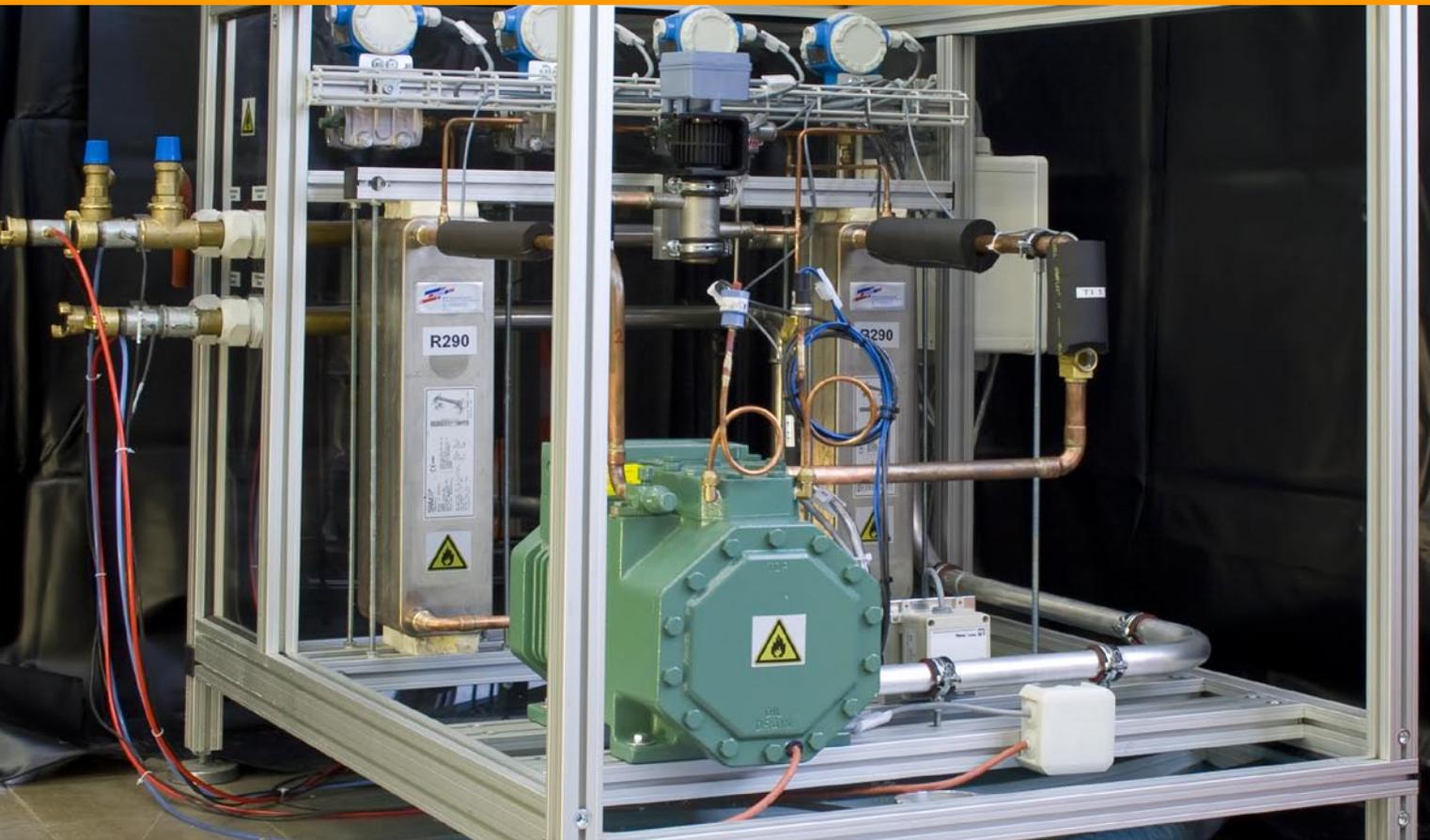


# News aus der Wärmepumpen-Forschung

«Best Practice» für Wärmepumpensysteme  
auch in Kombination mit anderen Energiequellen  
Trends bei Kältemitteln und den Grossen

Mittwoch, 26. Juni 2013 HTI Burgdorf



19. Tagung des Forschungsprogramms  
Wärmepumpen und Kälte des  
Bundesamts für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

# News aus der Wärmepumpen-Forschung

«Best Practice» für Wärmepumpensysteme  
auch in Kombination mit anderen Energiequellen  
Trends bei Kältemitteln und den Grossen

