

## **Simulationsbasierte Planung solar betriebener Kälteanlagen an zwei Beispielen aus der Praxis**

Dirk Pietruschka<sup>1\*</sup>, Antoine Dalibard<sup>1</sup>, Ursula Eicker<sup>1</sup>, Jürgen Schumacher<sup>1</sup>, Victor Hanby<sup>2</sup>  
zafh.net - Centre of Applied Research Sustainable Energy Technologies

<sup>1</sup>University of Applied Sciences Stuttgart<sup>1</sup>, Schellingstr.24, 70174 Stuttgart,

<sup>2</sup>Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University,  
The Gateway, Leicester LE1 9BH UK

\*dirk.pietruschka@hft-stuttgart.de, Tel +49 711 8926 2674, Fax +49 711 8926 2698

### **1. Einleitung**

Im Gegensatz zu elektrisch betriebenen Kompressionsanlagen, die im wesentlichen anhand der aus dem Gebäudedesign und den klimatischen Randbedingungen resultierenden maximalen Kühllast dimensioniert werden, müssen bei der Planung und Dimensionierung von solar betriebenen Kälteanlagen das Regelkonzept der Gesamtanlage und vor allem der zeitliche Verlauf der Kühllast Berücksichtigung finden. Einfache Dimensionierungsmethoden, basierend auf der maximalen Kühllast, sind für die Planung von solar betriebenen Kälteanlagen nicht geeignet, um den zu erwartenden solaren Deckungsgrad hinreichend genau zu ermitteln [1-3]. Die zeitgleiche Simulation des Kälteenergiebedarfs des Gebäudes und der gesamten Kälteanlage liefert demgegenüber wesentlich verlässlichere Ergebnisse. Einfache Dimensionierungsverfahren wurde durch Henning [4] und andere [5-7] entwickelt und veröffentlicht, die stündliche Kühllastfiles des Gebäudes mit der Kollektorgleichung, einem Energiebilanzmodell für den Speicher und einem als konstant angenommenem COP für die Kältemaschine kombinieren. Wesentlicher Nachteil dieser Methode ist, dass der Einfluss der Vor- und Rücklauftemperaturen des Kältekreislaufs, des Temperaturniveaus am Absorber und Kondensator sowie unterschiedliche Regelungskonzepte der Kältemaschinen unberücksichtigt bleiben bzw. nur durch einen konstant höher bzw. tiefer gewählten COP in die Berechnungen einfließen. Detaillierte Simulationen des Gebäudes inklusive der solaren Kälteanlage sind mit marktgängigen Simulationsprogrammen grundsätzlich möglich, sie sind jedoch sehr zeitaufwändig in der Eingabe und erfordern ein sehr hohes Maß an Fachwissen und Erfahrung um verlässliche Ergebnisse zu produzieren.

Von den Autoren wurden in den letzten Jahren detaillierte Simulationsmodelle zur Simulation von Gebäuden, offenen und geschlossenen thermischen Kühlsystemen inklusive der notwendigen Modelle für die solarthermische Periferie entwickelt und in die Simulationsumgebung INSEL [8] implementiert. Aufgesetzt auf INSEL wurde nun eine Oberfläche entwickelt, die eine sehr schnelle und unkomplizierte Modellierung von Gesamtsystemen selbst komplexer solar betriebener Kälteanlagen ermöglicht.

Es können sowohl offene DEC Systeme als auch geschlossene Absorptions- und Adsorptionskälteanlagen mit unterschiedlichen Regelungskonzepten simuliert werden. Für die Einzelkomponenten wie Solarkollektoren und Speicher, Sorptionsrad, Ab- und Adsorptionskälteanlage etc. stehen umfangreiche Datenbanken zur Verfügung, die vom Nutzer jederzeit erweitert werden können. Der erfolgreiche Einsatz dieser Simulationssoftware zur Planung und Dimensionierung von solar betriebenen Kälteanlagen soll an zwei Beispielen aus der Praxis demonstriert werden, die am zafh.net in Stuttgart entwickelt wurde. Im ersten Beispiel wird die Entwicklung und Optimierung eines solaren Kühlkonzepts für eine bestehende ca. 2000 m<sup>2</sup> große Gewerbehalle eines Werkzeugbauers vorgestellt. Durch die relativ hohen externen und internen Lasten traten in dieser Halle im Sommer vermehrt deutlich überhöhter Raumtemperaturen auf, durch die nicht zuletzt die geforderte hohe Präzision der gefertigten Werkzeugteile gefährdet wird. Es werden Simulationsergebnisse unterschiedlicher Varianten vorgestellt, die im Rahmen der Planung untersucht und bewertet wurden.

Beim zweiten Praxisbeispiel handelt es sich um ein bestehendes innovatives Bürogebäude mit ca. 25.000 m<sup>2</sup> Bruttogeschossfläche der Firma FESTO in Esslingen. Zur Kühlung des Gebäudes werden insgesamt drei MYCOM Adsorptionskälteanlagen mit einer Kälteleistung von jeweils 353 kW eingesetzt. Außerdem ist das Gebäude mit zahlreichen thermisch aktivierten Bohrpfählen zur unterstützenden Kühlung ausgestattet. Die Kälteverteilung erfolgt im Gebäude durch die thermisch aktivierten massiven Geschosdecken des Gebäudes sowie durch die installierten Lüftungsanlagen. Die Antriebswärme der Adsorptionskälteanlagen wird derzeit zum Teil durch Abwärme der Kompressoren des Produktionsbetriebs (ca. 400 – 500 kW) und zum Teil durch mehrere Gaskessel gedeckt. Da der Anteil der Kompressorabwärme am Gesamtwärmebedarf der Kältemaschinen recht gering ist, soll eine ca. 1200 m<sup>2</sup> große solarthermische Anlage installiert werden, die im Sommer zum Betrieb der Kälteanlagen und im Winter zur Heizungsunterstützung eingesetzt werden kann. Für diese Anlage waren unterschiedliche Regelungskonzepte hinsichtlich Steuerung der Pumpe der Solaranlage und hinsichtlich der Einbindung in das Heiznetz des Gebäudes zu untersuchen, deren Ergebnisse nachfolgend vorgestellt werden.

