sind in Tabelle 14 und Tabelle 15 die spezifischen Treibhausgasemissionen und der spezifische nicht erneuerbare Primärenergiebedarf für den gesamten Lebenszyklus dargestellt.

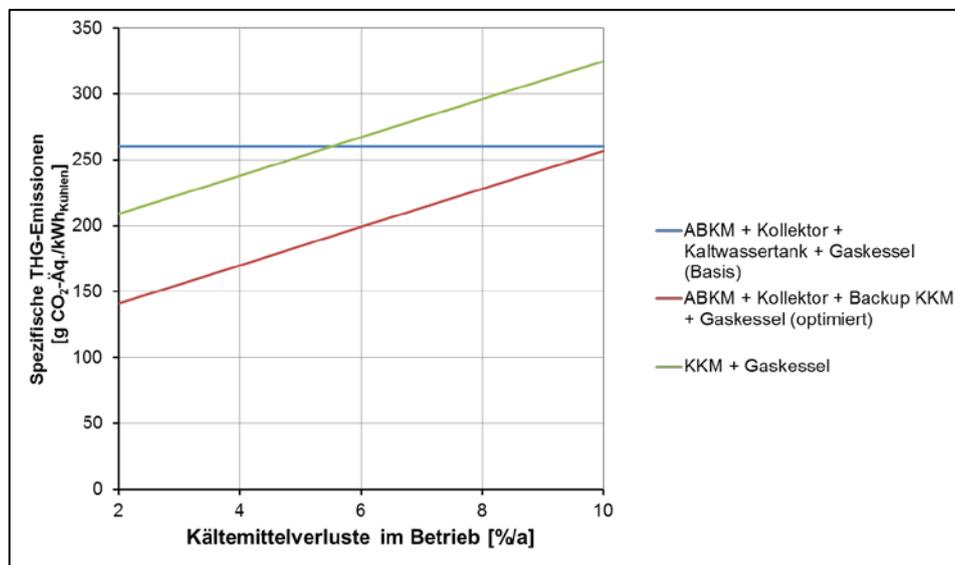
Tabelle 14: Fallbeispiel Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW: Spezifische Treibhausgasemissionen der solarthermischen Varianten und der Referenzsysteme für den gesamten Lebenszyklus (Lebensdauer 20 Jahre)

|                              |  | Treibhausgasemissionen                        |   |                 |  |  |  |
|------------------------------|--|---|---|-----------------|--|--|--|
|                              |  | Basisvariante                                 | optimierte Variante                       | Referenzsystem  |  |  |  |
|                              |  | ABKM + Kollektor + Kaltwassertank + Gaskessel | ABKM + Kollektor + Backup KKM + Gaskessel | KKM + Gaskessel | KKM + Gaskessel + PV (20m <sup>2</sup> ) | KKM + Gaskessel + PV (40m <sup>2</sup> ) | KKM + Gaskessel + PV (60m <sup>2</sup> ) |
| Kühlen + Warmwasser          | [g CO <sub>2</sub> -Äq./ (0,8 kWh <sub>Kühlen</sub> + 0,2 kWh <sub>Warmwasser</sub> )]                             | 260   | 141                                       | 209             | nicht untersucht                         |  |  |
| Heizen + Warmwasser          | [g CO <sub>2</sub> -Äq./ (0,9 kWh <sub>Heizen</sub> + 0,1 kWh <sub>Warmwasser</sub> )]                             | 271   | 271                                       | 280             | nicht untersucht                         |  |  |
| Kühlen + Heizen + Warmwasser | [g CO <sub>2</sub> -Äq./ (0,2 kWh <sub>Kühlen</sub> + 0,7 kWh <sub>Heizen</sub> + 0,1 kWh <sub>Warmwasser</sub> )] | 268   | 248                                       | 269             | 253                                      | 238                                      | 223                                      |

**Tabelle 15: Fallbeispiel Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW: Spezifischer kumulierter nicht erneuerbarer Primärenergiebedarf der solarthermischen Varianten und der Referenzsysteme für den gesamten Lebenszyklus (Lebensdauer 20 Jahre)**

|                              |  | Kumulierter nicht erneuerbarer Primärenergiebedarf |   |                 |   |   |   |
|------------------------------|--|--|---|-----------------|---|---|---|
|                              |  | Basisvariante                                      | optimierte Variante                       | Referenzsystem  |   |   |   |
|                              |  | ABKM + Kollektor + Kaltwassertank + Gaskessel      | ABKM + Kollektor + Backup KKM + Gaskessel | KKM + Gaskessel | KKM + Gaskessel + PV(20m <sup>2</sup> ) | KKM + Gaskessel + PV(40m <sup>2</sup> ) | KKM + Gaskessel + PV(60m <sup>2</sup> ) |
| Kühlen + Warmwasser          | [kWh/(0,8 kWh <sub>Kühlen</sub> + 0,2 kWh <sub>Warmwasser</sub> )]                             | 1,14   | 0,49                                      | 0,78            | nicht untersucht                        |   |   |
| Heizen + Warmwasser          | [kWh/ (0,9 kWh <sub>Heizen</sub> + 0,1 kWh <sub>Warmwasser</sub> )]                            | 1,26   | 1,26                                      | 1,31            | nicht untersucht                        |   |   |
| Kühlen + Heizen + Warmwasser | [kWh/(0,2 kWh <sub>Kühlen</sub> + 0,7 kWh <sub>Heizen</sub> + 0,1 kWh <sub>Warmwasser</sub> )] | 1,24   | 1,10                                      | 1,20            | 1,13                                    | 1,06                                    | 0,99                                    |

Die Variation der Berechnungsparameter Anlagenlebensdauer, Kältemittelverluste im Betrieb und in der Entsorgung zeigt, dass speziell die Kältemittelverluste in der Betriebsphase einen hohen Einfluss auf das Gesamtergebnis haben können. Für die solarthermisch optimierte Variante im Fallbeispiel „Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW“ wird bei jährlichen Kältemittelverlusten im Betrieb der KKM, die als Backup dient, in der Höhe von 10% der Vorteil der Optimierungsmaßnahme in Hinblick auf das Treibhausgasreduktionspotential aufgehoben (Abbildung 22). In diesem Fall hat auch die solarthermische Basisvariante mit thermischen Backup geringere Treibhausgasemissionen als das Referenzsystem „KKM + Gaskessel“.



**Abbildung 22: Treibhausgasemissionen der solarthermischen Variante und der Referenzsystems „KKM + Gaskessel“ bei einem Kältemittlemissionsfaktor von 10% in der Betriebsphase (Lebensdauer 20 Jahre)**

Eine ausführliche Beschreibung der Arbeiten zur Lebenszyklusanalyse ausgewählter solarthermischer Anlagen befindet sich in Anhang 6 „Bewertung der Primärenergieeffizienz und der Treibhausgasreduktion im Lebenszyklus“.

## 2.5 Optimierungsergebnisse und -potentiale an bestehenden Anlagen

### 2.5.1 Studien zum Effizienzsteigerungspotential

Bearbeiter dieses Kapitels: UIBK, AEE INTEC, ASiC, AIT, SOLID

In etlichen vorangegangenen Forschungsprojekten zum Thema solarthermischer Kühlung, speziell im Projekt „SolarCoolingMonitor“ wurden Anlagen messtechnisch untersucht und ihre Ergebnisse ausgewertet. Ein Ziel von SolarCoolingOpt war die zunächst theoretische Verarbeitung und Zusammenfassung der daraus gewonnenen Erkenntnisse, um diese möglichst vielseitig umsetzen zu können.

Die gesammelten Fakten wurden nach folgenden Schwerpunktthemen ausgewertet:

- Systemtechnische Einbindung
- Kältemaschinen (AbKM, AdKM, DEC)
- Hydraulikkonzept
- Regelungskonzept
- Rückkühlung
- Hilfsstromverbrauch
- Energetische Kennzahlen

Diese Kategorisierung (Anhang 7) diente zunächst der Definition von Anforderungen an Simulationsprogramme und deren Komponentenmodelle, die notwendig sind, um die identifizierten Parameter simulationstechnisch optimieren zu können. Die praktische Umsetzung der in den Simulationen erhaltenen Ergebnisse war ein weiteres Ziel. Beispiele dafür sollen im Folgenden beschrieben werden.

### 2.5.2 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des Rückkühlers der Adsorptionskälteanlage MA34

Bearbeiter dieses Kapitels: AIT

Für die solare Kühlanlage der Magistratsabteilung 34 in Wien wurden bereits Regelungsoptimierungen im Rahmen des Vorgängerprojektes SolarCooling Monitor durchgeführt [8]. In dieser Anlage wird der Hauptanteil des Strombedarfs durch den Rückkühler verursacht. Daher war der Fokus der Optimierung hier auf eine Adaptierung des Sprühbetriebs des hier verwendeten Hybridrückkühlers gerichtet.

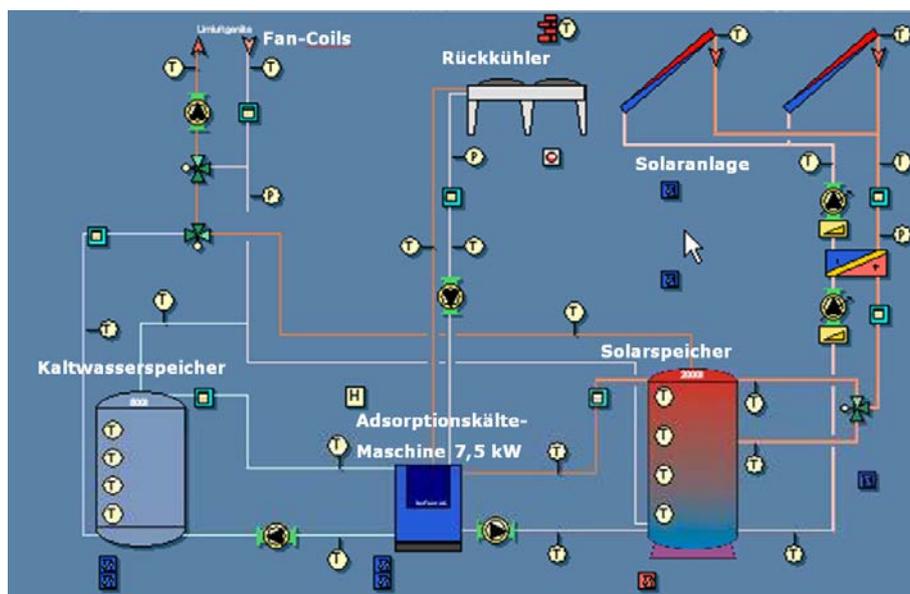


Abbildung 23: Schema solare Klein-Adsorptionskälteanlage MA34

Um die Effizienz der Rückkühleinheit zu verbessern, wurde die bestehende Anlage der MA34 (siehe Abbildung 23) mit einer modifizierten Besprühungsstrategie des Rückkühlwassers betrieben. Diese Strategie wurde im FFG-Projekt „Minipac“ (FFG-Nr.:819027) unter Laborbedingungen für einen Rückkühler einer Absorptionskältemaschine entwickelt bzw. getestet und wurde im Rahmen dieses Projektes zum ersten Mal an einer realen Anlage erfolgreich umgesetzt. Dabei wurde die vom Hersteller implementierte Regelstrategie der Wasserverdüsung dahingehend geändert, dass nicht nach einem fixen vorgegebenen Intervall (240s) die Verdüsung für eine bestimmte Zeit bei konstanter Ventilatorendrehzahl eingeschaltet wird, sondern in kürzeren Intervallen (50-100s) und dabei die Ventilatorzahl auf ein Minimum reduziert wird. Dadurch sollte es möglich sein, den elektrischen Energiebedarf des Rückkühlers stark zu reduzieren ohne dabei den Wasserverbrauch zu erhöhen.

Für die praktische Umsetzung wurde nach Freigabe des Herstellers ein Zeitrelais in die Steuerleitung des Magnetventiles zur Regelung der Wasserverdüsung eingebaut, damit die zeitliche Steuerung der Wasserverdüsung frei wählbar war. Die Drehzahl des Ventilators wurde dabei händisch an der Maschine nachgeregelt. Zur Durchführung der Versuche wurden heiße Sommertage mit möglichst konstanter solarer Einstrahlung ausgewählt. Dabei wurden folgende Probleme festgestellt:

- Die Anlage lieferte nur ca. 40% der nominellen Kälteleistung. Der Grund dafür liegt wahrscheinlich darin, dass die Anlage vom Betreiber keiner Jahreswartung im Jahr 2012 unterzogen worden ist und daher auf Grund verschlechterter Vakuumbedingungen in der Anlage die Kälteleistung entsprechend sinkt. Eine Folge daraus ist, dass die Rückkühler auch nicht die nominelle Rückkühlleistung während der Versuche erreichen konnten.
- Die Kälteabnahme war während der Versuchsläufe teilweise sehr gering, d.h. es wurde der Kältespeicher geladen und dessen Temperatur dadurch abgesenkt. Daher konnten die Versuche nicht bei konstanten Kaltwassertemperaturen durchgeführt werden. Dieser Effekt hatte einen starken Einfluss auf die bestimmten Leistungszahlen der unterschiedlichen Versuchsläufe.
- Der Wind hat einen starken Einfluss auf die Verteilung des eingedüsten Wassers, d.h. ein Teil des Wasser kommt gar nicht in den Kühler, sondern wird seitlich ausgetragen und trägt daher nicht zur Kühlleistung bei. Hier wären bauliche und konstruktive Verbesserungsmaßnahmen erforderlich, die aber nicht Gegenstand dieses Projekt waren.

Ein typischer Versuchslauf ist im Folgenden dargestellt (Tabelle 16). Dabei wurde zuerst ein Referenzfall (Variante A), bei dem der Ventilator nach Herstellervorgaben und die Besprühung mit einem vorgegeben Besprühungsintervall betrieben wurden. Die Varianten B - C wurden bei unterschiedlichen Besprühungsintervallen aufgenommen.