Tagungsband zur  
19. Tagung des Forschungsprogramms  
Wärmepumpen und Kälte

26. Juni 2013  
Berner Fachhochschule  
HTI Burgdorf

Herausgeber  
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

**Bundesamt für Energie BFE**

## **Impressum**

Datum: Juni 2013

**Bundesamt für Energie**, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte  
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen  
Postadresse: CH-3003 Bern

[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

Bezugsort der Publikation: [www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe](http://www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe)

## Vorwort

# News aus der Wärmepumpen-Forschung

*Wärmepumpen werden als hocheffiziente „Energieveredler“ in der künftigen Energieversorgung nicht nur in der Schweiz eine noch wichtigere Rolle spielen. Dies zeigen beispielsweise Untersuchungen der Internationalen Energie Agentur, die in zahlreichen Ländern eine deutliche Zunahme von Wärmepumpensystemen feststellt. Die Wärmepumpentechnik und der praktische Einsatz wurden in den letzten Jahren verbessert. Die Anforderungen sind aber auch gestiegen. Neben einer möglichst konstant hohen Leistungsziffer sind die heutigen Herausforderungen die Integration in verschiedene Energieangebots- und Energiebedarfs-Systeme. Dazu gehören diverse Wärmequellen wie die Solarthermie oder die Stromerzeugungs- bzw. Stromangebotssysteme wie die Photovoltaik oder das Stromnetz. Hinzu kommt die Wärmebedarfsseite, die bei neuesten Gebäuden sehr gering ist und durch den Brauchwarmwasserbezug dominiert wird. Speichersysteme gewinnen wieder an Bedeutung, um einen Ausgleich zwischen Angebot und Nachfrage zu schaffen.*

*Sehr herzlich laden wir Sie deshalb zur diesjährigen Wärmepumpentagung nach Burgdorf ein. Wir freuen uns diesen Traditionsanlass auch in seiner 19. Auflagen weiterführen zu dürfen. Wie gewohnt erhalten Sie Einblicke in vom Bundesamt für Energie (BFE) geförderte Forschungsprojekte sowie aktuelle Informationen von Herstellern und Planern über die Entwicklung der Anlagen und Systemen. Schwerpunkte der Tagung sind Voraussetzungen für optimale Wärmepumpenanlagen auch in Gebäuden mit sehr geringem Wärmebedarf und Erfahrungen mit der Leistungsregelung. Hinzu kommen Referate über Verfügbarkeit, Integration und Vergleich von Anlagekombinationen aus Wärmepumpen und Solarenergie sowie spezielle Vorhaben zur Optimierung des Kreisprozesses. Interessant werden auch die Entwicklungstrends bei Grossanlagen sein.*

**Stephan Renz**

*Leiter Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte*

**Martin Pulfer**

*Bereichsleiter Forschung*

## Avant-propos

# Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

*Dans les approvisionnements énergétiques à venir, les pompes à chaleur - systèmes de production d'énergie extrêmement performants - sont appelées à jouer un rôle encore plus important, et pas seulement en Suisse. Des études menées par l'Agence internationale de l'Énergie font par exemple ressortir dans bien des pays un accroissement sensible du nombre de systèmes de pompes à chaleur. La technique des pompes à chaleur ainsi que la mise en œuvre pratique ont connu des améliorations ces dernières années. Mais dans le même temps, les exigences se sont également accrues. En dehors d'un impératif de rendement aussi élevé et constant que possible, les défis d'aujourd'hui sont ceux de l'intégration dans différents systèmes d'offre et de demande énergétiques : sources de chaleur comme le solaire thermique ou systèmes de production et d'offre d'électricité comme le photovoltaïque ou le réseau électrique. À cela s'ajoute la question des besoins de chauffage – extrêmement modestes dans les constructions les plus récentes – que domine la question de l'approvisionnement en eau chaude sanitaire. Les systèmes de stockage reprennent de l'importance pour arriver à un équilibre entre l'offre et la demande.*