## **2. Beispiel 1: Werkhalle der ft-Fertigungstechnik GmbH**

In der ca. 2000 m<sup>2</sup> großen Werkhalle der ft-Fertigungstechnik GmbH in Viernheim traten durch die relativ hohen externen und internen Lasten im Sommer vermehrt deutlich überhöhte Raumtemperaturen auf, durch die die erforderliche Präzision der

gefertigten Werkzeugteile gefährdet wird. Für diese Werkhalle wurde daher ein Konzept zur solaren Klimatisierung auf Basis einer geschlossenen Absorptionskältemaschine erstellt. Hierzu wurde nach einer detaillierten Analyse der hohen inneren Lasten zunächst der zeitliche Verlauf der erforderlichen Kühllast durch Jahrssimulationen mit TRNSYS ermittelt. Die Simulationsrechnungen zur Dimensionierung der solar betriebenen Kältemaschine wurden mit INSEL basierend auf der neuen sehr einfach zu bedienenden INSEL-Cool Oberfläche durchgeführt. Aus ökonomischen Gründen sollen die vorhandenen dezentralen Hallenzu-/umlufthanlagen bestehend aus Einzellüftungsgeräten mit Luft-/Wasserwärmetauschern genutzt werden, so dass zur Kälteverteilung ein Temperaturniveau von 7°C Vorlauf- und 13 °C Rücklauftemperatur angestrebt wird. Die Kältemaschine wurde zu Gunsten einer effizienteren Betriebsweise mit einer Nennkälteleistung von 140 kW (z.B. EAW 140 SE) gegenüber der im Rahmen der dynamischen Gebäudesimulation ermittelten, nur kurzzeitig auftretenden, maximalen Kühllast von 160 kW bewusst etwas kleiner dimensioniert. Die geringere Kälteleistung kann jedoch bei Bedarf durch Anhebung der Generatoreintrittstemperatur von 86°C im Nennbetriebszustand auf 90 – 95 °C in gewissem Umfang ausgeglichen werden. Der zu erreichende solare Deckungsgrad hängt neben den klimatischen Randbedingungen, der Kollektorfläche und dem zeitlichen Verlauf und Höhe der Kühllast auch entscheidend von der Art der Regelung der AKM, der Art der Rückkühlung und dem Temperaturniveau der Kälteverteilung ab. Um diese Effekte zu veranschaulichen wurden folgende Varianten untersucht:

**Tabelle 1: Untersuchte Varianten**

	Variante 1 (Basis)	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Rückkühlung	Nasskühlturm	Nasskühlturm	Nasskühlturm	<b>Trockene RK</b>
Regelung der Generatoreintrittstemperatur der AKM	Gleitend zwischen 70 und 95°C, je nach Solarangebot und erf. Kälteleistung	<b>Konstant 86°C bzw. 95°C</b>	Gleitend zwischen 70 und 95°C, je nach Solarangebot und erf. Kälteleistung	Gleitend zwischen 70 und 95°C, je nach Solarangebot und erf. Kältelevel.
Kälteverteilung	7°C/13°C über Lüftungsanlage	7°C/13°C über Lüftungsanlage	<b>15°C/21°C Kühldecke</b>	<b>15°C/21°C Kühldecke</b>

Zur Dimensionierung der solaren Kälteanlage auf einen solaren Deckungsgrad von 70% wurden in der Simulation für Variante 1 (Basisvariante mit gleitend geregelter Generatortemperatur und Nasskühlturm) die erforderliche Größe der Kollektorfläche und des Wärmespeichers durch Parametervariationen ermittelt. Die Größe des Kältespeichers wurde dagegen mit einem Volumen von 6 m<sup>3</sup> konstant gehalten. Wie aus

Abbildung 1 zu erkennen ist, werden für einen solaren Deckungsgrad von 70 % z.B. 400 m<sup>2</sup> nach Süden ausgerichtete Vakuumröhrenkollektoren mit einem Neigungswinkel von 30° erforderlich, wenn diese mit einem Wärmespeicher mit einem Speichervolumen von 20 m<sup>3</sup> kombiniert werden.

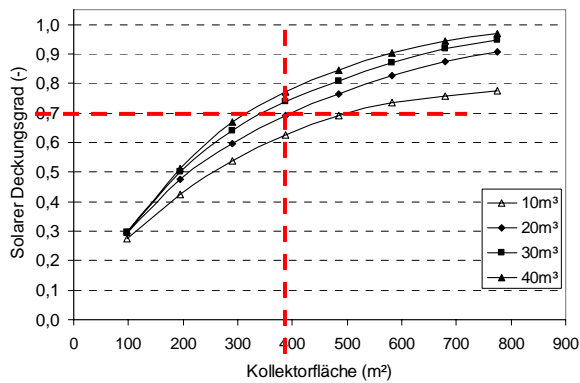


Abbildung 1: Ergebnisse der Parametervariation für Variante 1 zur Ermittlung der erforderlichen Kollektor- und Speicherdimension

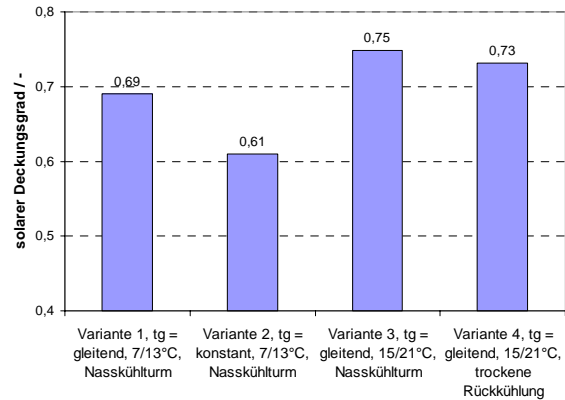


Abbildung 2: Einfluss von unterschiedlichen Regelungs-, Kälteverteilungs- und Rückkühlkonzepten