**Tabelle 16: Übersicht der unterschiedlichen Versuchsvarianten**

| Variante:               | A         | B     | C     | D     | E     | F     |
|-------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Messung Anfang          | 11:08     | 11:44 | 12:20 | 12:56 | 13:32 | 14:16 |
| Messung Ende            | 11:40     | 12:16 | 12:52 | 13:28 | 14:04 | 14:48 |
| Messdauer [min.]        | 00:32     | 00:32 | 00:32 | 00:32 | 00:32 | 00:32 |
| Besprühung An [s]       | 10        | 10    | 20    | 30    | 50    | 10    |
| Besprühung Aus [s]      | 100       | 100   | 100   | 100   | 100   | 50    |
| Ventilator Drehzahl [%] | Auto (65) | 45    | 45    | 45    | 45    | 45    |

Die thermischen Energieverbräuche (Heiß-, Kalt- und Kühlwasser) und die thermischen Leistungszahlen der unterschiedlichen Versuchsläufe sind in Abbildung 24 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass auf Grund der nicht durchgeführten Wartung die Werte des  $SPF_{th}$  der Anlage generell sehr gering sind. Die Abnahme bei den Versuchsläufen D-F kann durch die nicht vorhandene Kälteabnahme erklärt werden. Generell kann aber festgestellt werden, dass die Änderung der Regelstrategie keine Verschlechterung der thermischen Anlagenperformance bewirkt (Versuchsläufe B-C). Im Vergleich dazu sind in Abbildung 25 die elektrischen Energieverbräuche und elektrischen Leistungszahlen dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die untersuchte Regelstrategie einen massiven

Einfluss auf den elektrischen Energieverbrauch des größten elektrischen Verbrauchers in der Anlage (Rückkühlventilator- hellblauer Balken) hat. Durch die Maßnahme kann dessen Stromverbrauch um ca. 60% gesenkt werden und die elektrische Leistungszahl der Gesamtanlage stark erhöht werden. Die Abnahme der Leistungszahl der Versuchsläufe D-F erfolgt wiederum auf Grund der nicht vorhandenen Kälteabnahme. Aus diesem Grund ist auch eine Aussage über den Einfluss der unterschiedlichen Besprühungsintervalle unmöglich.

Im Rahmen der Versuche konnte gezeigt werden, dass eine Regelstrategie, die die Ventilatorendrehzahl mit den Besprühungspulsen koppelt, starke Einsparungen der elektrischen Energieverbräuche der Rückkühleinheit bewirken kann. Eine Optimierung der Besprühungsintervalle ist nur in längerfristigen Versuchen und an einer Anlage, die entsprechend gewartet und betrieben wird, möglich und sinnvoll.

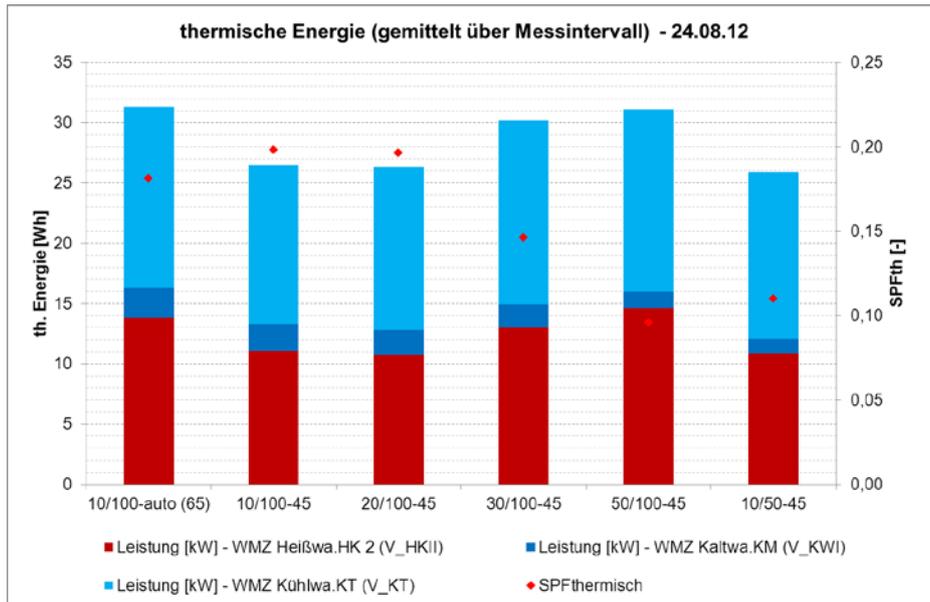


Abbildung 24: Darstellung der thermischen Energieverbräuche und thermischen Leistungszahlen (SPFth) der unterschiedlichen Versuchsvarianten (A-F)

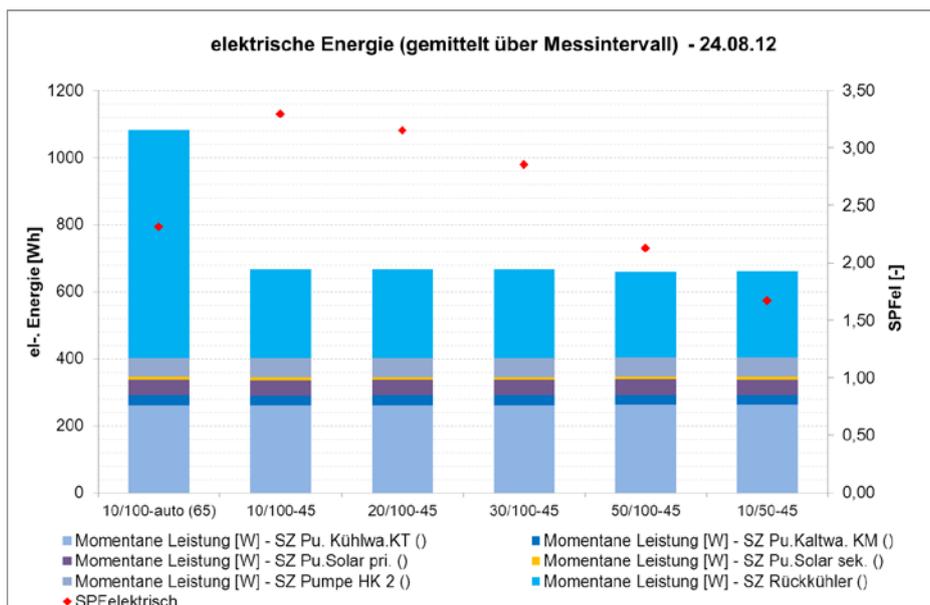


Abbildung 25: Darstellung der elektrischen Energieverbräuche und elektrischen Leistungszahlen (SPFel) der unterschiedlichen Versuchsvarianten (A-F)

### 2.5.3 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des solaren DEC-Anlage ENERGYbase

Bearbeiter dieses Kapitels: AIT

Die Lüftungsanlagen LA01 und LA02 der ENERGYbase in Wien sind für die Zuluft-Konditionierung (Temperatur, Feuchte) von  $2 \times 8.860 \text{ m}^3/\text{h}$  für ca.  $5.000 \text{ m}^2$  Bürofläche verantwortlich. Für den Sommerbetrieb wurden diese Lüftungsanlagen als solare DEC-Anlagen (siehe Abbildung 26) konzipiert, im Winterbetrieb sind Pflanzenpuffer zur natürlichen Befeuchtung der Frischluft eingebunden [6]. Die Lüftungsanlagen LA01 und LA02 haben **keine** nennenswerte Heiz- oder Kühlfunktion für das Gebäude, da dies von der Bauteilaktivierung abgedeckt wird.

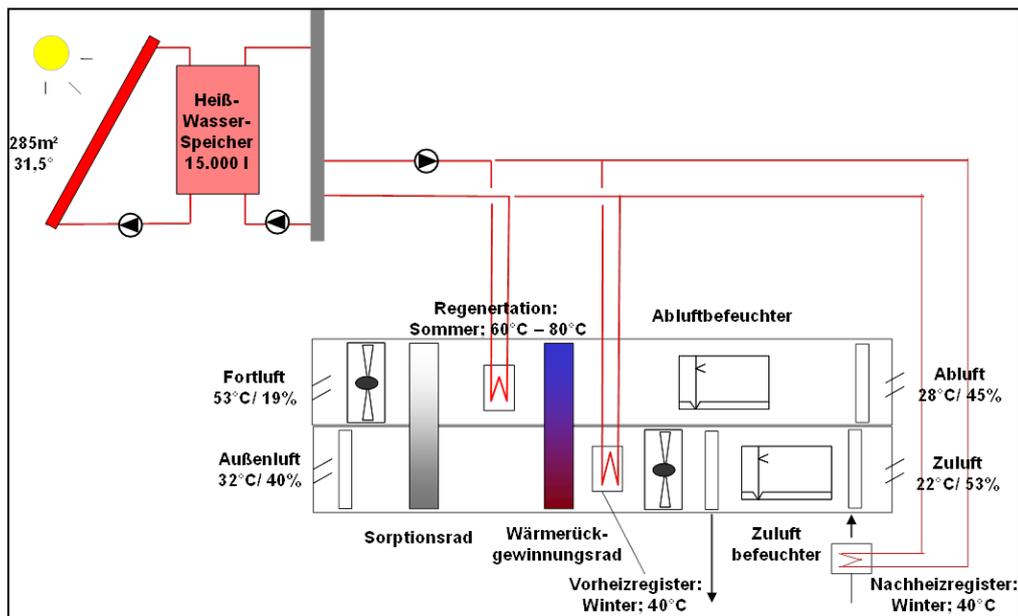


Abbildung 26: Schema solare DEC-Anlage ENERGYbase

Auch hier kann die Regelung der solaren DEC-Anlage während des Betriebs in sieben Regelsequenzen (Modi) unterteilt werden (siehe Tabelle 17, vgl. Kap. 2.3.1). Drei Modi zur Heizung der Zuluft (Modi 1 bis 3), ein „free floating“ Modus (Modus 0) und drei Modi zur Kühlung der Zuluft (Modi -1 bis -3). Dieses Betriebskonzept zielte vorrangig auf die Erreichung einer bestimmten Frischluftkühlung im Sommer ab, und erst zweitrangig auf die Feuchteregulierung der Zuluft im Sommer.

Tabelle 17: Regelsequenzen DEC-Anlage ENERGYbase

| Modus | WRG-Rotor | ABL - Befeuchter | ZUL- Befeuchter | Heizregister<br>Regeneration | Sorptionsrotor  | ZUL - Heizregister |
|-------|-----------|------------------|-----------------|------------------------------|-----------------|--------------------|
| 3     | ON        | OFF              | ON              | OFF                          | ON <sup>1</sup> | ON                 |
| 2     | ON        | OFF              | ON              | OFF                          | ON <sup>1</sup> | OFF                |
| 1     | OFF       | OFF              | ON              | OFF                          | ON <sup>1</sup> | OFF                |
| 0     | OFF       | OFF              | OFF             | OFF                          | OFF             | OFF                |
| -1    | ON        | OFF              | OFF             | OFF                          | OFF             | OFF                |
| -2    | ON        | ON               | OFF             | OFF                          | OFF             | OFF                |
| -3    | ON        | ON               | ON              | ON                           | ON <sup>2</sup> | OFF                |

<sup>1</sup>Sorptionsrotor in Wärme- und Feuchterückgewinnungsmodus (Enthalpierotor)  
<sup>2</sup>Sorptionsrotor in Trocknungsmodus

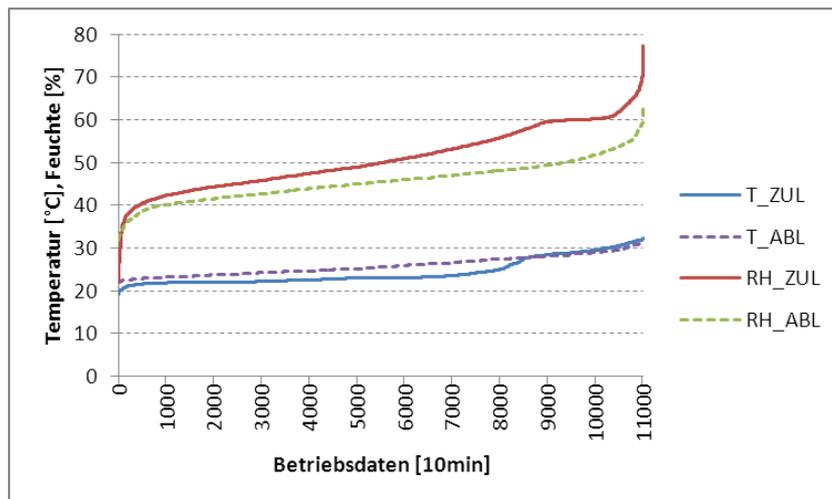


Abbildung 27: Sortierte Werte Temperatur und Feuchte KÜHLSAISON LA01, Monitoring ENERGYbase 2010

In Abbildung 27 und Abbildung 28 sind gemessene Werte der Zu- und Ablufttemperaturen und Feuchten des gesamten Jahres 2010 einer KÜHLSAISON bzw. HEIZSAISON zugeteilt, wobei jeweils Übergangszeiten inkludiert sind. Die Raumtemperatur in der ENERGYbase wird mit Bauteilaktivierung übers ganze Jahr konstant geregelt, worauf die DEC-Anlage mit einem Luftwechsel von ca.  $1,2 \text{ h}^{-1}$  kaum Einfluss hat. Die hohen Werte der Innenraumluftfeuchte, die durch RH\_ABL in Abbildung 27 und Abbildung 28 erkennbar sind, haben aber sehr wohl einen Einfluss auf den Innenraumkomfort.

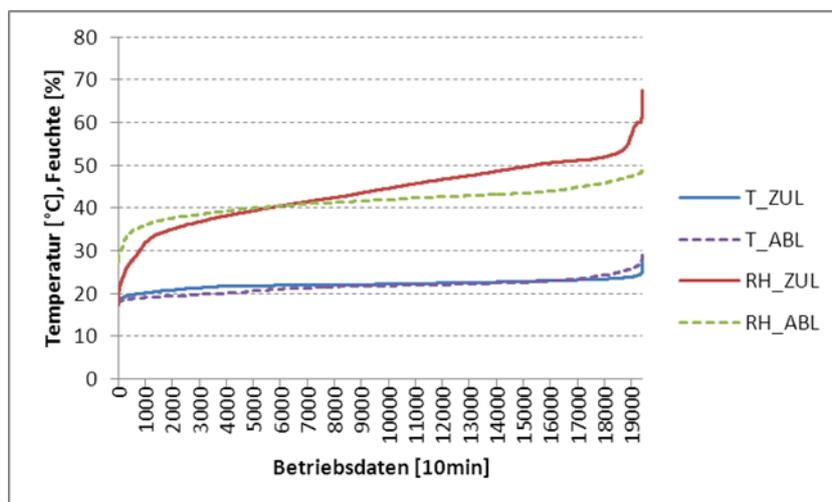


Abbildung 28: Sortierte Werte Temperatur und Feuchte HEIZSAISON LA01, Monitoring ENERGYbase 2010

In Abbildung 29 erfolgte über dynamische Anlagensimulation (TRNSYS 17) eine Zuordnung der auftretenden ZUL-Feuchten auf Betriebsmodi lt. Tabelle 17. Hier wird deutlich, dass die direkte Verdunstungskühlung in der Zuluft der DEC-Anlage (Modus M-3) einen geringen Anteil an den hohen ZUL-Feuchtwerten hat. Der Hauptanteil der hohen ZUL-Feuchtwerte tritt in den Modi M-2, M1 und M2 auf. In Modus M-2 wird die Außenluft ohne Feuchtebehandlung als Zuluft genutzt; hier kann als Optimierung der Sorptionsrotor zur Trocknung in Kombination mit einem Kühlregister über Grundwasser eingesetzt werden. In den Modi M1 und M2 gilt es in einer optimierten Regelung die Feuchterückgewinnung des Sorptionsrotors an die Außenluftfeuchte zu koppeln um die hohen ZUL-Feuchtwerte zu reduzieren.