*C'est pourquoi nous avons le plaisir de vous inviter à Berthoud pour participer à notre journée nationale de la pompe à chaleur. Nous sommes heureux de pouvoir perpétuer cette tradition, qui connaîtra ainsi sa 19<sup>e</sup> édition. Comme à l'accoutumée, vous y trouverez un panorama général des projets de recherche soutenus par l'Office fédéral de l'énergie (OFEN), ainsi que des informations récentes émanant de constructeurs et de planificateurs sur le développement des installations et des systèmes. Les axes principaux de la réunion seront les conditions nécessaires pour des installations de pompe à chaleur optimales y compris dans les immeubles à besoins thermiques réduits, et les expériences en matière de régulation de puissance. S'y ajouteront des exposés concernant la disponibilité, l'intégration et la comparaison entre combinaisons d'installations à base de pompes à chaleur et d'énergie solaire, ainsi que les projets spécifiques portant sur l'optimisation du processus cyclique. Les tendances actuelles en matière de développement de grandes installations constitueront également un sujet d'intérêt.*

**Stephan Renz**

Responsable recherche Pompes à chaleur et froid

**Martin Pulfer**

Responsable recherche

## Tagungs-Moderation

**Stephan Renz** dipl. Ing. ETH, ND BWI, SIA  
Programmleiter des BFE-Forschungsprogramms Wärmepumpen  
und Kälte  
Beratung Renz Consulting  
Elisabethenstrasse 44  
CH-4410 Basel  
*renz.btr@swissonline.ch*

**Martin Pulfer** dipl. Ing. FH  
Leiter Forschungsprogramme Verkehr, Akkumulatoren,  
Verfahrenstechnik Wärmepumpen, Kälte  
Bundesamt für Energie  
CH-3003 Bern  
*martin.pulfer@bfe.admin.ch*

## Referenten

**Beat Wellig** Prof., Dr. sc. Techn. ETH  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
6048 Horw  
*beat.wellig@hslu.ch*

**Raphael Gerber** BSc ME  
CTA AG  
Klima Kälte Wärme  
Hunzikenstrasse 2  
CH-3110 Münsingen  
*raphael.gerber@cta.ch*

**Jonas Schönenberger** Bsc Systemtechnik  
Frigo-Consulting AG  
Ingenieurbüro für Kältetechnik  
Feldstrasse 30  
CH-3073 Gümligen  
*j.schoenenberger@frigoconsulting.ch*

**Peter Hubacher** dipl. Ing. HTL/HLK  
Hubacher Engineering  
Tannenbergrasse 2  
9032 Engelburg  
*he-ko@bluewin.ch*

**Lukas Gasser**

dipl. Ing. FH  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
*lukas.gasser@hslu.ch*

**Carsten Wemhöner**

Prof., dipl. Ing. TH  
HSR Hochschule für Technik Rapperswil  
Institut für Energietechnik IET  
Oberseestrasse 10  
CH-8640 Rapperswil  
*carsten.wemhoener@hsr.ch*

**Jean-Christophe Hadorn**

dipl. Ing. EPFL, HEC MBA Lausanne  
BASE consultants SA  
8 rue du Nant  
CH-1207 Genève  
*jchadorn@baseconsultants.com*

**Michel Haller**

Dr. techn., dipl. Natw. ETH  
Institut für Solartechnik SPF,  
Hochschule für Technik HSR  
Oberseestrasse 10  
CH-8640 Rapperswil  
*michel.haller@solarenergy.ch*

**Thomas Afjei**

Prof., Dr. sc. techn. ETH  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur,  
Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
Sankt-Jakobs Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
*thomas.afjei@fhnw.ch*

**François Maréchal**

Prof., Dr. Ing.  
EPFL SCI-STI-FM  
ME A2 402 (Bâtiment ME) , Station 9  
CH-1015 Lausanne  
*francois.marechal@epfl.ch*

**Fredy Burkhalter**

Friotherm AG  
Zürcherstrasse 12  
CH-8401 Winterthur  
*fredy.burkhalter@friotherm.com*

# Inhaltsverzeichnis

<b>Bundesamt für Energie: Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik: Schwerpunkte 2013 – 16</b> Stephan Renz	<b>9</b>
<b>Effiziente Niederhub-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen</b> Beat Wellig	<b>21</b>
<b>Natürliche Kältemittel als Lösung für die Umweltproblematik synthetischer Kältemittel</b> Raphael Gerber	<b>36</b>
<b>Effizienzsteigerung von transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen</b> Jonas Schönenberger	<b>51</b>
<b>Kriterien für «Best-Practice» von verschiedenen Wärmepumpen-Systemen</b> Peter Hubacher	<b>63</b>
<b>Leistungsgeregelte Wärmepumpen – Erfahrungen und Potenzial</b> Lukas Gasser	<b>79</b>
<b>Wärmepumpenkonzepte für Nullenergiegebäude (IEA HPP Annex 40)</b> Carsten Wemhöner	<b>94</b>
<b>IEA Solar and Heat Pumpsystems Solar Heating and Cooling Task 44 &amp; Heat Pump Programme Annex 38</b> Jean-Christophe Hadorn	<b>108</b>
<b>Integration von Kombispeichern in Solar-Wärmepumpenanlagen</b> Michel Haller	<b>118</b>
<b>Wärmepumpen, Photovoltaik und Eisspeicher – Anforderungen an erfolgreiche Systeme</b> Thomas Afjei	<b>131</b>
<b>Heat pumping and cogeneration systems integration in industrial processes</b> François Maréchal	<b>146</b>
Abkürzungsverzeichnis	<b>160</b>
Nützliche Adressen	<b>161</b>