Zur Veranschaulichung des Einflusses unterschiedlicher Regelungskonzepte und Konzepte zur Kälteverteilung sind die bei gleicher Kollektorfläche und gleichem Speichervolumen ermittelten solaren Deckungsgrade für die übrigen untersuchten Varianten in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** im Vergleich zu Variante 1 dargestellt. Diese Grafik zeigt sehr anschaulich, dass im Vergleich zu Variante 1 ein Betrieb der AKM mit konstanter Generator Temperatur (Variante 2) auf Grund der schlechteren Ausnutzung der solar bereitgestellten Wärmeenergie den erreichten solaren Deckungsgrad um 8 % reduziert. Um für Variante 2 einen solaren Deckungsgrad von 70% zu erreichen würde eine Kollektorfläche von 500 m<sup>2</sup>, also 100 m<sup>2</sup> mehr als bei Variante 1 erforderlich. Wird bei variabler Generator Temperatur das Temperaturniveau der Kälteverteilung von 7/12°C (Umluftkühlung, Variante 1) auf 15/21°C angehoben (Kühldecke, Variante 3) erhöht sich der solare Deckungsgrad durch den effizienteren Betrieb der AKM um 6 % wenn ebenfalls ein Nasskühlturm zur Rückkühlung eingesetzt wird. Im Falle einer trockenen Rückkühlung (Variante 4) erhöht sich der solare Deckungsgrad gegenüber Variante 1 lediglich um 4 %. Um für Variante 3 bzw. 4 einen solaren Deckungsgrad von 70% zu erreichen, wird im Vergleich zu Variante 1 eine um 65 m<sup>2</sup> bzw. 50 m<sup>2</sup> geringere Kollektorfläche erforderlich. Insgesamt zeigen diese Ergebnisse, dass bei der Dimensionierung solar betriebener Absorptionskältemaschinen neben dem Verlauf und der Höhe der Kühllast des betrachteten Gebäudes insbesondere die Regelung der AKM, das gewählte System zur Kälteverteilung und die Art der Rückkühlung

einen deutlichen Einfluss auf den erreichten solaren Deckungsgrad und somit auf die Wirtschaftlichkeit der Kälteanlage haben.

### **3. Beispiel 2: Bürogebäude der FESTO AG & CO. KG in Esslingen**

#### **3.1 Heiz- und Kühlkonzept des Gebäudes**

Das innovative Bürogebäude der Firma FESTO in Esslingen (Abbildung 3) mit ca. 25.000 m<sup>2</sup> Bruttogeschossfläche wird im Sommer über insgesamt drei MYCOM TYP ADR-100 Adsorptionskälteanlagen mit einer Nennkälteleistung von jeweils 353 kW sowie über zahlreiche thermisch aktivierte Bohrpfähle zur unterstützenden Klimatisierung gekühlt. Die Kälteverteilung erfolgt im Gebäude zum einen über die Lüftungsanlagen, die über die Adsorptionskältemaschinen mit Kälte versorgt werden und zum anderen über die thermisch aktivierten massiven Geschossdecken des Gebäudes, die im Wesentlichen durch die aktivierten Bohrpfähle gekühlt werden. Die erforderliche Wärmeenergie zum Betrieb der Adsorptionskältemaschinen (max. 1750 kW) wird zum Teil aus der rückgewonnenen Abwärme der im Werk eingesetzten Kompressoren (max. ca. 500 kW) und bei höherer Kälteanforderung zusätzlich über mehrere Gaskessel bereitgestellt. Um den regenerativen Anteil an der zugeführten Wärmeenergie drastisch zu erhöhen, wird derzeit die Wärmerückgewinnung der Kompressorabwärme optimiert. Außerdem soll eine ca. 1200 m<sup>2</sup> große Kollektoranlage aus Vakuumröhrenkollektoren auf die nach Süden ausgerichteten Sheddächer einer Werkhalle installiert werden. Im Heizbetrieb wird die solar erzeugte Wärmeenergie zunächst an die Bauteilaktivierung übergeben. Sofern diese nicht mehr die gesamte solare Wärmemenge abnehmen kann, wird diese dem Hauptverteiler der Heizungsanlage zugeführt, über den auch die Adsorptionskältemaschinen mit Wärme versorgt werden.



Abbildung 3: Bürogebäude der Fa. FESTO AG & Co. KG in Esslingen

### **3.2 Komponenten der geplanten Solaranlage**

Die von der geplanten Solaranlage erzeugte Wärmeenergie (max. ca. 600 kW) soll im Sommer zum Betrieb der Adsorptionskältemaschinen und im Winter im Wesentlichen zur Beheizung der thermisch aktivierten Betondecken eines Teilgebäudes (max. 200 kW) herangezogen werden. Zur Installation der geplanten Kollektoranlage stehen nach Süden orientierte Sheddächer mit einer Neigung von 25° zur Verfügung, die bei kompletter Belegung Kollektoren mit einer Fläche von insgesamt 1218 m<sup>2</sup> aufnehmen können. Nach derzeitiger Planung und Ausschreibung sind zur Installation Vakuum-Röhrenkollektoren der Fa. Paradigma mit folgender Verschaltung vorgesehen.