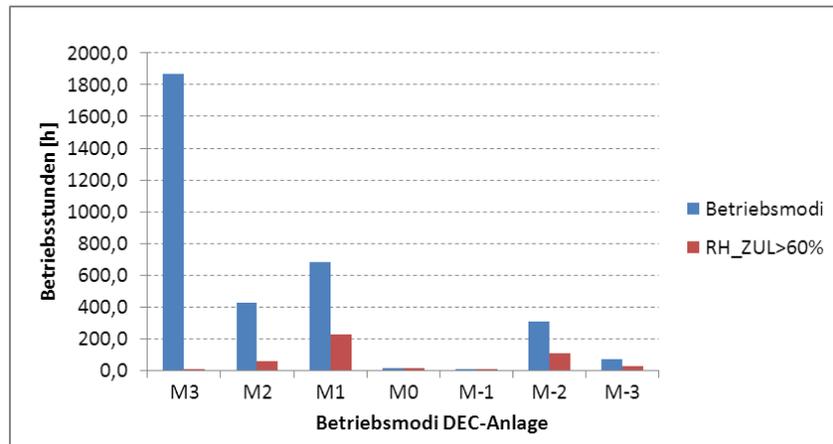


Abbildung 29: Ergebnisse Simulation Betriebsmodi DEC-Anlage ENERGYbase

Es wurde daher ein neues Regelkonzept für die DEC-Anlage ENERGYbase entwickelt und bis Oktober 2013 implementiert. Das neue Regelkonzept behandelt vorrangig die ZUL-Feuchte und zweitrangig die Regelung der ZUL-Temperatur mit den oben beschriebenen Strategien.

Folgende Betriebsstrategien sind Teil des neuen Regelkonzepts:

- Einbindung der Solarthermieanlage für Frostschutz des Sorptionsrotors
- Nachlaufzeit nach Regenerationsbetrieb im Sommer zum Abkühlen der Anlage
- Verwendung des Zuluft-Heizregisters als Kühlregister (Grundwasser)

#### 2.5.4 Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O/LiBr 30 kW in Oberösterreich

*Bearbeiter dieses Kapitels: ASiC*

Anhand einer 30kW-Absorptionskälteanlage in einem Verwaltungsgebäude in Oberösterreich konnte die Wichtigkeit aller an der Rückkühlung beteiligten Komponenten unterstrichen werden. Konkret wurde das Steigerungspotential beim  $SPF_{el}$  um 60% durch Simulationen und Analysen vor Ort bestätigt. Der verlässliche Betrieb des Nasskühlturmes setzt den Einbau einer Wasseraufbereitungsanlage voraus. Weil diesbezüglich nachträgliche wesentliche Umbauten problematisch und zu vermeiden sind, muss diese Wasseraufbereitung zukünftig unbedingt ins Gesamtsystem integriert werden.

Eine Optimierungsmaßnahme ganz anderer Art zeigte sich durch die ständige Auswertung der Monitoringdaten. Seit der Nachbesetzung des ursprünglich am System eingeschulten, von der Technologie überzeugten und ab der Inbetriebnahme mit der Anlage vertrauten Facility Managers, sank der solare Deckungsanteil an der nötigen Energie zur Gebäudekühlung von 35 auf unter 15%.

Dieses Faktum zeigt die Notwendigkeit der Schulung aller beteiligter am komplexen Produkt „solare Kühlung“, aber auch die Erfordernis der Entwicklung von Werkzeugen zur Fehlererkennung auf.

## 2.5.5 Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 19 kW bei den Feistritzwerken Gleisdorf

Bearbeiter dieses und des folgenden Kapitels: AEE INTEC

Die Anlage wurde seit 2011 messtechnisch begleitet. Vor der Kühlsaison 2012 wurden folgende Optimierungsmaßnahmen durchgeführt:

- die übergeordnete Regelung (hausintern) wurde adaptiert, da diese vorher zu einer nachteiligen Betriebsweise der AKM führte
- der Kühlturm wurde umgebaut und eine fehlerhafte Luftansaugung verhindert (bessere Rückkühlleistung, aber höherer Ventilatorstromverbrauch)
- die Ansteuerung der Rückkühlpumpe wurde korrigiert
- der Gaskessel als BackUp wurde durch einen biomassebetriebenen Fernwärmeanschluss ersetzt.

Die Auswertung der Ergebnisse zeigt folgende Situation:

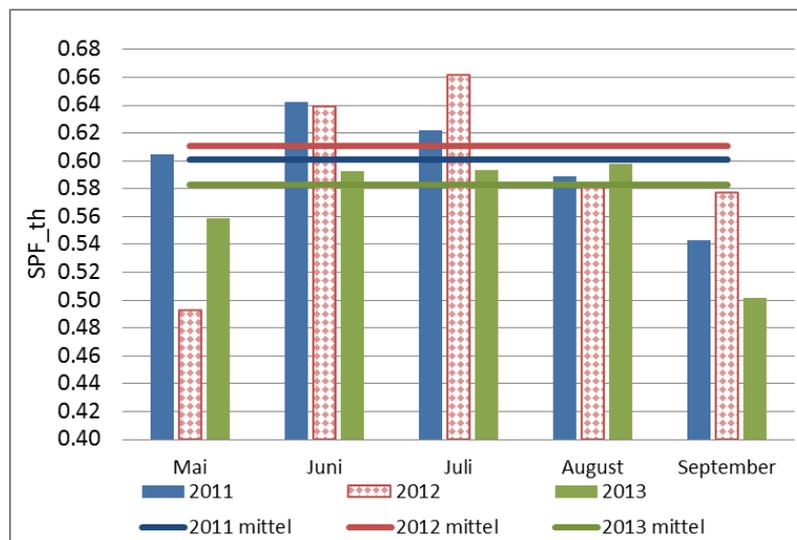


Abbildung 30: Thermische Arbeitszahlen monatlich und im Jahresmittel für AKM-Anlage FWG, 2011-2013

Der thermische Jahres-SPF ist 2012 von 0,60 auf 0,61 gestiegen, 2013 aber wieder auf 0,58 gefallen. Es gab jedoch 2013 im Mai und September bessere Monatswerte als 2012, weswegen auch Laständerungen sicher eine Rolle spielen. Abbildung 31 re ist zu entnehmen, dass 2013 weniger Kälteenergie erzeugt wurde als 2012 (87%).

Es konnte beobachtet werden, dass seit der Umstellung vom Gaskessel auf den Fernwärmeanschluss die HT-Temperaturen am Eingang der AKM nahezu konstant bei 80°C lagen, während in den Vorjahren die Temperatur viel stärker schwankte, und oft nur Werte von 70 – 75°C erreicht wurden. Umso wichtiger ist es, den HT-Massenstrom an die Leistung anzupassen, was im Regelungskonzept dieser Anlage vorgesehen ist.

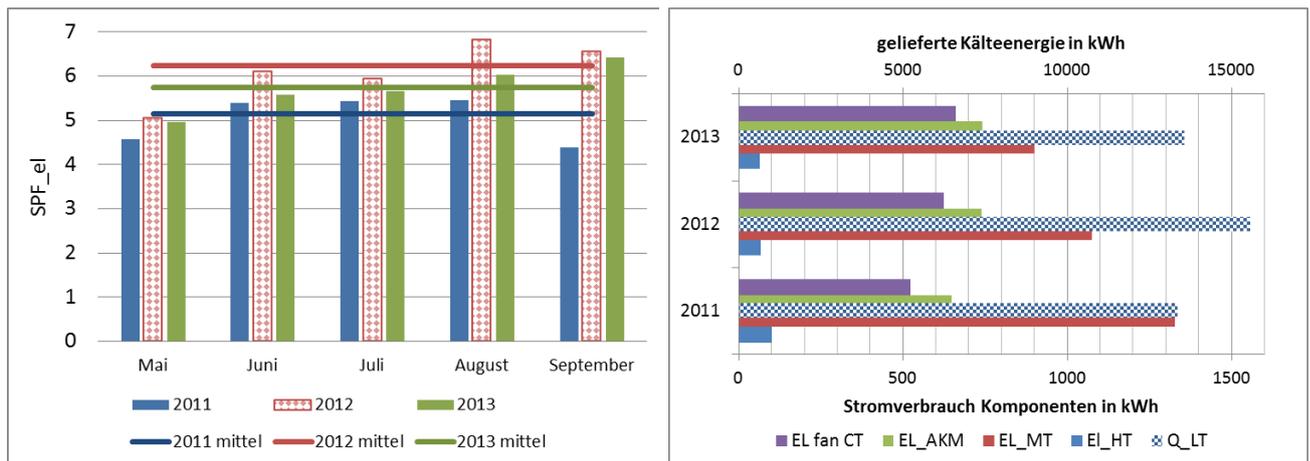


Abbildung 31: Elektrische Arbeitszahlen monatlich und im Jahresmittel für AKM-Anlage FWG, 2011-2013 (links), Stromverbrauch der Komponenten und gelieferte Kälteenergie (rechts)

In den elektrischen Arbeitszahlen gab es von 2011 zu 2012 ebenfalls einen Qualitätssprung. Die MT-Pumpe verbrauchte für höhere Kälteproduktion deutlich weniger Strom. Auch bei der HT-Pumpe ging der Verbrauch zurück; die seit 2012 ermöglichte Leistungsregelung hatte also positive Auswirkungen.

### 2.5.6 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O-AKM 19 kW im Büro der AEE INTEC in Gleisdorf

Für die geplante Optimierung, auch im Hinblick auf die gesetzlichen Neuregelungen für den Einsatz von Pumpen in Heizungsanlagen zu Beginn 2013 und somit die neue Situation auf dem Markt von Pumpenanbietern, wurde die bestehende Trockenläuferpumpe durch eine entsprechende Hocheffizienz-Nassläuferpumpe ersetzt. Die Fa. WILO stellte eine Pumpe vom Typ Stratos 40/1-16 aus ihrem neuen Sortiment zur Verfügung, die vor der Kühlperiode 2013 installiert wurde.

Im Vergleich mit der Anlage der Feistritzwerke Gleisdorf, in der dieselbe Trockenläuferpumpe mit ca. 1,2 kW Anschlussleistung installiert ist wie vorher in der Anlage der AEE INTEC, war zu beobachten, daß die Stromaufnahme der Trockenläuferpumpe ab 13 – 14 kW Kühlleistung ca. 940 – 1100 W betrug. In der Anlage mit der neuen Pumpe lag die mittlere Stromaufnahme bei derselben Kälteleistung bei 600 – 700 W. Bei angewandter Massenstromregelung (Kühlwasserdurchsatz wird reduziert, sowie die Kälteanforderung sinkt), sind beide Pumpen in der Lage, ihre Stromaufnahme bis unter 200 W abzusenken. Da jedoch jede Rückkühlanlage in der Anfahrphase für eine bestimmte Zeit mit voller Leistung fährt, um das Kühlwasser auf das notwendige Temperaturniveau abzusenken, ist die Stromaufnahme bei Vollast ein wichtiger Aspekt in der Gesamtbilanz.

### 2.5.7 Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O/LiBr 1450 kW in Singapur

*Bearbeiter dieses Kapitels: UIBK, SOLID*

Die Anlage an der UWC ist seit Mitte 2011 zur Warmwasserproduktion in Betrieb, seit Oktober 2011 ist ein vollständiger Betrieb inkl. der Kältebereitstellung möglich. Im Oktober 2012 wurden letzte Änderungen in der Hydraulik vorgenommen. Es wurden Absperrventile in den Steigleitungen eingebaut. Damit werden einerseits Verluste minimiert und andererseits wird eine Warmwasserproduktion während Kollektorstillsstandszeiten ermöglicht.

Aus den aufbereiteten Monitoring-Aufzeichnungen wurden für ein Jahr von Okt.2012 bis Sep.2013 die Energiebilanzen erstellt und in zwei Perioden ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 18 zusammengefasst. Alle Energiemengen und damit Erträge und Effizienzkennzahlen konnten durch Anpassen von Regelparametern (Solltemperaturen, Drehzahlbereiche, etc.) gesteigert werden.

Es ergibt sich ein Solarertrag von ca. 400 kWh/m<sup>2</sup>a. Ca. 10% davon werden für die Warmwasserbereitstellung genutzt, wobei der durchschnittliche Warmwasserbedarf bei ca. 400kWh/d liegt. Die restliche Solarenergie wird für den Austreiber der AKM verwendet. Es ergibt sich bei den entsprechenden Temperaturen (HT 85/70°C, MT 30/38°C, LT 16/11°C) ein Output von ca. 900 MWh Kälte. Das ergibt Vollaststunden von ca. 630h für dieses Jahr. Es liegen keine Kennzahlen und Energiemengen für die Kompressionskälteanlagen vor.