Stephan Renz, dipl. Ing. ETH, ND BWI, SIA  
Leiter Forschungsprogramm Wärmepumpen u. Kälte  
Des Bundesamtes für Energie  
c/o Beratung Renz Consulting  
4010 Basel  
[info@renzconsulting.ch](mailto:info@renzconsulting.ch)  
[www.bfe.admin.ch/forschungwkk](http://www.bfe.admin.ch/forschungwkk)

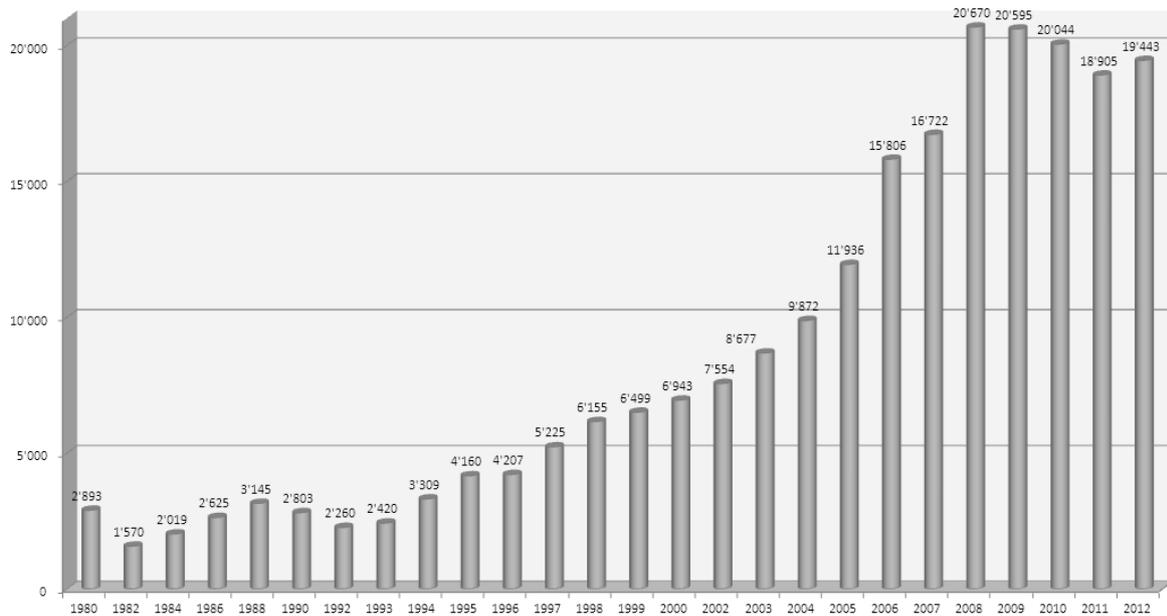
## Bundesamt für Energie Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik: Schwerpunkte 2013 - 16

### *Zusammenfassung*

*In der Schweiz werden jährlich rund 20'000 Wärmepumpen vor allem in kleineren Wohngebäuden installiert. Sie verfügen über eine gute Qualität und Effizienz. Dennoch besteht in verschiedener Hinsicht weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf. Wärmepumpen nutzen einen erheblichen Anteil an direkt nicht nutzbarer Wärme aus der Umgebung oder aus Kühl- sowie verfahrenstechnischen Prozessen. Im Gebäudebereich helfen Sie den Anteil an fossilen Energieträgern und damit die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu reduzieren. Sie entsprechen den Zielsetzungen des Bundesamtes für Energie (BFE), weshalb geeignete Forschungs-, Pilot und Demonstrationsprojekte finanziell unterstützt werden können. Unter Berücksichtigung der übergeordneten Zielsetzungen des Bundes und des BFE an die Energieforschung gelten für den Forschungsbereich Wärmepumpen und Kältetechnik für die Periode 2013 -2016 folgende Schwerpunkte: 1. Reduktion des Energiebedarfs für die Verdichtung, 2. Rückgewinnung der Expansionsenergie, 3. Optimierung der Regelstrategien und Einbezug von neuartigen Speichersystemen, 4. Untersuchung der Systemintegration von Wärmepumpen in additive, vor und nach gelagerte Energiesysteme, 5. Optimierung von grossen Wärmepumpen und grossen Kältemaschinen, 6. Hochtemperaturwärmepumpen für die Industrie, 7. Stärkung des Netzwerkes zwischen Hochschul- und Industrieforschung und die internationale Zusammenarbeit.*