- Kollektoren:
  - Kollektorfläche: 1218 m<sup>2</sup>
  - Kollektortyp: Paradigma Vakuumröhrenkollektoren Typ CPC
    - 58 Paradigma CPC 30 mit je 3,0 m<sup>2</sup> Absorberfläche
    - 232 Paradigma CPC 45 mit je 4,5 m<sup>2</sup> Absorberfläche
  - Verschaltung: alle parallel
  - Ausrichtung: Süd
  - Neigung: 25°
  
- Wärmespeicher: Zwei in Reihe geschaltete Wärmespeicher mit je 7 m<sup>3</sup> Speicherinhalt
  
- Anbindung: Die Solarkollektoren sind direkt mit dem Speicher ohne zusätzlichen Wärmetauscher verbunden und werden mit Wasser ohne Frostschutzzusatz durchströmt. Der erforderliche Frostschutz wird regelungstechnisch durch kurzzeitiges Durchströmen der Kollektoren bei Frostgefahr gewährleistet.

### **3.3 Einbindung der Solaranlage in das Wärmeverteilnetz**

#### **I. Sommerfall:**

Im Sommerbetrieb wird die von der Solaranlage bereitgestellte Wärme an das Hauptverteilnetz der Heizungsanlage übergeben über das auch die Adsorptionskältemaschinen mit Wärme versorgt werden.

- Temperaturniveaus: - Speicherseitig 70/60°C
- Heizungsnetz 70/60°C
- Maximale Übertragungsleistung: 600 kW

#### **I. Winterfall:**

a) Sofern eine ausreichend hohe Wärmeabnahme gegeben ist, erfolgt die Übertragung der solar erzeugten Wärme über einen zusätzlichen Wärmetauscher an die Bauteilaktivierung eines Teilgebäudes.

- Temperaturniveaus: - Speicherseitig 50/30°C
- Bauteilaktivierung 28/25°C
- Maximale Übertragungsleistung: 200 kW

b) Sofern die Solaranlage mehr als 200 kW liefert, d.h. nicht mehr die gesamte Wärmemenge von der Bauteilaktivierung abgenommen werden kann, wird für den gesamten restlichen Tag auf Sommerbetrieb umgestellt, sobald die Wärmespeicher 75% Füllungsgrad bei 70°C erreicht haben. Die von der Solaranlage bereitgestellte Wärme wird in diesem Fall an das Hauptverteilnetz der Heizungsanlage übergeben.

- Temperaturniveaus: - Speicherseitig 70/60°C
- Heizungsnetz 70/60°C
- Maximale Übertragungsleistung: 600 kW

Die geplante Einbindung der Solaranlage in das Heizungsnetz ist in Abbildung 4 schematisch als Prinzipskizze ohne hydraulische Details dargestellt.

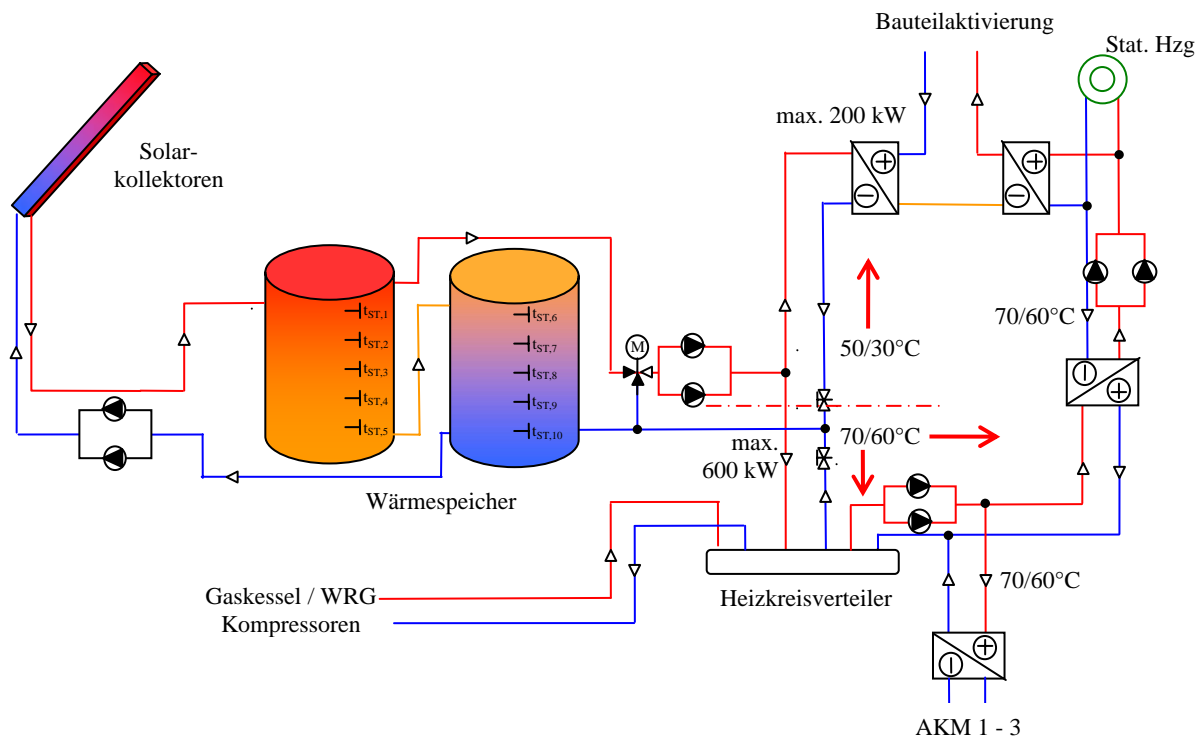


Abbildung 4: Systemskizze zur Einbindung der Solaranlage in das Heizungsnetz

### 3.4 Untersuchte Varianten zur Regelung der Solaranlage

Variante 1 (Basisvariante):

- Speicherladeregelung

Kollektorpumpe mit konstantem Volumenstrom von 24,36 m<sup>3</sup>/h; Pumpe ein wenn Kollektortemperatur > 70°C + 5K im Sommer und > 50°C + 5K im Winter, aus wenn Kollektorausstrittstemperatur < 70°C im Sommer und < 50°C im Winter und bei Speichertemperaturen ≥ 95°C (On/Off-Prinzip)