**Tabelle 18: Energiemengen und abgeleitete Kennzahlen**

|                          | 10/12-04/13 | Spezifische Kennzahl            | 05/13-09/13 | Spezifische Kennzahl            | Summe       | Spezifische Kennzahl          |
|--------------------------|-------------|---------------------------------|-------------|---------------------------------|-------------|-------------------------------|
| <b>Solarertrag</b>       | 855 [MWh]   | 31,5 [kWh/m <sup>2</sup> Monat] | 672 [MWh]   | 34,6 [kWh/m <sup>2</sup> Monat] | 1.527 [MWh] | 394,57 [kWh/m <sup>2</sup> a] |
| <b>BWW</b>               | 87 [MWh]    | 412,32 [kWh/d]                  | 54 [MWh]    | 352,94 [kWh/d]                  | 141 [MWh]   | 386,30 [kWh/d]                |
| <b>AKM-HT (@85/70°C)</b> | 754 [MWh]   |                                 | 619 [MWh]   |                                 | 1.373 [MWh] |                               |
| <b>AKM-LT (@16/11°C)</b> | 503 [MWh]   | 342 [h-Volllast]                | 419 [MWh]   | 285 [h-Volllast]                | 922 [MWh]   | 627 [h-Volllast]              |

|                     |      |  |      | Änderung |      |  |
|---------------------|------|--|------|----------|------|--|
| <b>∅ SPF th</b>     | 0,66 |  | 0,68 | 2,94 %   | 0,67 |  |
| <b>∅ SPF el DHW</b> | 71,8 |  | 62,7 | -14,51 % | 68   |  |
| <b>∅ SPF el SC</b>  | 7    |  | 7,4  | 5,41 %   | 7,1  |  |
| <b>∅ SPF el</b>     | 8    |  | 8,2  | 2,44 %   | 8,1  |  |

Die Arbeitszahlen (SPF) der AKM ergeben sich auf der thermischen Seite ( $Q_{LT}/Q_{HT}$ ) zu 0,67 und auf der elektrischen Seite ( $Q_{LT}/(W_{SC}+W_{CT})$ ) zu 7,1. Der  $SPF_{el}$  der Warmwasserbereitstellung ergibt sich zu 68,0. Werden beide Outputs gemeinsam betrachtet, ergibt sich eine elektrische Performance von 8,1.

Die Abhängigkeit zwischen Kälteleistung ( $Q_{LT}$ ) und Arbeitszahlen ( $SPF_{el,sc}$ ) zeigt sich in Abbildung 32. Dabei wird für die Periode Oktober 2012 bis April 2013 die gelieferte Kälteleistung absteigend sortiert und für die entsprechenden Zeitpunkte die Arbeitszahl dargestellt. Die Darstellung basiert auf einer Stundenbilanzierung.

Zum einen wird ersichtlich, dass in nur wenigen Stunden dieser Periode die Nennleistung der AKM erreicht werden konnte. In ca. 50h liegt der Kälteoutput über 800kW, über 1000h liegen weit unter 500kW. Diese großen Teillastbereiche entstehen einerseits durch fehlende Antriebsleistung und andererseits durch die Betriebsweise (vgl. Detailauswertungen weiter unten). Die Arbeitszahlen schwanken extrem, aber im Mittel folgt der Trend der elektrischen Arbeitszahl dem Leistungsgang der Kältemaschine. Die thermische Arbeitszahl ist nur im geringen Maße von der Kaltwasserleistung abhängig. Die thermische Performance steigt leicht, wenn die AKM in Teillast arbeitet. Die  $SPF_{th} > 1$  im Diagramm ergeben sich aus der Stundenbilanzierung und der thermischen Trägheit der Maschine.

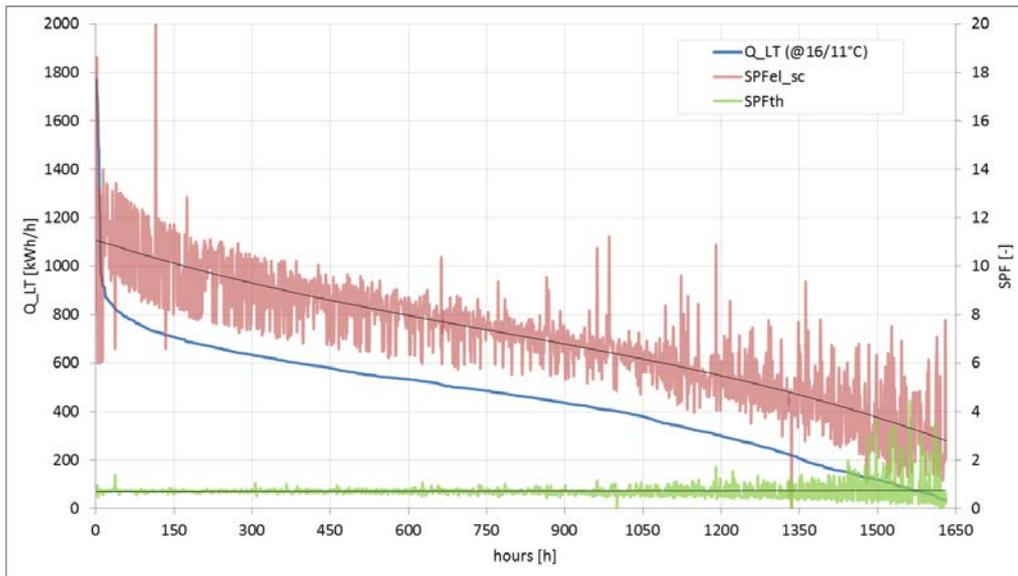


Abbildung 32: Sortierte Dauerlinie  $Q_{LT}$  und zugehörige  $SPF_{el\_sc}$  bzw.  $SPF_{th}$  für die Periode 10/2012- 04/2013

Die Ursache für die Teillast kann durch eine nähere Betrachtung von Tagesprofilen gefunden und detaillierter analysiert werden. An einem klaren, sonnigen Tag (eher selten in Singapur) werden durchschnittliche 1400kW Austreiberleistung und 900kW Kaltwasserleistung erreicht. An typischen Tagen wird nur eine mittlere Kaltwasserleistung von 450kW erreicht. D.h. das Kollektorfeld wurde zu gering dimensioniert oder die AKM zu groß gewählt. Im D5.1/6.2 – 3 werden die beiden Tagesprofile detaillierter betrachtet.

Durch die Simulationsstudien hat sich gezeigt, dass für eine primärenergetisch sinnvolle Anlage in Grundlastkonfiguration die ideal abgestimmte Auslegung der Einzelkomponenten entscheidend ist. Nur wenn genügend Antriebsleistung zur Verfügung steht, kann die AKM entsprechende Leistung erbringen. Wenn wie in diesem Beispiel die Nennleistung der AKM vorgegeben wird, muss das Kollektorfeld entsprechend groß gewählt werden. Die ursprüngliche Konfiguration weist ein Verhältnis von ca.  $2,6\text{m}^2$  Kollektorfläche pro kW Kälte auf. Aus energetischer Sicht ist aber eine Fläche von ca.  $4\text{m}^2/\text{kW}$  für diese Anlage (AKM-Nennleistung, Klima, Grundlast, etc.) zu wählen. Größere Kollektorflächen bringen zwar mehr Ertrag, der Nutzungsgrad der Anlage sinkt aber (vgl. Kap.2.3.3, Abbildung 18). Aus Sicht der Regelung müssen nicht alle Pumpen für diese Konfiguration (Grundlastdeckung) drehzahlregelt ausgeführt werden. Ein sinnvoll gewählter fixer Massenstrom kann annähernd denselben Stromaufwand bei gleichem Ertrag bedeuten.

Die Erkenntnisse der Simulationen der großen Anlagen fließen in die geplante Erweiterung der UWC-Anlage durch die Fa. SOLID ein. Das erstellte Modell wird weiter dazu verwendet, um vorab zu realen Umstellungen die theoretischen Auswirkungen zu untersuchen und damit schneller zu erfolgreichen Umsetzung zu kommen. Derzeit laufen Verhandlungen über die Umsetzung der Erweiterung der Kollektorfläche. Parallel wird geprüft ob Änderungen der Regelstrategien möglich sind.

## 2.6 Entwicklung eines kostengünstigen und effizienten Kühlturmmodells

Bearbeiter dieses Kapitels: Podesser Consulting

### 2.6.1 Motivation

Die Rückkühlung in Kälteanlagen sorgt dafür, dass die Summe der aus dem zu kühlenden Medium entzogenen Wärme und die Antriebsenergie für den Kühlprozess an die Umgebung abgegeben werden. Die Temperatur der Rückkühlung nimmt sowohl bei der Kompressionskühlung als auch bei der thermischen Kälteerzeugung Einfluss auf den thermodynamischen Prozess. Im Falle der Kompressionskühlung steigt bei steigender Rückkühltemperatur die aufgenommene Antriebsleistung für den Kältekompressor und im Falle der Absorptionskühlung muss die Temperatur der Antriebswärme um ca. das Dreifache der Temperatursteigerung der Rückkühlung angehoben werden, um den beabsichtigten Kühlzweck zu erfüllen. Geschlossene Rückkühlsysteme haben ein Temperaturniveau, das im Vergleich zu offenen (nassen) Rückkühlungen um ca. 10 bis 15 °C höher liegen. Der Einsatz von geschlossenen Rückkühlsystemen führt daher bei der Kompressionskühlung zu erhöhtem Stromverbrauch im Vergleich zum nassen Rückkühlsystem. Bei solaren Absorptionskälteanlagen führen geschlossene Kühlsysteme in den meisten Fällen zu hohen Verdampfungstemperaturen, sodass eine offene, nasse Rückkühlung zwingend erforderlich ist, um den beabsichtigten Kühlzweck zu erfüllen.

In offenen Kühlwasserkreisläufen muss das Anwachsen von Bioschleimen und Bakterienstämmen, wie z.B. Legionellen, sowie auch Algen unter allen Umständen verhindert werden. Bei kommerziellen und industriellen Kühlanwendungen werden die Wartungsarbeiten an nassen, offenen Rückkühlanlagen durch entsprechend ausgebildetes und auch verfügbares Personal ausgeführt. Hilfreich ist dabei, wenn die ÖNORM B5020, die seit 1. November 2013 öffentlich zugänglich ist, eingehalten wird. Dagegen fehlt bei kleineren Anlagen in den überwiegenden Fällen eine regelmäßige Wartung.

Die technischen Lösungen für ein hygienisches, energieeffizientes und kostengünstiges System einer nassen Rückkühlung wurden im Rahmen des gegenständlichen Projektes entwickelt und schließlich an einer Anlage demonstriert.

### 2.6.2 Ziele

#### **Ziel 1: Investitions- und Betriebskostensenkung bei kleinen Nasskühltürmen**

- Geänderte Kühlturmbauart (Verwendung von Komponenten aus der Massenfertigung)
- Kostensparende Elektronik für automatischen Betrieb:
  - Automatische, unkomplizierte Desinfektion des Rückkühlwasserkreises (Wasser & innere Rohroberflächen)
  - Wasserhärtebegrenzung durch Leitwertmessung im Rückkühlwasser und Abschlämmung
  - Temperaturgeführte elektronische Drehzahlregelung

#### **Ziel 2: Senkung des Energieaufwandes:**

- Verwendung von EC-Antriebsmotoren
- Drehzahlregelung der Antriebsmotoren im Teillastbereich
- Wasserverdüsung bei niedrigen Düsendrücken

**Ziel 3:** Automatisierte Hygienemaßnahmen entsprechend ÖNORM B5020

- Leicht zugängliche Reinigung
- Automatische arbeitende, umweltverträgliche Desinfektion des Rückkühlwassers (Bakterienabtötung)

Die Umsetzung dieser Ziele wird zu kleinen nassen Rückkühleinheiten führen, bei denen die bisher bekannten Nachteile dieser Technik weitgehend beseitigt sind.

### 2.6.3 Theoretische Voraussetzungen

Der ideale Nasskühlturm erfordert eine Berührung der beiden Massenströme Luft und Wasser an einer wie immer gearteten, unendlich großen Fläche, an der der Wärme- und Stoffaustausch stattfindet. Zudem müssen die Außenluftbedingungen dergestalt sein, dass Wasserverdunstung in den berührenden Luftstrom möglich ist. Abbildung 33 zeigt diesen Vorgang im Prinzip.

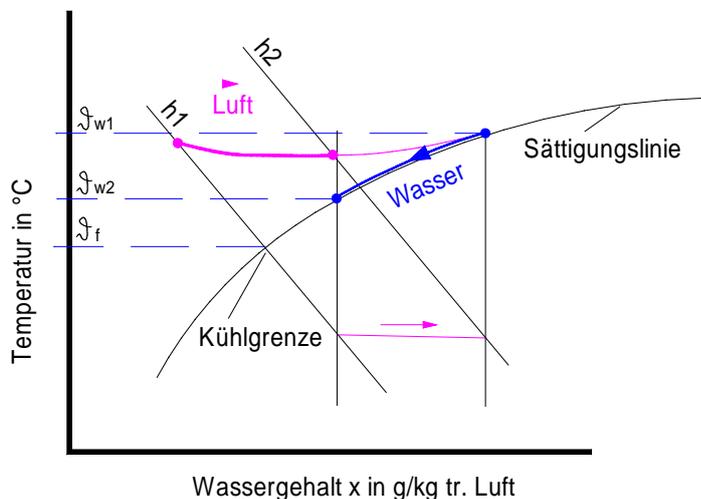


Abbildung 33: Prinzip des Mollier - Diagramms mit den Zustandsänderungen für Wasser und Luft

Aus dem Beginn und dem Ende der Zustandsänderung kann nun nach [18] das Verhältnis von praktisch erreichter zur theoretisch möglichen Abkühlung gebildet werden.

$$L * c_p * (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2}) = L * (h1 - h2) \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2}}{\vartheta_{w1} - \vartheta_{wb}} \quad (2)$$

#### Legende

|                                  |                                       |           |
|----------------------------------|---------------------------------------|-----------|
| $W$                              | Massenstrom des Rückkühlwassers       | [kg/s]    |
| $L$                              | Luftmassenstrom                       | [kg/s]    |
| $c_p$                            | Wärmekapazität bei konst. Druck       | [kJ/kg K] |
| $\vartheta_{w1}, \vartheta_{w2}$ | Wassertemperatur, Eintritt, Austritt  | [°C]      |
| $(h1 - h2)$                      | Enthalpiedifferenz Luften-, -austritt | [kJ/kg]   |
| $\eta$                           | Wasserabkühlungsgrad                  | [-]       |
| $\vartheta_{wb}$                 | Feuchtkugeltemperatur der Luft        | [°C]      |

Die Gleichungen (1) und (2) zeigen im Hinblick auf das Mollier-Diagramm, dass der erzielte Abkühlungsgrad sowohl von den Umgebungsluftbedingungen als auch von der Bauart des Nasskühlturmes abhängt.

### 2.6.4 Der praktische Einsatzfall

Als Beispiel für einen offenen Rückkühlprozess in der Praxis können die Zustandsänderungen in Abbildung 34 verwendet werden. Für die Berechnung des Abkühlungsgrades  $\eta$  kann man aus Abbildung 2 folgende Zahlenwerte entnehmen:

$$\vartheta w1 = 31^\circ\text{C}, \vartheta w2 = 26^\circ\text{C}, \vartheta wb = 17^\circ\text{C}$$

Mit diesen Temperaturwerten, die einem Sommertag in Österreich entsprechen können, ergibt sich nun nach Gleichung (2) ein Abkühlungsgrad  $\eta = 0,357$ .