### **Einleitung**

Wärmepumpen und Kältemaschinen werden in der Schweiz in zig-tausend Anwendungen eingesetzt. Einen sehr hohen Anteil und auch einen starken Zuwachs weisen Wärmepumpen im Bereich der Gebäudebeheizung auf. Aktuell sind in der Schweiz über 200'000 Systeme in Betrieb. Ein starker Zubau erfolgte in den letzten 5 Jahren mit durchschnittlich 20'000 Einheiten pro Jahr (Bild 1)[1].



**Bild 1:** Verkaufte Wärmepumpen Schweiz (Quelle FWS/EnergieSchweiz 2012)

Durch die energiepolitische Zielsetzung, den Stromverbrauch zu reduzieren sowie durch den vermehrten Einsatz von additiven Energiesystemen sind die Anforderungen an die Effizienz und die Flexibilität der Wärmepumpen markant gestiegen. Die Systeme müssen möglichst über das ganze Einsatzprofil eine hohe Leistungsziffer ausweisen. Gebäude werden vermehrt mit mehreren sich ergänzenden oder redundanten Energiesystemen wie Solarthermie, Photovoltaik, Wärmepumpen Wärmekraftkopplung und Heizkesseln versorgt. Hinzu kommen neuartige Speichersysteme sowie geänderte Energietarif-Strukturen. Wärmepumpen müssen somit flexibel in diese Kombinationen eingepasst werden. Die Effizienz der Wärmepumpenanlage hängt aber auch von den Eigenschaften der Wärmequelle und der Wärmesenke ab. Diese werden durch den Standort des Gebäudes (welche Wärmequelle ist verfügbar) und die Art des Gebäudes (Art der Beheizung, Leistungsbedarf und Temperaturbedarf) bestimmt. Der Raumwärmebedarf von neuen aber auch von bestehenden Gebäuden wird durch starke Isolationen laufend gesenkt und der Bedarf für das Gebrauchswarmwasser wird dominant. Es geht also darum, hocheffiziente Anlagen zu entwickeln und bestmögliche Installations- und Betriebskonzepte zu finden und diese im Markt zur Anwendung bringen.

Wärmepumpen werden auch in vielen Industrieanwendungen eingesetzt und helfen den Energieverbrauch zu senken. In der Industrie, im Gewerbe und teilweise in Dienstleistungsbetrieben werden zudem Kältemaschinen benötigt. Sie dienen zur Kühlung von Räumen, Medien und Produkten bis zu tiefsten Temperaturen. Auch hier gelten die gleichen Herausforderungen wie bei Wärmepumpen: hohe Effizienz und optimale Einbindung in die Prozesse.

Ein besonderes Augenmerk gilt den Kältemitteln. Zu beachten sind die thermodynamischen Eigenschaften, die für das vorgesehene Einsatzgebiet der Wärmepumpen oder der Kältemaschinen erforderlich sind sowie das Umweltschädigungs- und Gefahrenpotential der

Kältemittel. Eine kritische Grösse ist deren Klimaerwärmungspotential (GWP, Global Warming Potential).

Werden die vorgenannten Herausforderungen der Wärmepumpen beherrscht, können diese einen wichtigen Betrag zur Energiestrategie 2050 des Bundes leisten und den Verbrauch an fossilen Energieträgern senken.

In der Schweiz sind zahlreiche Firmen aktiv, welche in der Entwicklung und in der Herstellung von Komponenten sowie in der Fertigung von Serienprodukten aber auch von Anlagen tätig sind. Damit wird ein Leistungsspektrum vom Kilowatt- bis zum Multi-Megawatt-Bereich abgedeckt. Hinzu kommt ein hoher Wissenstand in Entwicklungsbüros sowie in der Lehre und in der Forschung an Hochschulen. Dies zeigt sich beispielsweise auch in der Mitarbeit und bei der Leitung von Forschungsprojekten der Internationalen Energie Agentur (IEA) durch Schweizer Forschende.