- Regelung der Wärmelast

- Die ins Wärmenetz abgegebene Last wird durch eine Volumenstromregelung der lastseitigen Pumpe näherungsweise der von der Solaranlage momentan gelieferten Wärmeenergie angepasst. Die lastseitige Pumpe wird abgestellt sobald die höchste Speichertemperatur kleiner als die erforderliche Vorlauftemperatur des Heizkreises ist und wieder eingestellt sobald die Speicher einen Ladezustand von 70% erreicht haben.
- Winterbetrieb: Vorrangige Versorgung der Bauteilaktivierung (50/30°C primär, max. 600 kW); Umschaltung auf Sommerbetrieb, d.h. auf den Hauptverteiler der Heizungsanlage (70/60°C) wenn von der Solaranlage mehr Heizenergie geliefert wird als die Betonkernaktivierung aufnehmen und wenn die Speicherbeladung > 75% bei 70°C erreicht hat.
- Sommerbetrieb: Die solar erzeugte Wärmeenergie wird dem Hauptverteiler der Heizungsanlage (70/60°C primär, max. ca. 600 kW) zugeführt, über den die Adsorptionskältemaschinen versorgt werden.
- Umschaltung Sommer -> Winter wenn an 5 aufeinander folgenden Tagen die mittlere Außentemperatur von 15°C unterschritten wird.

**Variante 2:** Wie Variante 1, jedoch mit Volumenstromregelung der Pumpe der Solaranlage. Reduktion des Massenstroms bei geringer Einstrahlung, so dass die Kollektorausstrittstemperatur die erforderliche Temperatur der Last (50°C im Winter / 70°C im Sommer erreicht) + 5 K erreicht.

**Variante 3:** Wie Variante 2, jedoch wurde für den Winterbetrieb (Bauteilaktivierung) die Vorlauftemperatur vom Solarspeicher zum Wärmetauscher durch einer entsprechende Anhebung des Volumenstroms von 50°C auf 40°C bei gleicher Rücklauftemperatur von 30°C abgesenkt.

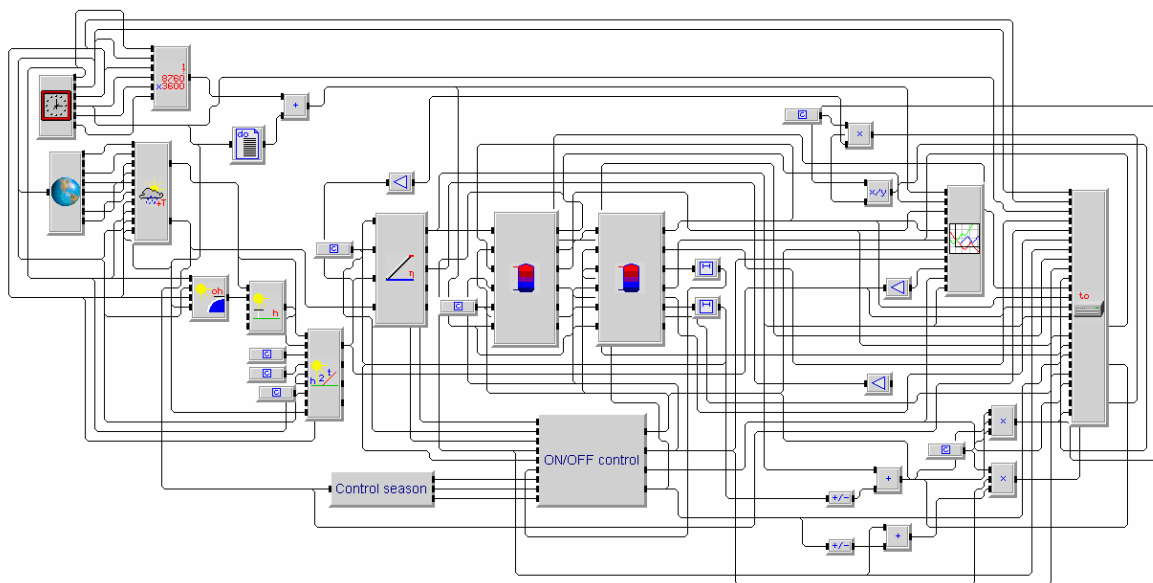
### **3.5 Simulationsmodell und Randbedingungen**

#### **3.5.1 Simulationsmodell der geplanten Solaranlage**

Das Simulationsmodell zur Analyse und Bewertung der geplanten Solaranlage und der o.g. Varianten zur Regelung wurde in der Simulationsumgebung INSEL erstellt. Auf Grund der komplexen Einbindung der Solaranlage in das Verteilnetz der Heizungsanlage wurde das Simulationsmodell in diesem Fall nicht im INSEL-Cool Programm sondern auf der graphischen Programmierenebene von INSEL (HPVEE)

separat erstellt. Hier stehen die Simulationsmodelle für alle erforderlichen Komponenten in Pull-downmenüs zur Verfügung und können auf der graphischen Oberfläche relativ einfach zum Gesamtmodell verknüpft werden. Die Regler wurden sofern sie nicht schon als eigene Reglerblocks vorhanden waren über einfache logische Funktionen umgesetzt.

Die Solarkollektoren wurden zunächst in allen Varianten über statische Simulationsmodelle abgebildet. Da die On/Off-Regelung der Solarpumpe in Variante 1 mit einem statischen Kollektormodell auf Grund der Speichereffekte in den Kollektoren nicht ganz korrekt abgebildet werden kann, wird für diese Variante derzeit ein dynamisches Modell der Solarkollektoren entwickelt mit dem diese Variante dann detailliert untersucht werden soll. Die Ergebnisse des dynamischen Modells werden im Rahmen des Vortrags vorgestellt. Die beiden je 7 m<sup>3</sup> großen Speicher wurden über zwei in Reihe geschaltete Schichtenspeichermodelle im Gesamtmodell abgebildet. Das erstellte Simulationsmodell ist in Abbildung 5 dargestellt.