Zudem kann man die Zustandsänderung der vom Ventilator durch den Kühlturm geförderten Luft erkennen, die sich der Eintrittstemperatur des Rückkühlwassers nähert, diese jedoch nicht erreicht. Weiters zeigt die Zustandsänderung des Rückkühlwassers die erreichte Abkühlung.

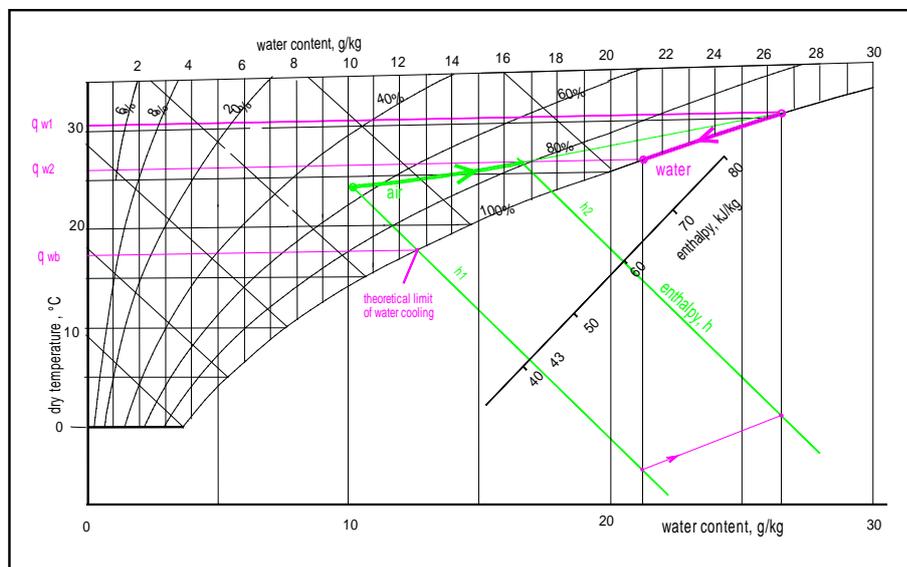


Abbildung 34: Praxisbeispiel Nasskühlturm

### 2.6.5 Versuchsdurchführung und Messergebnisse

Es wurde ein Kühlturm mit rundem Querschnitt aus drei serienmäßig gefertigten, handelsüblichen Modulen für die Luftzufuhr, die Kühlstrecke und den Luftaustritt mit dem Ventilator gebaut. Unterschiedliche Rieselkörper wurden entsprechend den Möglichkeiten des modularen Aufbaues zu Versuchsbeginn eingesetzt, in einer 2. Phase zugunsten der Wasserhygiene jedoch wieder entfernt, da sich an den Füllkörpern viel Schmutz ansammelte. Zur Tropfenbildung wurde ein Kunststoffrohr mit entsprechenden Austrittsöffnungen für das Rückkühlwasser eingebaut. Die spezifischen Wassermengen im Rückkühlkreis und die spezifischen Luftmassen wurden entsprechend den Berechnungen im Bereichsverhältnis 1:1 eingestellt. Der Wassermassenfluss sollte bei der Rückkühlleistung von 30 kW eine Temperaturdifferenz von ca. 6 K ergeben.

Zur Messtechnik: Abbildung 35 zeigt die Testanlage im Prinzip und jene Messpunkte, die automatisch aufgezeichnet wurden. Der Wasserverbrauch des Nasskühlturmes musste händisch erfasst werden.

Die Software SIGNASOFT ermöglicht es, die Messkanäle für die einzelnen Messaufgaben zu parametrieren und die aufgezeichneten Daten geordnet, bereits im EXCEL - Format, in den Datenspeicher einzulesen. Die Umgebungsluft und die Kühlturmabluft wurden mit einem Kombisensor (Pt 100 & kapazitiver Luftfeuchtesensor) gemessen. Die von der Pumpe im

Rückkühlkreislauf umgewälzte Wassermenge wurde mit Hilfe eines Flügelrad-Durchflusssensors mit einem Reedkontakt zur Impulsausgabe (1 Impuls/Liter) erfasst. Auf die Bestimmung der Druckverluste beim Betrieb mit und ohne Rieselkörpern wurde einerseits ein U-Rohrmanometer und zudem ein Druckdifferenzmessgerät (0 ... 5 mbar) mit Analogausgang (0 bis 1 V), verwendet. Die Analogmesswerte wurden der automatischen Datenerfassung zugeführt. Die Drehzahlregelung des EC-Motorantriebes des Ventilators wurde einerseits händisch durch eine Vorwahl der Steuerspannung 0 bis 10V= eingestellt und andererseits im Automatikbetrieb das 0 bis 10V= - Steuersignal aus der Temperaturmessung des Rückkühlwassers generiert.

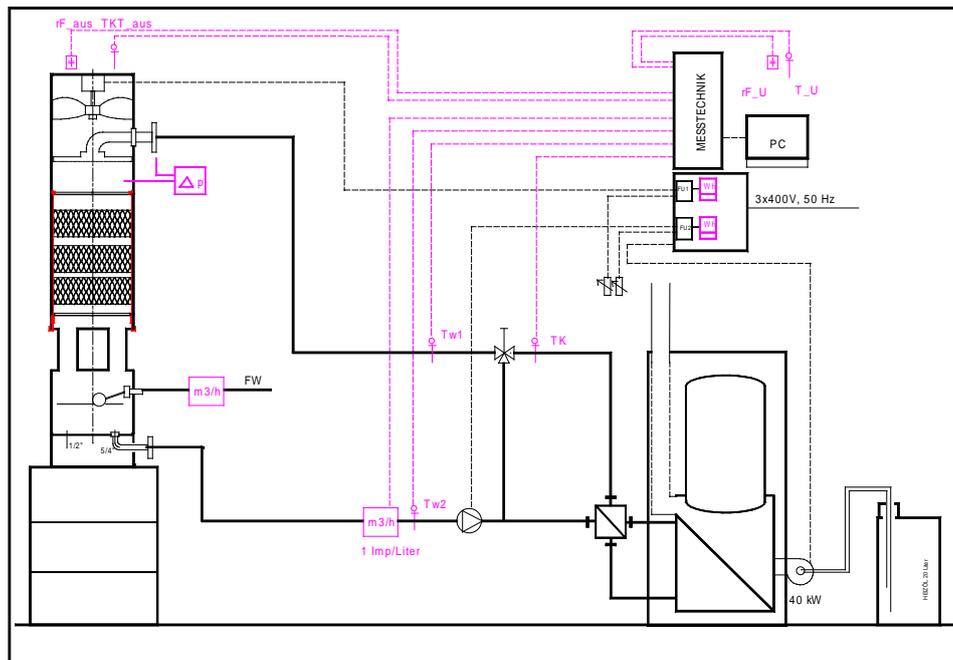


Abbildung 35: Versuchsanlage mit Testkühlturm Wärmeversorgung und den Sensoren

### Sensoren

- Umgebungsluft: Temperatur & Luftfeuchte
- Kühlturmabluft: Temperatur und Luftfeuchte
- Wasservolumenstrom (Rückkühlung)
- Vorlauftemperatur der Rückkühlung
- Rücklaufemperatur der Rückkühlung
- Kesseltemperatur
- Druckverlust der Luftströmung
- Elektrische Energie für Wasserumwälzung (elektrische Impulszähler)
- Elektrischer Energie für den Ventilator (elektrische Impulszähler)
- Wasserzähler für den Wasserverbrauch des Kühlturmes

Die Zuordnung zwischen Temperatur des Rückkühlwassers und dem Verlauf der Steuerspannung kann natürlich von Hand aus angepasst werden.

Die Sprühdüsen wurden auf der Grundlage von Tests ausgewählt. Sie sollten folgende Eigenschaften haben:

- Druckverlust zwischen 0,05 und 0,15 bar im Einsatzbereich
- Düsendurchsatz im Bereich von 300 bis 600 Liter/h
- Durchschnittliche Tropfengröße zwischen 3 und 6 mm

- Verunreinigungen bis zu Korngrößen von 4 mm dürfen keine Verstopfungen der Düsen bewirken.

Abbildung 36 zeigt die Innenansicht des Testkühlturmes. Am Verteilerkreuz des Rückkühlwassers sind 8 Flachstrahldüsen positioniert. Darüber in Flussrichtung der Luft befindet sich der Tropfenabscheider, der aus glasfaserverstärktem Kunststoff hergestellt ist. Durch den Lamellenabstand werden der Druckverlust und der Abscheidegrad eingestellt. Am flachen Boden über dem 2"- Ablauf wurde noch ein großflächiges Stahldrahtfilter positioniert.



Abbildung 36: Innenansicht des Testkühlturmes

Der Testkühlturm ist in der Mitte horizontal teilbar und kann von einem Monteur betriebsfertig aufgestellt werden. Der Ventilator ist in die Kopfplatte eingebaut. Der EC-Motor befindet sich in der Ventilatornabe. Die Druckverluste erreichen bei voller Drehzahl 110 Pa. Eine Drehzahlregelung ist vorhanden. Es erscheint erwähnenswert, dass bei halber Drehzahl die Leistungsaufnahme auf 1/8 jener Leistung bei voller Drehzahl sinkt, wodurch eine Drehzahlregelung bei Teillast Sinn macht. In dieser Testphase wurde jedoch der Luftstrom bei voller Drehzahl fix eingestellt, um die Grenzen der Rückkühlung zu messen.

Eine Vielzahl von Messpunkten wurde durch die automatische Messanlage aufgezeichnet. Die beiden folgenden Datenpunkte sind charakteristisch für die Grenzen des realisierten Verfahrens.

#### Typische Datenpunkte der Messserie 1

$\vartheta_1=29,5\text{ °C}$ ;  $\vartheta_2= 23,2\text{ °C}$ ,  $\vartheta_{\text{Luft}}= 22,0\text{ °C}$ ;  $\phi= 76,8\%$ ,  $\vartheta_f = 18,6\text{ °C}$

Rückkühlwasser: 10 Liter in 9,2 s → 3.913 L/h

$$P = 1,16 * 3.913 * (29,5 - 23,2) = 28,5\text{ kW}$$

#### Typische Datenpunkte der Messserie 2

$\vartheta_1= 30,0\text{ °C}$ ;  $\vartheta_2= 23,3\text{ °C}$ ,  $\vartheta_{\text{Luft}}= 22,0\text{ °C}$ ;  $\phi= 76,8\%$ ,  $\vartheta_f = 18,6\text{ °C}$

Rückkühlwasser: 10 Liter in 9,6 s → 3.750 L/h

$$P = 1,16 * 3.750 * (30,0 - 23,3) = 29,1\text{ kW}$$

Das Entwicklungsziel war ein kostengünstiger, hygienischer Kleinkühlturm für eine 10 kW Absorptionskühlmaschine. Wenn diese Absorptionskühlmaschine mit dem Stoffpaar Ammoniak und Wasser betrieben wird, dann erreicht die Rückkühlwärmeleistung 26 kW. Lithiumbromid/Wasserkühlmaschinen liegen geringfügig darunter. Das verfahrenstechnische Versuchsziel wurde somit erreicht.

## 2.6.6 Entwicklung und Test der Kühlturmelektronik

Die gesamte Regelung für den automatischen Kühlturbetrieb ist in einem Kunststoffkästchen (250x200x120 mm) nach Abbildung 37 eingebaut. Von links beginnend erkennt man die Eingangskarte mit Hauptschalter, Signalleuchte und Glasrohrsicherung. Diese Eingangskarte trägt auch alle Einheiten für die Spannungserzeugung und Stabilisierung der nachfolgenden Elektronik. Die zweite Karte von links bedient den EC-Antrieb des Ventilators. Mit dem Schalter „Ein“ wird der EC-Motor des Ventilators in Betrieb gesetzt. Mit dem Wahlschalter „AUTO“ und „HAND“ wird die Betriebsart vorgewählt. Bei Automatikbetrieb (AUTO) wird das Steuersignal aus der Temperatur des Rückkühlwassers gebildet und im Handbetrieb mit dem Potentiometer über die Skala des Drehknopfes eingestellt. Die dritte Karte von links trägt die Elektronik zur Wasserhärtebestimmung mit einem Grenzwertschalter für die Abschlammung. Wenn der Grenzwert (z.B. 1000  $\mu\text{S}/\text{cm}$ ) erreicht wird, dann wird von der Elektronik ein Magnetventil geöffnet, und Rückkühlwasser in den Kanal abgelassen. Gleichzeitig wird über den Wasserniveauwächter Frischwasser in den Rückkühlkreis eingespeist, sodass der Leitwert wieder sinkt. Nach Unterschreiten einer einstellbaren Schaltschwelle wird das Magnetventil wieder geschlossen.

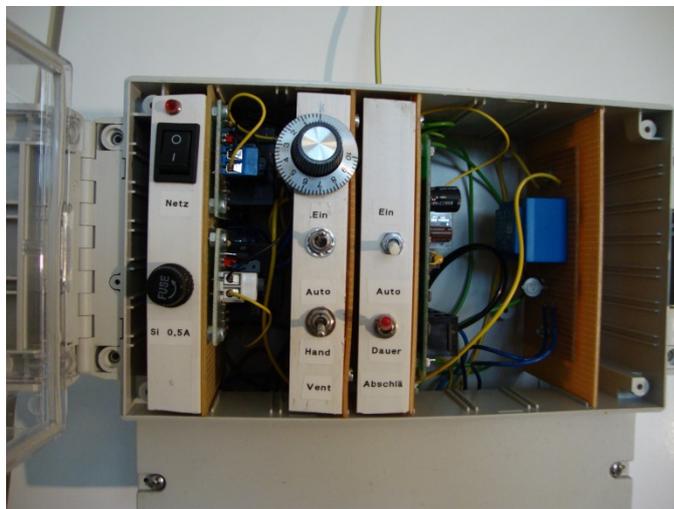


Abbildung 37: Regelkästchen für die Kühlturmelektronik

### 2.6.6.1 Silber-Ionen/Kupfer-Ionen - Desinfektion

Das Prinzip der Desinfektion von Trinkwasser durch Metall-Ionen, besonders die Anwendung von Silberionen, die bakterientötende Wirkung haben, ist seit langer Zeit bekannt. Um die Eignung dieser Methode der Metallionen - Desinfektion in offenen Kühlkreisläufen zu untersuchen, wurde dieses Wissen zusammen mit den Erfahrungen der Wasseraufbereitung in Swimmingpools und ähnlichen Anwendungen geprüft. Das Ziel dabei war, vor allem für kleine Nasskühlturmanlagen eine automatisierbare und servicearme Methode zu finden, die die Bildung von gefährlichen Legionellen - Kulturen sicher und nachhaltig verhindert.