Das Bundesamt für Energie (BFE) unterstützt zahlreiche Projekte, welche die vorgenannten Herausforderungen angehen. Die Berichte werden auf der Website des BFE publiziert ([www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)).

## **Forschungsprogramme des Bundesamts für Energie**

Die Energieforschung ist ein wichtiges Standbein der Schweizer Energiepolitik. Bisher setzte der Bund dafür jährlich rund 200 Millionen Franken ein. Diese Mittel werden für Forschungsarbeiten im ETH-Bereich (ETHZ, EPFL, PSI, Empa) sowie für die Unterstützung von Forschungsprojekten durch den SNF (Schweizerischen Nationalfonds), die KTI (Kommission für Technologie und Innovation) sowie durch das BFE verwendet. Im Rahmen der Energiestrategie 2050 des Bundes werden zusätzliche Mittel für die Energieforschung (202 Millionen Franken für die Periode 2013 -2016 für den Aktionsplan «Koordinierte Energieforschung») sowie für Pilot-, Demonstrations- und Leuchtturmprojekte des BFE (Erhöhung von bisher jährlich 5 auf 35 Millionen Franken bis 2015) zur Verfügung stehen. Ungefähr gleich hoch wie bisher (rund 20 Millionen Franken) bleibt das Budget des BFE für die Unterstützung von Forschungsprojekten.

## **Energieforschungskonzept des Bundes**

Die Energieforschung der öffentlichen Hand richtet sich nach dem Konzept der Energieforschung des Bundes [2]. Dieses wird im 4-Jahres-Turnus durch die Eidgenössische Energieforschungskommission (CORE) heraus gegeben. Das aktuelle Konzept 2013 – 2016 gliedert sich in vier Schwerpunkte mit folgenden Leitsätzen:

- ***Wohnen und Arbeiten der Zukunft:***  
Auf dem Weg zum energieeffizienten und nahezu emissionsfreien Gebäudepark.

- **Mobilität der Zukunft:**  
Reduzierter Treibstoffverbrauch durch effiziente Mobilität und fortschrittliche Antriebstechnik.
- **Energiesysteme der Zukunft:**  
«Intelligent» vernetzte Energiesysteme sorgen für eine sichere und nachhaltige Energieversorgung.
- **Prozesse der Zukunft:**  
Der Ressourcenverbrauch und die Umweltbelastung von Produkten sollen über den gesamten Lebenszyklus halbiert werden.

Die Forschung zu Wärmepumpen und Kältetechnik wird vor allem durch die Schwerpunkte «Wohnen und Arbeiten» sowie «Prozesse» abgedeckt.

### **Energieforschungskonzept des Bundesamts für Energie**

Das BFE orientiert sich für seine Zielsetzungen an die Energieforschung an den Vorgaben des CORE-Konzepts. Für die Periode 2013 -2016 wurden zu folgenden Themen Leitsätze formuliert: [3]

1. Ganzheitliche Denkweise
2. Zweckgerichtete Forschungsprojekte
3. Wertschöpfung in der Schweiz
4. Fokus Versorgungssicherheit
5. Förderung des wissenschaftlichen Nachwuchs
6. Förderung der Vernetzung
7. Kooperation mit Privatwirtschaft
8. Internationale Zusammenarbeit

Das BFE führt 22 Forschungsprogramme und unterstützt durchschnittlich laufend 300 Forschungs- und 50 bis 60 Pilot- und Demonstrationsprojekte( P&D). Die Anzahl P&D-Projekte wird entsprechend dem steigenden Mitteleinsatz in den nächsten Jahren zunehmen. Das BFE leistet in der Regel einen Finanzbeitrag an Forschungsprojekte von Hochschulen und von der Industrie. Für die Gewährung eines Beitrags muss ein Gesuch eingereicht werden [4], [5], das entsprechend den Zielsetzungen und Forschungsschwerpunkten des jeweils zuständigen Forschungsprogramms beurteilt wird. Kriterien sind zudem die Qualität des Vorhabens sowie die Forschungskompetenz des Antragstellers. Ein Ziel ist auch, das Wissen

im Fachgebiet zu erweitern und Dritten zugänglich zu machen. Dafür sind Berichte zu erarbeiten, die publiziert werden. Die Projekte sind deshalb in der Regel im vorwettbewerblichen Bereich angesiedelt.