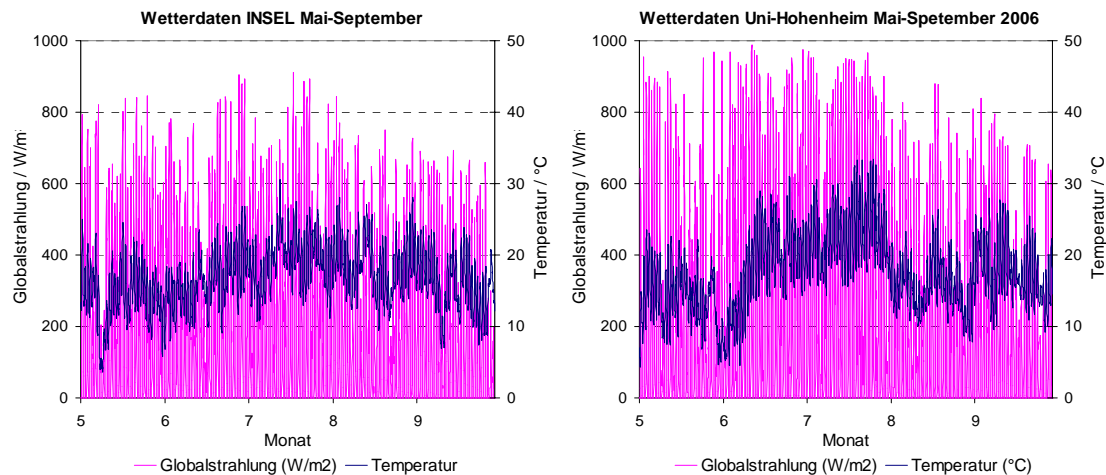
**Abbildung 5: Simulationsmodell der Solaranlage in INSEL**

### **3.5.2 Randbedingungen der Simulationsrechnungen**

Die Jahressimulationen wurden für die untersuchten Varianten 1-4 mit einem Wetterdatensatz für das langjährige Mittel für den Standort Stuttgart aus der INSEL Wetterdatenbank durchgeführt. Die hierbei berücksichtigte Außentemperatur und die solare Globalstrahlung auf die horizontale sind in Abbildung 6 dargestellt.

Da zum Betrieb der Adsorptionskältemaschinen hinsichtlich der erzeugten Kälteleistung und der hierzu benötigten Wärmeenergie detaillierte Messdaten vorlagen, wurde dieser Zeitraum zusätzlich mit realen Wetterdaten von 2006 der nahe gelegenen Wetterstation der Universität Hohenheim (Abbildung 6) für Variante

1-2 untersucht. Diese Simulationsrechnungen ermöglichen die Ermittlung des real zu erwartenden solaren Deckungsgrad am Wärmebedarf der Adsorptionskältemaschinen im betrachteten Kühlzeitraum. Da die Änderung zwischen Variante 2 und 3 nur das Temperaturniveau der Bauteilaktivierung im Winterbetrieb betrifft, bleibt diese Variante hierbei unberücksichtigt. Bei allen untersuchten Varianten wird davon ausgegangen, dass stets die gesamte solar erzeugte Wärmeenergie im Gebäude entweder von der Bauteilaktivierung oder vom Heizungsverteiler, der auch die Adsorptionskältemaschinen versorgt, abgenommen werden kann.

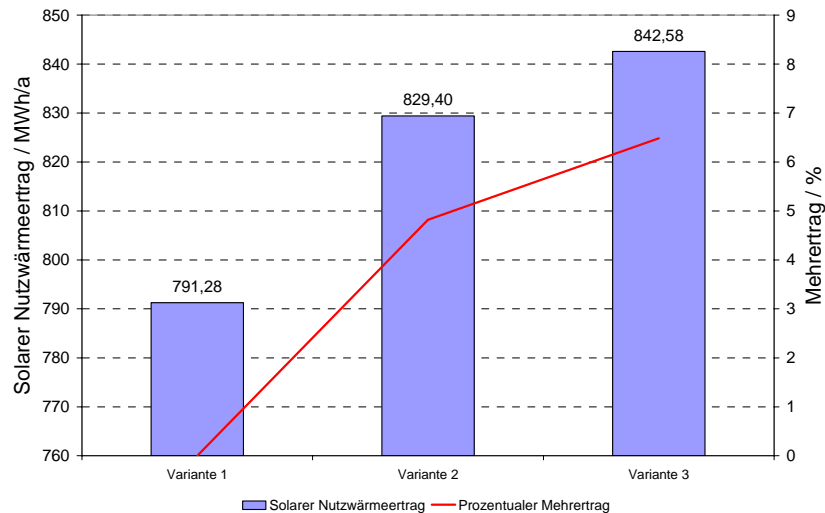


**Abbildung 6: Wetterdaten Stuttgart (INSEL-Wetterdatenbank) / Wetterstation UNI-Hohenheim Sommer 2006**

### 3.6 Ergebnisse der Simulationsrechnungen

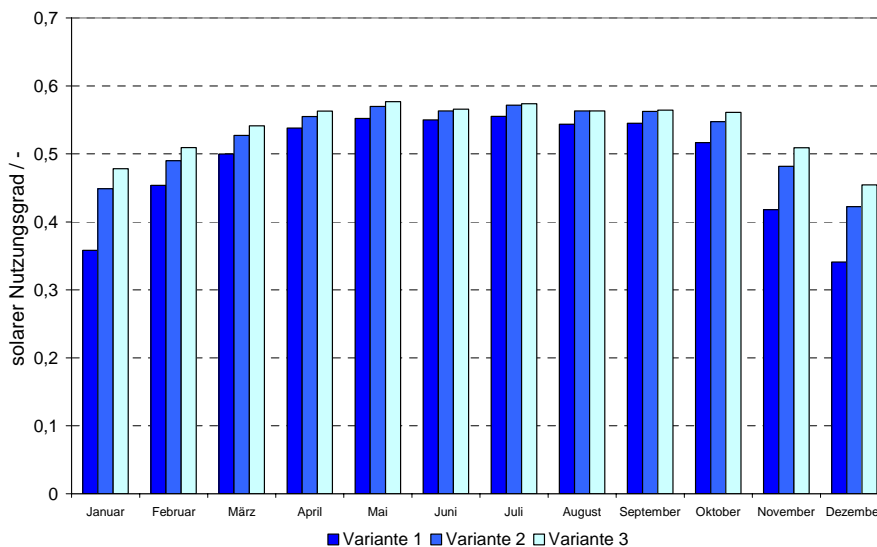
#### 3.6.1 Ergebnisse der Jahressimulationen (INSEL Wetterdatensatz)