Tests mit Flusswasser (Mur) bestätigten diese These. In weniger als 6 Stunden waren mithilfe von Silber- und Kupferionen alle Mikroorganismen abgetötet. Eine genaue Beschreibung der Tests sowie Berechnungen der abgeschiedenen Metallionen und die Anforderungen an die Regelung finden sich im Anhang 8.

### 2.6.6.2 Minimierung des Wasserverbrauches und Begrenzung der Wasserhärte

Der Wasserverbrauch einer kleinen nassen Rückkühlanlage setzt sich wie folgt zusammen:

- Wasserverbrauch durch Verdunstung
- Wasserverbrauch durch Abschlammern (Spritzverluste vernachlässigt)

Die Wassermenge die durch Abschlämmen zur Begrenzung der Wasserhärte verbraucht wird, kann wie folgt berechnet werden.

Beispiel 1: Frischwasserleitwert 400  $\mu\text{S}/\text{cm}$ , Grenzleitwert 1000  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

V ... Verdunstungsmenge in Liter/Stunde (48 Liter/h)

$$\text{Absalzmenge} = \frac{\text{Verdunstungsmenge}}{\text{Eindickungszahl} - 1}$$

$$\text{Eindickungszahl } EZ = \frac{\text{Grenzwertsalzkonzentration}}{\text{Frischwassersalzkonzentration}} \quad \text{Berechnung aus Konzentration}$$

$$\text{Eindickungszahl } EZ = \frac{\text{Leitwert der Grenzharte}}{\text{Frischwasserleitwert}}, \quad \text{Berechnung aus Leitwert}$$

$$EZ = \frac{1000}{400} = 2,5 \quad \text{Absalzmenge} = \frac{48}{2,5 - 1} = 32 \text{ Liter / h}$$

Bei einer Frischwasserharte, die einem häufig vorkommenden Leitwert von 400  $\mu\text{S}/\text{cm}$  entspricht, müssen somit für einen Grenzleitwert von 1000  $\mu\text{S}/\text{cm}$  insgesamt 32 Liter Frischwasser je Stunde dem Rückkühlkreis zugeführt (und auch abgeschlämmt) werden. Der gesamte Wasserverbrauch der Rückkühlanlage beträgt somit 80 Liter pro Stunde.

Beispiel 2: Verwendung von Regenwasser mit 80  $\mu\text{S}/\text{cm}$ , Grenzleitwert 1000  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

$$EZ = \frac{1000}{80} = 12,5 \quad \text{Absalzmenge} = \frac{48}{11,5} = 4,17 \text{ Liter / h}$$

Wird Regenwasser zum Kuhlturmbetrieb genutzt, so beträgt der gesamte Wasserverbrauch der Rückkühlanlage nur ca. 52 Liter/h.

Die beiden Beispiele zeigen, dass die Wasserhärte des Frischwassers einen entscheidenden Einfluss auf den Wasserverbrauch hat.

### 2.6.6.3 Elektronische Lösung der Absalzautomatik

In jedem Fall ist es sinnvoll den Wasserverbrauch durch eine Begrenzung der zugelassenen Ionenkonzentration, bei der noch keine Niederschläge auftreten, zu minimieren. Dies kann ohne den Einsatz eines Ionentauschers durch eine Leitwertbegrenzung im Bereich von 800  $\mu\text{S}/\text{cm}$  geschehen. Dies würde zu einem möglichst niedrigen Wasserverbrauch mit und ohne Wasseraufbereitung führen.

Voraussetzung für diese Maßnahme ist ein entsprechend kostengünstiger Sensor, der die Gesamtkosten der offenen Rückkühlung nicht wesentlich verteuert.

Da handelsübliche Sensoren für diese Anwendung den Kostenrahmen gesprengt hätten, zeigte die Untersuchung von kostengünstigen Laborgeräten im Preisniveau von 50 €, dass alle untersuchten Messgeräte nach dem konduktiven Messprinzip arbeiten und die Messwertverarbeitung sowie die Temperaturkompensation analog ausgeführt ist. Erst danach wird der analoge Messwert in einem Analog/Digitalwandler üblicher Bauart – wie bei Vielfachmessgeraten – digitalisiert und an einem digitalen Display zur Anzeige gebracht. Für den gegebenen Anlassfall erscheint somit die einfachste Problemlösung darin zu bestehen, dass man am Eingang zum Digital/Analogwandler jene Pins identifiziert, die den kompensierten analogen Messwert an den Wandler bringen. Über einen Operationsverstärker mit hochohmigem Eingang wird dann das Messsignal ausgekoppelt und an einer „Leitwertvergleichsstufe“ mit einem einstellbaren Grenzleitwert ständig verglichen. Steigt der gemessene Leitwert über den Grenzleitwert an, so wird ein Schaltvorgang eingeleitet, der in weiterer

Folge das Magnetventil zur Abschlämzung öffnet. Eine einstellbare Hysterese sorgt für Stabilität des Schaltvorganges.

Diese elektronische Lösung erfüllt alle Forderungen:

- Seriengefertigte Messtechnik mit digitaler Messwertanzeige
- CE- Prüfzeichen für das Messgerät
- Nachlieferung jederzeit möglich
- Niedriger Preis (ca. 70 €)

Zur Kalibrierung der Grenzkonzentrationen wurden Kalibrierflüssigkeiten in Form von Kochsalzlösungen hergestellt.

#### 2.6.6.4 Kühlturmelektronik mit Sensoren und Aktoren

Die Abbildung 38 zeigt die Zusammenstellung der Kühlturmelektronik für die oben beschriebenen Funktionen. Die Regelung der Wassermenge im Rückkühlkreis ist nur bei Systemen ohne Rieselkörper sinnvoll. Dabei ist die Düsencharakteristik zu beachten, die vorgibt, bis zu welcher Menge der Wassermassenstrom im Rückkühlkreis im Teillastbetrieb reduziert werden kann. Die Regelung der Ventilatorzahl ist im Teillastbetrieb sinnvoll und führt zu Energieeinsparung. Die Leitwertmessung und Abschlämzung sowie auch die Silber- und Kupferionenelektrolyse wurde oben im Detail beschrieben. Die Fe-Ionenerzeugung und anschließende Prüfung der schlammigen und kristallinen Kalksedimente wurde aus Gründen der nicht eindeutigen Ergebnisse von Vorversuchen noch nicht ausgeführt.

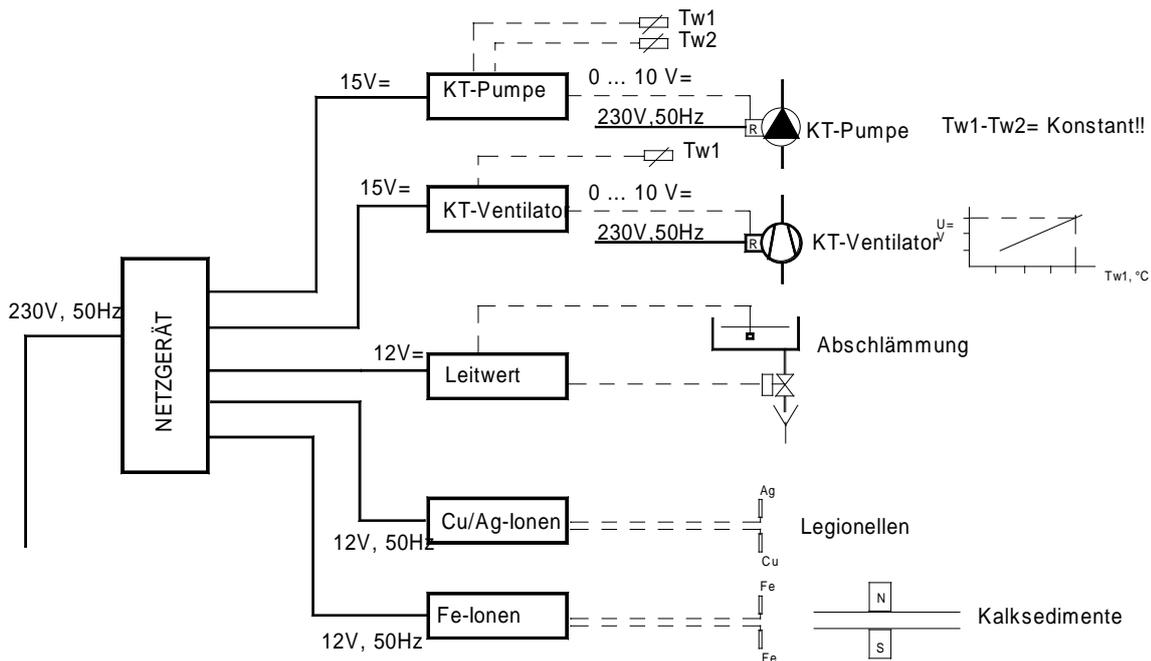


Abbildung 38: Komponenten der Kühlturmelektronik mit Sensoren und Aktoren

## 3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

### 3.1 Neue Simulationsmodelle

Es stehen als Projektergebnis zwei neue TRNSYS-Simulationsmodelle zur Verfügung:

Das erweiterte **drehzahlabhängige Simulationsmodell für Sorptionsrotoren** (Type 250) berechnet die Temperatur, relative bzw. absolute Luftfeuchte und Enthalpie auf der Austrittsseite von Prozessluft bzw. Regenerationsluft in Abhängigkeit der gewählten Drehzahl. Eingabewerte sind die Temperatur, die absolute Luftfeuchte auf der Eintrittsseite Prozessluft bzw. Regenerationsluft, die Drehzahl und die gewünschte Betriebsweise (Kühlen/Heizen).

Für die Modellierung einer **Absorptionskältemaschine** (PinkChiller PC19, Kälteleistung 19 kW) wurde diese anhand einer Matrix von Messpunkten experimentell untersucht, ein detailliertes Simulationsmodell erstellt und anhand dieses Modells wurde das Betriebsverhalten mittels Kennlinien abgebildet. Diese Kennlinien wurden als Type 1002 in TRNSYS implementiert und um das dynamische (Start- und Stopp-)Verhalten erweitert. Dabei wird bei Betriebspunktänderungen die thermische Trägheit der externen Kreise mit äquivalenten Speichertermen und Änderungen der internen Sammelbehälter-Füllstände berücksichtigt. Die resultierenden Modelle (EES und TRNSYS) zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Labormessungen im stationären und dynamischen Betrieb.

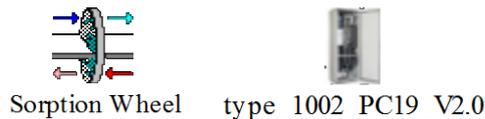


Abbildung 39: neue Simulationsmodelle

### 3.2 Ergebnisse der Untersuchung sorptionsgestützter Kühlung in Industrie und Gewerbe

Im Industriebereich wurden Lastprofile für Kühlung für ausgewählte Branchen (Molkerei, Brauerei, Papierindustrie, Supermarkt) erstellt. Daraus ist der mit Absorptionstechnik abdeckbare Kühllastanteil identifiziert worden.

Für die wirtschaftliche Evaluierung ausgewählter industrieller Lastprofile wurden in zwei Fallstudien (Supermarkt in Graz und in Palermo sowie Molkerei in der Steiermark) Investitions- und Betriebskosten aller Systemkomponenten inklusive der solarthermischen Anlage in einer dynamischen Amortisationsrechnung dargestellt. Für die Molkerei, im Fall dass die Antriebswärme vollständig durch prozessbedingte Abwärme bereitgestellt wird, konnten in der betrachteten Anwendung Amortisationszeiten zwischen 8 und 10 Jahren erreicht werden. Als Infrastrukturinvestition stellt die Absorptionskältemaschine somit eine zu prüfende Alternative dar. Verfügbare Abwärmeströme müssen dabei zusätzlich von Fall zu Fall nach einer internen Nutzung (Wärmetauschernetzwerk) betrachtet werden und können die Wirtschaftlichkeit der Investition deutlich positiv beeinflussen. Im Supermarkt dagegen, für solarthermische Kühlung und somit der Notwendigkeit einer Back-Up-KKM, wurden je nach Standort und Förderung dynamische Amortisationszeiten von >15 Jahren bzw. gar keine Amortisation innerhalb der angenommenen Lebensdauer der Anlage errechnet. Speziell am Standort Süditalien oder Gegenden mit ähnlichen Klimabedingungen wäre jedoch die vielversprechende Nutzung der solarthermischen Absorptionstechnik durch weitere Ausnutzung der Solarwärme für Heizzwecke noch weiter zu überprüfen.

Abbildung 40 zeigt die errechneten spezifischen Kältekosten für die Fallstudie Supermarkt Graz und die Fallstudie Molkerei, letztere unter der Hypothese, dass jederzeit ausreichend Antriebswärme aus anderen Prozessen zur Verfügung steht. Im Fall der Molkerei liegen dann die spezifischen Kosten für eine MWh erzeugte Kälte für die AKM wesentlich günstiger. Dabei wurde für die AKM mit einer Lebensdauer von 20 Jahren, für die KKM mit 15 Jahren gerechnet. Weitere wichtige Randbedingungen hierfür sind die höhere Ausnutzung der AKM, der Wegfall der Kosten für eine Spitzen-KKM und für die Solaranlage.