### **Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik**

Das Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte des BFE hat die Unterstützung von Projekten zur Verbesserung der Effizienz von Komponenten, die Optimierung des Betriebs und der Integration der Systeme sowie die Reduktion der Kosten zum Ziel. Hinzu kommen die Entwicklung und der Einsatz von Kältemitteln mit reduziertem Umwelt- und Klimaschädigungspotential. Das Forschungsprogramm hat diverse Schnittstellen zu anderen Forschungsthemen des BFE (Tabelle 1).

<b>1 Energie in Gebäuden</b> - Bedarf Wärmesenke - Wärmeverteilung - Energiespeicherung	<b>5 Solarwärme und Wärmespeicherung</b> - Abgleich Produktion/Bedarf - Ausgleich mit Speicher; Temperat.
<b>2 Geothermie</b> - Wärmequelle, Temp., Einflüsse - Vorkommen, Rahmenbedingungen	<b>6 Photovoltaik</b> - Abgl. Angebot/Produktion/Bedarf - Speicherung Wärme, Strom
<b>3 Netze</b> - Verfügbarkeit Strom - Bezug Strom; Wärmespeicherung	<b>7 Wärmekraftkopplung</b> - Kombination Systeme - Abgleich Produktion/Bedarf
<b>4 Elektrizitätstechnologien und –anwendungen</b> - Optimier. Komponenten (Motor) - Ersatz Elektroheizungen	<b>8 Verfahrenstechnische Prozesse</b> - Einsatz WP in Produktion - Einsatz KM in Produktion
<b>9 Energie – Wirtschaft - Gesellschaft</b> (Akzeptanz, Rahmenbedingungen)	

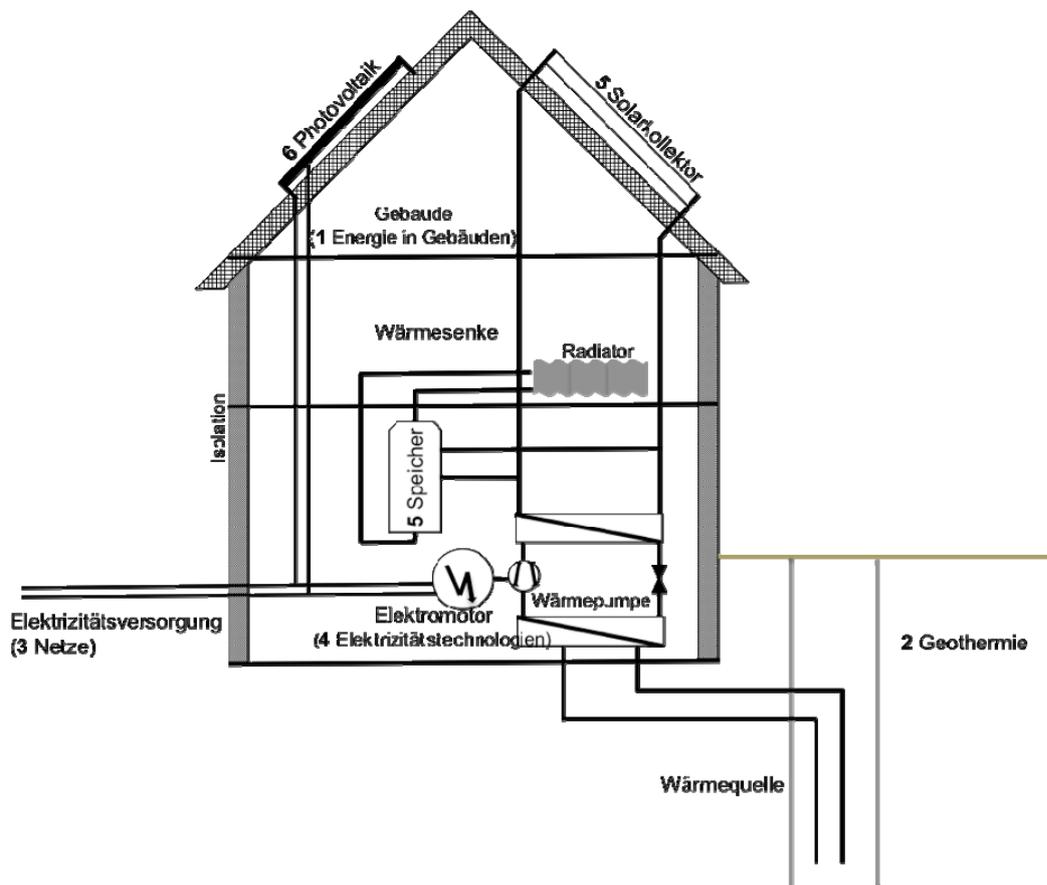
*Tabelle 1: Energieforschungsprogramme des BFE mit Relevanz für das Programm Wärmepumpen und Kälte. Beispiele von Themen von Schnittstellen.*