Die aus den Jahressimulationen gewonnenen Ergebnisse sind für die Jahressumme des solaren Nutzwärmeertrags in Abbildung 7 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen sehr anschaulich, dass durch die Volumenstromregelung der Kollektorpumpe (Variante 2) im Vergleich zur rein ON/OFF geregelten Kollektorpumpe (Variante 1, statisches Modell) ein Mehrertrag von 4,8 % erreicht wird. Wird außerdem im Winter die primärseitige Vorlauftemperatur der Bauteilaktivierung durch einen höheren Volumenstrom von 50°C auf 40°C abgesenkt, ergibt sich ein zusätzlicher Mehrertrag von rund 1,7 %.



**Abbildung 7: Vergleich des Jahresertrags der geplanten Solaranlage**

Der durch die Volumenstromregelung der Kollektorpumpe (Variante 2) im Vergleich zur unregulierten Pumpe (Variante 1) erzielte positive Effekt spiegelt sich besonders deutlich im erreichten solaren Nutzungsgrad während der Wintermonate und Übergangszeiten wieder (Abbildung 8). Durch die Absenkung des Volumenstroms bei geringer Einstrahlung kann das Solarenergieangebot deutlich effektiver genutzt werden. In den Sommermonaten wird die Kollektorpumpe auf Grund der höheren Einstrahlung wesentlich häufiger mit maximalem Volumenstrom betrieben, so dass der positive Effekt hier geringer ausfällt.

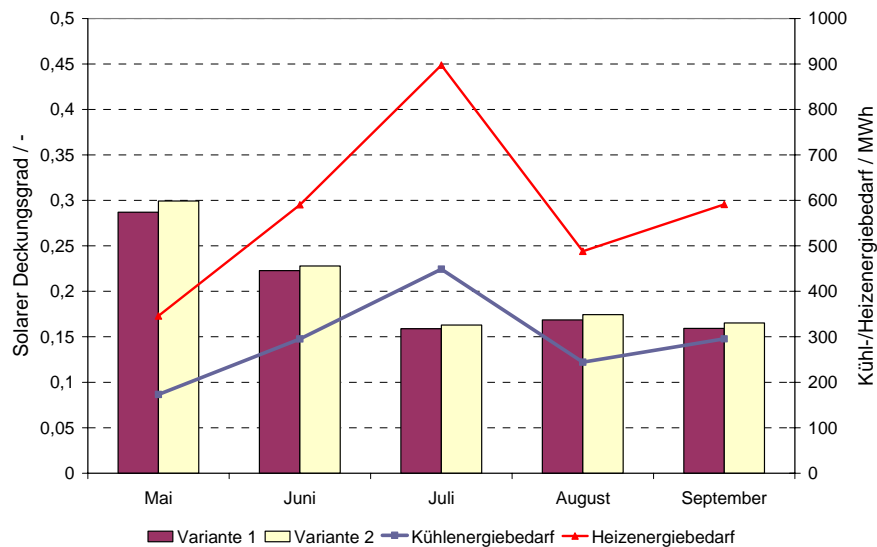


**Abbildung 8: solarer Nutzungsgrad der geplanten Solaranlage**

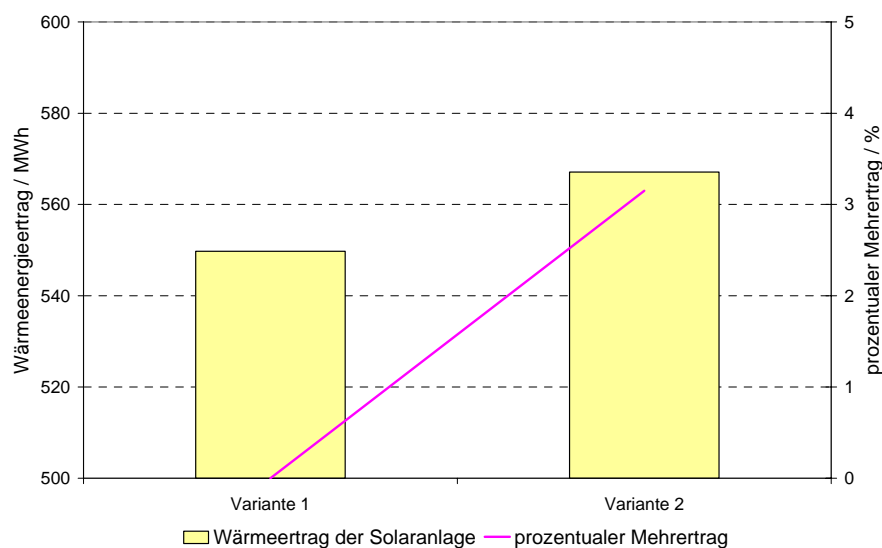
### 3.6.2 Ergebnisse der Simulationen für die Kühlperiode 2006 (Wetterdaten UNI-Hohnheim)