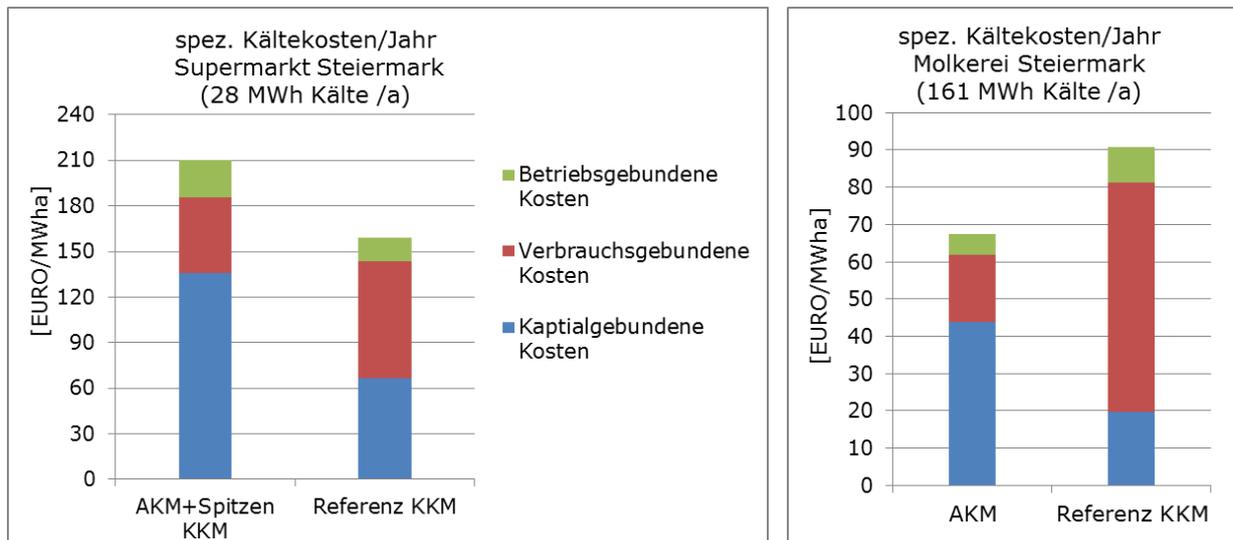


Abbildung 40: spezifische Kältekosten für Fallstudien Supermarkt und Molkerei

Wichtig im industriellen Bereich ist somit zum einen die sinnvolle Integration der Absorptionskältemaschine unter Nutzung vorhandener und nicht anderweitig benötigter Abwärmeströme bzw. eine entsprechende Auslegung der notwendigen Solarthermieanlage, sowie die weitere Entwicklung der Absorptionskältemaschinen hin zu verbesserten Leistungszahlen und eine Reduktion der Investitionskosten.

### 3.3 Ergebnisse aus Vergleich von Anlagenkonfigurationen und Regelstrategien

#### 3.3.1 Solare DEC-Anlagen:

Die Analyse der solaren DEC-Anlagen (**Basisvariante**) hat gezeigt, dass die erreichbaren Zuluftfeuchten stark mit den absoluten Außenluftfeuchten und geeigneten Regelstrategien zusammenhängen. Für moderates Klima ist diese Systemkonfiguration, bei Anwendungen mit gewissen Toleranzen für die gewünschte Zuluftfeuchte, eine interessante Alternative zu konventionellen Lüftungs- und Klimaanlage mit Kompressionskältetechnik, da ein sehr hohes PE-Einsparpotential in der Ganzjahresbetrachtung besteht [5]. Allerdings zeigt diese Systemkonfiguration in anderen Klimata mit höheren absoluten Außenluftfeuchten eine große Anzahl an Überschreitungsstunden der gewünschten Zuluftfeuchte, was den Innenraumkomfort negativ beeinflusst.

Die Einbindung eines **Zuluft-Kühlregisters** mit Entfeuchtungsfunktion ist an den hier untersuchten Vergleichsstandorten Athen (mediterranes Klima), Kairo (kontinental heißes Klima) und Honolulu (subtropisches Klima) erforderlich, um eine bestimmte Zulufttemperatur (z.B. 22 °C) und Zuluftfeuchte (z.B. 40 %) zu erreichen. Dabei spielt es wieder eine wesentliche Rolle für welche Betriebsmodi unter welchen Randbedingungen dieses Kühlregister aktiviert wird. Bei nicht

geeigneten Regelstrategien kann diese Systemkonfiguration zu einer negativen PE-Einsparung im Vergleich zu einer konventionellen Lüftungs- und Klimaanlage mit Kompressionskältetechnik führen. Im Vergleich zur Basisvariante wird in dieser Systemkonfiguration deutlich mehr Heizenergie zur Wiederaufheizung der Zuluft nach dem Kühlregister mit Entfeuchtungsfunktion benötigt. Dies ist in diesen Klimata ein weiteres Argument für eine Solarthermieanlage, da diese neben der Regeneration des Sorptionsrotors (solare Kühlung) auch für die Luftheizung effizient eingesetzt werden kann, sofern dies nicht ausreichend durch eine Wärmerückgewinnung gewährleistet werden könnte.

Die Adaptierung der Regelstrategien zur **Erweiterung der Trocknungsfunktion des Sorptionsrotors**, wenn genügend Wärme im Solarspeicher für die Regeneration vorhanden ist, hat einen signifikanten Einfluss auf die PE-Einsparung an den Vergleichsstandorten Athen, Kairo und Honolulu. Es ist energetisch sinnvoller, den Sorptionsrotor zur Trocknung der Zuluft einzusetzen (eine Regeneration über Solarthermie vorausgesetzt), als dies über ein Kühlregister zu gewährleisten.

Die **Solaranlagengröße** spielt vor allem in der Systemkonfiguration mit Zuluft-Kühlregister und erweiterter Trocknungsfunktion über den Sorptionsrotor eine wichtige Rolle. Da an allen der hier untersuchten Standorten wesentlich mehr Wärmebedarf – einerseits für die Wiederaufheizung der Zuluft nach dem Kühlregister, und andererseits durch den gestiegenen Energiebedarf für Regeneration des Sorptionsrotors – besteht, ist eine Vergrößerung der Solaranlage zu der empfohlenen Auslegung für solare DEC-Anlagen [7] sowohl für Bürogebäude, als auch für Hotels energetisch sinnvoll.

Die Ergebnisse zwischen den Gebäudetypen **Bürogebäude** und **Hotel** zeigen in Bezug auf die Wahl der Lüftungs- und Klimaanlage (solare DEC-Anlage oder REF-Anlage) keine signifikanten Unterschiede. An den Standorten Wien und Kairo zeigt das Hotel hierfür etwas höhere PE-Einsparungen als im Bürogebäude. Eine wesentliche Erhöhung der PE-Einsparung in den Hotels zeigt sich erst durch Vergrößerung der Solarkollektorfläche (siehe Tabelle 8), da sich hier der immense Warmwasserbedarf in Hotels widerspiegelt.

Die Ergebnisse von Kairo zeigen, dass heiße Standorte, die zumindest teilweise Entfeuchtung benötigen auch hohe PE-Einsparungen aufweisen. Hier kann die Vergrößerung des Solarkollektorfeldes und des Solarspeichers die Effizienz des Gesamtsystems signifikant erhöhen. In Athen zeigen sich ebenfalls gute Ergebnisse für PE-Einsparung, jedoch nicht so hohe wie in Wien und Kairo. An sehr feuchten Standorten wie Honolulu kann eine solare DEC-Anlage mit den hier untersuchten Systemkonfigurationen die Energieeffizienz der Lüftungs- und Klimaanlage erhöhen, aber ein Sorptionsrotor ist nicht genug, um die geforderte Entfeuchtungsleistung zu gewährleisten und der Großteil der Entfeuchtungsleistung bleibt beim Zuluft-Kühlregister.

*Zusammenfassung:* Die hier analysierten Systemkonfigurationen und Regelstrategien für solare DEC-Anlagen weisen durchaus interessante Ergebnisse und Tendenzen auf, die bei der Konzeption von solaren DEC-Anlagen unter ähnlichen klimatischen Bedingungen in Betracht gezogen werden sollten. Die Ergebnisse zeigen, dass nicht nur die Integration eines Kühlregisters erforderlich ist, um definierte Zuluftkonditionen an den ausgewählten Standorten zu erreichen, sondern auch, dass die Wahl der **Regelstrategien** für die gesamte Anlage wesentlich die erreichbaren PE-Einsparungen im Vergleich zu einer REF-Anlage beeinflussen.

Die hier untersuchten Regelstrategien zur **Dreifachnutzung der Solaranlage** für solare Kühlung (Heizregister Regeneration), Luftheizung (Zuluft-Heizregister) und Warmwasserbereitung haben gezeigt, dass aus energetischer Sicht eine vorrangige Regelung des Heizregisters Regeneration zu bevorzugen ist. Durch diese Strategie wird der Trocknungsbedarf über das Zuluft-Kühlregister, und somit gleichzeitig der Energiebedarf für Wiederaufheizung der Zuluft über das Zuluft-Heizregister verringert.

Der Vergleich der **unterschiedlichen Klimata** ergibt, dass die höchste PE-Einsparung am kältesten Standort der vier hier analysierten Standorte erreicht werden kann, nämlich Wien. Dies zeigt wieder die Relevanz des Sorptionsrotors in der Heizperiode, in der er als Enthalpierotor zur **Wärme- und Feuchterückgewinnung** fungiert, um hohe Energieeffizienz zu erreichen.

### 3.3.2 AKM-Anlagen im kleinen Leistungsbereich

Solarthermische Anlagen im kleinen Leistungsbereich erreichen bei mitteleuropäischem Klima und bei geringer Ausnutzung (Bürokühlung, weniger als 400 Vollaststunden) mit fossilem thermischem Back-Up keine überzeugenden primärenergetischen Einsparungen. Bei Verzicht auf ein fossiles thermisches Back-Up und stattdessen Einsatz einer KKM für die Spitzenlasten können jedoch bei gut geplanter Anlagenkonfiguration (ohne Kaltwasserspeicher) und entsprechender Regelstrategie PER-Werte (Primärenergetischer Nutzungsgrad) über 2 erreicht werden. Nur auf die solarthermische Kühlung bezogen, kann ein PER von über 2,6 erreicht werden. Es können unter den genannten Randbedingungen bis zu 46% nicht erneuerbare Primärenergie eingespart werden.

Die Kaltwasser-Vorlauftemperatur sollte nicht niedriger als unbedingt nötig gewählt werden, um optimale Werte sowohl beim thermischen als auch beim elektrischen SPF zu erzielen.

Die reine ONOFF-Regelstrategie hat sich als energetisch unergiebig erwiesen. Eine leistungsabhängige Massenstromregelung durch drehzahlgeregelte Pumpen und entsprechende regelungstechnische Ausrüstung empfiehlt sich unbedingt. Auch ist der Kühlturmventilator regelbar auszuführen, da der Luftmassenstrom die Kälteleistung noch stärker beeinflussen kann als der Kühlwassermassenstrom, und der Strombedarf nochmals bedeutend gesenkt werden kann.

Ist aus anlagentechnischen Gründen ein Kaltwasserspeicher unabkömmlich, sollte er das Minimalvolumen besitzen und die Regelung gut bedacht und ggf. in der ersten Betriebszeit angepasst werden. Ist zu erwarten, dass die AKM überwiegend in Teillast betrieben wird, und soll ein häufiges (mehrmals in der Stunde) Ein- und Ausschalten der Maschine unbedingt vermieden werden, ist die Schaltvariante mit 2 Sensoren oben und unten am Speicher gegenüber nur einem Sensor im Speicher vorzuziehen.

Das gesamte Optimierungspotential einer Anlage mit AKM <20 kW wurde durch **dynamische Regelung und Einsparung von Kaltwasserspeicher** in einer Höhe von **40% (SPF<sub>el,sc</sub> von 4,8 auf 6,7)** errechnet.

Der Stromverbrauch der AKM im Standbybetrieb kann sich beträchtlich auf die Gesamtbilanz auswirken. Bei der AKM im vorliegenden Beispiel (kein Kühlbedarf am Wochenende) macht der Standby-Stromverbrauch einen Anteil von 25% des AKM-Verbrauchs aus, auf den Gesamtstromverbrauch der Anlage bezogen sind es ca. 11%. Hier ist mit Kälteanlagen-Herstellern und -Betreibern eine Lösung zum kompletten Ausschalten der Maschine bei Stillstand zu suchen, unter Berücksichtigung nötiger Sicherheitsvorkehrungen (Vermeiden von Ammoniak-Austritt in die Raumluft). Selbstverständlich ist auch bei der Auswahl der Pumpen und der Regelungshardware auf geringen Standby-Verbrauch zu achten.

In Klimaregionen mit höherer Solareinstrahlung und längeren Kühlperioden verbessert sich die Primärenergieeffizienz entscheidend, wenn auch hier Leistungsregelung, optimale Abstimmung der Komponenten und weitest gehender Verzicht auf fossile Back-Up-Lösungen, sowie alle nicht unbedingt notwendigen Komponenten berücksichtigt werden. Unter den hier beschriebenen Randbedingungen konnten PER-Werte von über 3,3 erreicht werden, das entspricht Einsparungen nicht erneuerbarer Primärenergie von bis zu 61%. Unter anderem eine Differenzierung der Regelparameter für die Hochsommer- und die Übergangszeiten kann zu noch besseren Werten führen.

### 3.3.3 AKM zur Grundlastabdeckung und Vorkühlung im MW-Bereich

Entscheidend für eine primärenergetisch sinnvolle Anlage in der Grundlastkonfiguration ist die ideal abgestimmte Auslegung der Einzelkomponenten. Nur wenn genügend Antriebsleistung zur Verfügung steht, kann die AKM entsprechende Leistung erbringen. Dazu passend müssen die Pumpen erstens Hocheffizienzpumpen sein und zweitens die Regelstrategie (fixe Massenströme oder drehzahlgeregelt) angepasst sein. Nicht alle Pumpen müssen für diese Konfiguration (Grundlastdeckung) drehzahlgeregelt ausgeführt werden. Ein sinnvoll gewählter fixer Massenstrom

kann annähernd den gleichen Stromaufwand bei gleichem Ertrag bedeuten. Ein Beispiel ist hier der Kaltwasserkreis. Alle anderen Kreise wurden in der Simulation mit Pumpen mit variabler Drehzahl ausgestattet. Um eine Vereinfachung der Regelung zu erzielen und evtl. auch wirtschaftliche Optimierungen zu erreichen, könnte auch der Austreiberkreis oder sogar der Kühlturmventilator starr betrieben werden (letzterer nur auf Grund des Klimas in Singapur mit hoher Luftfeuchtigkeit und Außentemperatur). Wird der Kühlturmkreis wasserseitig geregelt, muss darauf geachtet werden, dass eine mögliche Teildurchströmung zu keinem massiven Leistungsabfall oder totalem Ausfall des Kühlturms führt. Die Performance der AKM ist wesentlich von der Kühlwassertemperatur abhängig.

Ein nicht zu vernachlässigbarer Punkt ist der Standby-Verbrauch. Wird eine Standby-Leistung von 1% der maximalen elektrischen Anschlussleistung angesetzt, ergibt das immer noch einen Anteil von ca. 6% an der jährlich verbrauchten Strommenge.

Zusammengefasst konnte gezeigt werden, dass die entscheidende Größe für einen primärenergetisch sinnvollen Betrieb die Auslegung der Komponenten ist. Durch ihre Optimierung kann eine Steigerung der elektrischen Arbeitszahl um ca. 60% erreicht werden. Weitere 10%-20% Erhöhung des  $SPF_{el}$  können mit Feinheiten der Reglereinstellungen bzw. Regelstrategien erreicht werden.