Für die Kühlperiode 2006 wurden von der Fa. FESTO Messdaten zur Kälteerzeugung und Heizenergieaufnahme der drei Adsorptionskältemaschinen in

stündlicher Auflösung zur Verfügung gestellt. Diese Messdaten ermöglichen eine detaillierte Ermittlung des solaren Deckungsgrads am Heizenergiebedarf der Adsorptionskältemaschinen unter realen Betriebs- und Wetterbedingungen. Nach den durchgeführten Simulationsrechnungen ergibt sich für die geplante Solaranlage in den Monaten Juli, August und September eine solarer Deckungsgrad von rund 15 %, wohingegen im Mai und Juni auf Grund des schon hohen Strahlungsangebots bei noch niedrigeren Außentemperaturen ein solarer Deckungsgrad von etwa 30 bzw. 22 % erreicht wird. Die Ergebnisse dieser Analyse sind zusammenfassend in Abbildung 9 dargestellt. Ein Vergleich des über die Sommermonate erzielten Wärmeenergieertrags der Solaranlage in Abbildung 10 zeigt, dass durch die geregelte Kollektorpumpe im Vergleich zu Variante 1 mit unregelter Pumpe ein Mehrertrag von 3,2 % zu erzielen ist.



**Abbildung 9: Solarer Deckungsgrad am Heizenergiebedarf der ADKM**



**Abbildung 10: Wärmeenergieertrag der Solaranlage, Sommer 2006**

## 4. Zusammenfassung

Die Ergebnisse der durchgeführten Simulationsrechnungen zeigen am Praxisbeispiel 1, „Werkhalle der ft-Fertigungstechnik GmbH in Viernheim“ sehr anschaulich, dass bei der Auslegung und Dimensionierung von solar betriebenen Absorptionskältemaschinen verlässliche Aussagen hinsichtlich des zu erwartenden solaren Deckungsgrads nur durch detaillierte Simulationen zu erzielen sind, die neben dem zeitlichen Verlauf und der Höhe der Kühllast auch die Art der Regelung der Kältemaschine, das Temperaturniveau der Kälteverteilung und die Art der Rückkühlung berücksichtigen. Bleiben diese Einflüsse unberücksichtigt, können sich Abweichungen im angestrebten solaren Deckungsgrad von bis zu 8 % ergeben. Die neue INSEL Simulationsoberfläche INSEL-Cool erlaubt eine einfache und schnelle Erstellung der erforderlichen Simulationsmodelle sowohl für Systeme zur offenen sorptionsgestützten Klimatisierung als auch für Systeme mit geschlossenen Absorptions- und Adsorptionskältemaschinen. Die o.g. Einflüsse bezüglich der Regelung der AKM, der Art der Kälteverteilung und die Art der Rückkühlung können hier berücksichtigt und detailliert untersucht werden.

Im zweiten Praxisbeispiel „Bürogebäude der FESTO AG & CO. KG in Esslingen“ wurde gezeigt, dass mit INSEL auch große, komplexe Solaranlagen, die auf unterschiedlichen Temperaturniveaus in unterschiedliche Heiznetze einspeisen und sowohl zur Raumheizung als auch zum Betrieb von Adsorptionskältemaschinen genutzt werden, detailliert untersucht werden können. Ein Vergleich des ermittelten Jahresheizenergieertrags der geplanten Solaranlage mit einfacher On/Off Regelung der Kollektorpumpe und mit volumenstromgeregelter Kollektorpumpe zeigt, dass durch die Volumenstromregelung ein Mehrertrag von rund 5 % zu erzielen ist. Wird lediglich die Sommerperiode mit realen Wetterdaten von 2006 und Messdaten zum Betrieb der drei Adsorptionskältemaschinen betrachtet, zeigt sich, dass mit der geplanten Solaranlage ein solarer Deckungsgrad von rund 15 % an der von den Adsorptionskältemaschinen benötigten Heizwärmeenergie in den Monaten Juli, August und September zu erzielen ist. Auf Grund der geringeren Außentemperatur bei gleichzeitig relativ hoher Solarstrahlung ergibt sich im Mai und Juni ein höherer solarer Deckungsgrad von 30 bzw. 23 %. Der restliche Teil der benötigten Heizenergie wird durch die Wärmerückgewinnung und ggf. durch zusätzliche Heizkessel bereitgestellt. Insgesamt wird sich somit ein regenerativer Anteil an der erforderlichen Heizwärmeenergie von 80 – 90 % ergeben. Da die einfache On-/Off-Regelung der Kollektorpumpe mit einem statischen Kollektormodell nicht ganz exakt

abgebildet werden kann, werden derzeit ergänzende Simulationen mit einem dynamischen Kollektormodell durchgeführt.

Referenzen:

- [1] Pietruschka, D., Eicker, U., Schumacher, J., Hanby, V. "Simulation based design methods and economical analysis for solar driven absorption cooling systems ", EuroSun 2006, international conference, Glasgow, UK , 2006
- [2] Eicker, U., Pietruschka, D., Schumacher, J. "Energetic and economical performance of solar powered absorption cooling systems", Solar air conditioning, international conference, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 2005
- [3] Ursula Eicker, Uli Jakob, Dirk Pietruschka, Jürgen Schumacher "Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit solarer Absorptionskälte" 15. Symposium Thermische Solarenergie Staffelstein" Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 2005
- [4] Henning, H.-M. "Solar-assisted air-conditioning in buildings – a handbook for planners", Springer-Verlag 2004, ISBN 3-211-00647-8
- [5] Kim, D.S., Machielsen, C.H.M. "Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems" Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China, 2002
- [6] Mendes, L.F, Collares-Pereira, M., Ziegler, F. "Supply of cooling and heating with solar assisted heat pumps: an energetic approach", Int. J. Refrig. Vol 21, No.2, pp 116-125, 1998
- [7] Sumath, K. "Study on a solar absorption air-conditioning system", International Congress of Refrigeration, Washington, D.C., USA, 2003
- [8] Schumacher, J. "Digitale Simulation regenerativer elektrischer Energieversorgungssysteme", Dissertation Universität Oldenburg, 1991  
[www.inselDi.com](http://www.inselDi.com)