Große Anlagen (>1000kW), welche der Grundlastdeckung dienen, können, mit einer idealen Auslegung und relativ einfachen Regelungskonzepten, Primärenergieeinsparungen von >50% erreichen. Dabei wird bei den Kompressionskältemaschinen der Referenzanlagen ein  $SPF_{el}$  von 6 angesetzt. Solarunterstützte Anlagen dieser Größenordnung und Konfiguration können zumindest einen  $SPF_{el}$  von > 12 erreichen.

### 3.4 Erkenntnisse aus der Lebenszyklusanalyse

Basierend auf den Ergebnissen aus der Lebenszyklusanalyse können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Für Errichtung und Entsorgung haben solarthermische Kühlsysteme höhere Treibhausgasemissionen und einen höheren nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf als Systeme mit Kompressionskältemaschine und Gaskessel.
- Im Betrieb haben solarthermische Kühlsysteme - bei einer optimierten Betriebsweise – geringere Treibhausgasemissionen und einen geringeren nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf als Systeme mit Kompressionskältemaschine und Gaskessel.
- Bei Betrachtung des gesamten Lebenszyklus können solarthermische Kühlsysteme (bei optimierter Betriebsweise) die höheren Aufwendungen für Errichtung und Entsorgung kompensieren und weisen gegenüber Systemen mit KKM und Gaskessel in den hier untersuchten Fallbeispielen ein Reduktionspotential von Treibhausgasemissionen und nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf im Kühlbetrieb zwischen 35% bis 50% auf.
- Kühlsysteme auf Basis von KKM in Kombination mit PV-Anlagen haben Einsparungspotentiale in einer ähnlichen Größenordnung wie solarthermische Kühlsysteme. Ein wesentlicher Faktor ist jedoch die Dimensionierung der PV-Anlage und die Bewertung des erzeugten Überschussstroms bei Einspeisung ins Stromnetz.
- Wesentliche Faktoren für geringe Treibhausgasemissionen und einen geringen nicht erneuerbaren Primärenergiebedarf sind:
  - Lange Anlagenlebensdauern: Auf Grund des größeren Anteils von Errichtungs- und Entsorgungsphase am gesamten Lebenszyklus bei solarthermischen Kühlsystemen wirken sich lange Anlagenlebensdauern günstig aus.
  - Geringe Kältemittelverluste: Beim Einsatz von KKM (z.B. als Backup) mit Kältemitteln mit hohem Treibhausgaspotential (z.B. R410A) sollten die Kältemittelverluste in der Betriebsphase und bei Entsorgung möglichst gering gehalten werden.
  - Fachgerechte Wartung und Instandhaltung: Aus den zuvor genannten Gründen ist eine fachgerechte Wartung und Instandhaltung von Kühlsystemen von großer Bedeutung.

### 3.5 Schlussfolgerungen aus der praktischen Umsetzung

Auf der Grundlage gründlicher Auswertung der Monitoringergebnisse aus dem Betrieb solarthermischer Anlagen in den vergangenen Jahren wurden die gewonnenen Erkenntnisse sowohl für die Aufstellung der Simulationsmodelle (Komponenten und Systeme) als auch zur konkreten Umsetzung in bestehenden Anlagen genutzt.

Die wichtigsten Ergebnisse aus dieser Arbeit können wie folgt zusammengefasst werden:

Das Regelungskonzept der **DEC-Anlage** des Bürogebäude ENERGYBase in Wien wurde umprogrammiert, um den Fokus mehr auf die Zuluftfeuchte zu lenken als auf die Zulufttemperatur, da dies den Raumkomfort stärker beeinflusst.

In einer Anlage mit **Adsorptionskältemaschine** (7,5 kW Kühlleistung) in Wien konnte gezeigt werden, dass eine Regelstrategie, die die Ventilatorendrehzahl im Kühlturm mit den Besprühungspulsen koppelt, starke Einsparungen der elektrischen Energieverbräuche der Rückkühleinheit bewirken kann. Eine Optimierung der Besprühungsintervalle ist jedoch nur längerfristig und an einer Anlage, die entsprechend gewartet und betrieben wird, möglich und sinnvoll.

In zwei Anlagen mit **Absorptionskältemaschine** (19 kW Kühlleistung) in Gleisdorf konnten durch Fehlerortungen und funktionelle Verbesserungen, vor allem aber durch den Einsatz von dynamischer Leistungsregelung über Massenstromreduzierung in den externen Kreisen Verbesserungen der thermischen und elektrischen Arbeitszahlen erreicht werden. Sehr gute Monatsmittelwerte waren 0,61 für  $SPF_{th}$  und 6,2 für  $SPF_{el}$ . In einer 2. Anlage wurden im Tagesmittel  $SPF_{el}$  bis 8,7 erreicht. Da die Maßnahmen in dieser Anlage erst im letzten Projektsommer zum Tragen kamen, sind weitere Verbesserungen denkbar.

### 3.6 Ergebnis der Entwicklung des Kühlturm-Funktionsmusters

Bei der gegenständlichen Entwicklungsarbeit wurden vor allem drei Ziele verfolgt und auch erreicht:

- (1) Investitions- und Betriebskostensenkung durch geeignete Verfahrens- und Materialauswahl, sowie Senkung der Errichtungskosten durch Einmannmontage von kleinen Kühltürmen.
- (2) Verkleinerung des elektrischen Energieaufwandes durch Einsatz von hocheffizienten EC-Motoren für Ventilator und Pumpen. Entwicklung von Niederdrucksprühdüsen, die ausreichend kleine Tropfengrößen bei Druckverlusten um 0,1 bar erzeugen.
- (3) Senkung der Servicearbeiten durch weitgehende Automatisierung der hygienischen Maßnahmen (Desinfektion des Rückkühlwassers) und der Wasserhärtebegrenzung.

Aus Gründen der Hygiene im Rückkühlwasser wurde der Rieselkörper aus dem Kühlturm entfernt. Die Sprühdüsen und deren Anordnung wurden so optimiert, dass das spezifische Rückkühlvolumen des Kühlturmes bei 13 Liter/kW Rückkühlleistung realisiert werden konnte.

### 3.7 Broschüre

Der aktuelle Stand der Technik im Zusammenhang mit solarthermischem Kühlen und die wichtigsten über den Projektzeitraum gesammelten Erkenntnisse sind in einer Broschüre „Solares Kühlen – Technologien – Planung – Betrieb“ zusammengefasst. Diese ist im *Downloadzentrum der AEE INTEC* digital erhältlich.



## 4 Ausblick und Empfehlungen

Weiterführend zu den Schlussfolgerungen, die im Kapitel 3 zu den einzelnen Themenbereichen genannt wurden, soll „themenübergreifend“ hier nochmals auf die Wichtigkeit eines Mindest-Monitoring von solaren Kühlanlagen sowie die Förderung des Anlagenverständnisses des Facility Managers bzw. Einschulung verantwortlicher Mitarbeiter hingewiesen werden.

Weiterer Forschungsbedarf wird in folgenden Aspekten gesehen:

- Die Entwicklung weiterer Simulationsmodelle mit dynamischem Verhalten, z.B. für Adsorptionskältemaschinen sowie für 2stufige und 3stufige Absorptionskältemaschinen, wird als notwendig erachtet, da die vorliegenden Arbeiten bestätigen, dass mithilfe realitätsnaher Simulation optimale Anlagenkonfigurationen, Betriebsweisen und Regelstrategien im Vorfeld entwickelt und dann gezielt umgesetzt werden können. Dies gilt nicht nur für solarthermisch betriebene Kühlung, sondern auch für Nutzung von Abwärme bzw. hybride Systeme.
- Die dynamische Leistungsregelung der PC19 kann noch wesentlich besser ausgeschöpft werden, der lineare Ansatz sollte durch nicht-lineare und von andern Parametern abhängige Algorithmen erweitert werden.
- Die Reduzierung des Primärenergiebedarfs für thermische Kühlung ist im Zusammenhang mit der Gebäuderegulung weiter zu verbessern. Durch kontinuierliche Anpassung der Leistung an die tatsächliche Kühllast kann eine Überschussproduktion an Kälte vermieden werden.
- $SPF_{el} > 10$  sollten durch richtige Komponentenauswahl und dynamische Leistungsregelung immer erreicht werden.
- Systemkonfigurationen sollten hinsichtlich Wirtschaftlichkeit optimiert werden, nicht unbedingt erforderliche Komponenten können eingespart bzw. in hybriden System mehrfach genutzt werden (z.B. Rückkühlung).
- Bei der Zuverlässigkeit der Rückkühltechnik einschließlich Wasseraufbereitung für offene Kühltürme gibt es noch großes Verbesserungspotential.
- Da durch den rasanten Fortschritt auf dem PV-Markt die Erweiterung der Betrachtungen von solarthermischen auf solarelektrische Systeme bzw. Kombinationen aus beiden als notwendig gesehen wird, ist in Zukunft die Kompressionskältetechnik und ihre aktuelle Entwicklung viel detaillierter zu betrachten. Im Rahmen dieses Projektes lag der Fokus auf der thermischen Kälteerzeugung, und den Autoren ist bewusst, dass viele Vergleiche stark vereinfacht vorgenommen wurden. Für künftige Forschungsarbeit zum Thema Kühlen sind beide Technologien unbedingt mit gleicher Genauigkeit zu betrachten.

## 5 Literaturverzeichnis

- [1] Jordan, U. & Vajen, K., 2003. *DHWcalc - Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis*. Version 1.10 Hrsg. s.l.:Universität Kassel.
- [2] Mair am Tinkhof, O., 2012. *Entwicklung eines drehzahlabhängigen Sorptionsrotor-Modells in TRNSYS*, Wien: FH Technikum Wien.
- [3] Napolitano A. et al., 2011. *Monitoring Procedure for Solar Cooling Systems*, Bolzano: IEA SHC Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration.
- [4] Preisler A., 2014. *Potenzialanalyse zur Optimierung von solaren desiccant evaporative cooling (DEC) Anlagen im Ganzjahresbetrieb mittels Systemkonfiguration*, s.l.: Donau-Universität Krems.
- [5] Preisler A. & Brychta M., 2012. *High Potential of Full Year Operation with Solar Driven Desiccant Evaporative Cooling Systems*. s.l., Elsevier Ltd., pp. 668-675.
- [6] Preisler A., Brychta M. & Dubisch F., 2012. *Anlageneinzelbericht: Solargestützte DEC-Anlage ENERGYbase*, Wien: SolarCooling Monitor - Evaluierung Energieeffizienz und Betriebserfahrungen von solarthermischen Kühlanlagen zur Gebäudekühlung in Österreich.
- [7] Preisler A. et al., 2008. *ROCOCO - Reduction of costs of Solar Cooling systems*, Vienna: European Project in the 6th Framework Programme, TREN/05/FP6EN/SO7.54855/020094, Specific Support Action.
- [8] Preisler A., Thür A., Neyer D., Hilbert F., 2012. *SolarCooling Monitor - Evaluierung Energieeffizienz und Betriebserfahrungen von solarthermischen Kühlanlagen zur Gebäudekühlung in Österreich*, Wien: Energie- und Umweltforschung.
- [9] Ruivo C., Costa J. & Figueiredo A. K. A., 2012. *Effectiveness parameters for the prediction of the global performance of desiccant wheels – An assessment based on experimental data*. Maryland Heights, Science Direct, pp. 181-187.
- [10] Hannl D., Rieberer R., Analyse einer Ammoniak/Wasser Absorptionskälteanlage – Betriebserfahrungen und Simulationsmodellbildung, DKV-Tagung 2012, Würzburg, Deutschland
- [11] Neyer D., Hannl D, Nocke B., Entwicklung eines Simulationsmodells einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für Jahressimulationen in TRNSYS, 23. Symposium "Thermische Solarenergie" Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 2013
- [12] Neyer D., Nocke B., Thür A., Brychta M., Dynamic power control of a small capacity chiller, modeling and first results, 5th International Conference Solar Air Conditioning Bad Krozingen, Germany, 2013
- [13] Neyer D., Thür A., Nocke B., "Simulationsgestützte Optimierung der dynamischen Leistungsregelung von solarthermischer Kältebereitstellung mittels einer Absorptionskältemaschine", 24. Symposium Solarthermie 2014, D-Bad Staffelstein
- [14] Neyer D., Schubert M., "Practical experience and simulation of a large solar thermal driven cooling plant in Singapore", 5th International Conference Solar Air-Conditioning 2013, D-Bad Krozingen
- [15] TRNSYS 17.1 The Transient Energy System Simulation Tool, <http://www.trnsys.com>
- [16] „Solares Kühlen – Technologie – Planung – Betrieb“, Broschüre im Rahmen von SolarCooling Opt (Neue Energien 2020, FFG-Nr.825544), 2013
- [17] SIA 2024, 2006. *Standard-Nutzungsbedingungen für Energie- und Gebäudetechnik*. Zürich: Schweizerischer Ingenieur- und Architekturverein
- [18] Moser, H.; Podesser, E.: Hygienic Aspects of Small Wet Cooling Towers, IEA, Solar Heating & Cooling Programme, Task 38, Solar Air Conditioning and Refrigeration, Technical Report

## 6 Anhang

- Anhang 1 **Type 1002 – Pink Chiller PC 19 -Documentation/Parameter/Input/Output**  
(D.3.1)
- Anhang 2 **Type 250: Speed dependent desiccant wheel**  
(D.3.2)
- Anhang 3 **„Potenzialanalyse zur Optimierung von solaren desiccant evaporative cooling (DEC) Anlagen im Ganzjahresbetrieb mittels Systemkonfiguration“**  
(D.5.1/6.2 - 1)
- Anhang 4 **„Bericht über optimierte Systeme, Regelstrategien und ihre Energieeinsparpotenziale - Absorptionskältemaschine NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, Kälteleistung 19 kW“**  
(D.5.1/6.2 - 2)
- Anhang 5 **„Bericht über optimierte Systeme, Regelstrategien und ihre Energieeinsparpotenziale - Absorptionskältemaschine H<sub>2</sub>O-LiBr, Kälteleistung 1450 kW“**  
(D.5.1/6.2 - 3)
- Anhang 6 **„Bewertung der Primärenergieeffizienz und der Treibhausgasreduktion im Lebenszyklus“ (D.7)**
- Anhang 7 **„State of the Art – Effizienzsteigerungspotentiale“**  
(D.2.1)
- Anhang 8 **„Hygienische & EnergieEffiziente nasse Rückkühlung“**  
(D.8.2)