Für die markrelevante Umsetzung, die Unterstützung der Verbreitung der Technologie und die Verbesserung der Qualität der Umsetzung ist die vom BFE operativ geführte Plattform **EnergieSchweiz** zuständig. Die Aktivitäten von EnergieSchweiz sind auf die Sensibilisierung, Information, Beratung, Aus- und Weiterbildung, Qualitätssicherung, Vernetzung und Förderung fortschrittlicher Projekte ausgerichtet. [6]

## Herausforderungen an Wärmepumpen und Kältetechnik

Durch das thermodynamische Funktionsprinzip sind Wärmepumpen sehr effiziente Systeme zur Erzeugung von Wärme für die Beheizung von Räumen, Brauchwarmwasser oder verfahrenstechnische Prozesse. Der Energieeinsatz besteht mehrheitlich aus einer in der Regel nicht direkt und auch nicht für andere Zwecke nutzbaren (Ab-)Wärmequelle sowie der Zufuhr von Exergie. Diese wird vorwiegend in der Form von Elektrizität, welche einen Verdichter antreibt, eingesetzt. Der direkte mechanische Antrieb des Verdichters mit einem Verbrennungsmotor wird kaum mehr angewendet. Falls Wärme auf einem höheren Temperaturniveau vorhanden ist, können Absorptionswärmepumpen eingesetzt werden. Im untersten Leistungsbereich werden auch Adsorptionswärmepumpen angeboten.

Bei Heizkesseln hat das Temperaturgefälle zwischen der Wärmerzeugung und der Wärmenutzung keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Trotz hochwertigen Brennstoffen wie Heizöl oder Erdgas wird keine Exergie gewonnen, sondern diese wird vielmehr «vernichtet». Bei Wärmepumpen spielen die Temperaturniveaus und –differenzen hingegen eine sehr wichtige Rolle für die Effizienz des Systems. Damit der Exergiebedarf gering ist sollen diese möglichst tief bzw. klein sein. Beispielsweise die Beheizung von Räumen soll mit möglichst wenig Temperaturüberschuss des Wärmeübertragers im Vergleich zur gewünschten Raumtemperatur erfolgen. Die Wärmeverteilsysteme in Gebäuden sollen entsprechend konzipiert werden. Die Wärmequelle soll ein möglichst hohes Temperaturniveau aufweisen oder nur dann genutzt werden, wenn dieses hoch ist. Geeignete Wärmequellen müssen jeweils evaluiert und optimiert werden. Eine Optimierung kann beispielsweise durch die Zufuhr (kurzfristig bis saisonal) von höherwertiger Wärme erfolgen. Auch der Kreisprozess der Wärmepumpe soll mit möglichst geringen Verlusten (Wärmetauscher, Verdichter) und (Temperatur- bzw. Druck-)Überschüssen funktionieren. Eine besondere Herausforderung ist die Optimierung der Wärmepumpen für den Raumwärmebedarf und den Brauchwarmwasserbedarf. Bei Neubauten ist der Raumwärmebedarf sehr gering und die Wärme kann mit niedriger Temperatur bereitgestellt werden. Für das Brauchwarmwasser werden wie bisher höhere Temperaturen benötigt.



**Bild 2:** Symbolische Darstellung Wärmepumpe und additive Energiesysteme. Die Zahlen entsprechen der Numerierung der komplementären Forschungsprogramme in Tabelle 2.

Neue Herausforderungen an die Konzipierung und die Integration von Wärmepumpen entstehend auch durch den verbreiteten Einsatz von additiven Energiesystemen im Gebäudebereich. Beispiele sind Solarkollektoren und Photovoltaikanlagen (Bild 2). Heute findet kein Abgleich der Stromproduktion einer Photovoltaikanlage mit dem Strombedarf einer Wärmepumpe im gleichen Gebäude statt. Dieser erfolgt durch das Stromnetzverteilstromnetz. Bei zunehmender Anzahl Photovoltaikanlagen und Wärmepumpen wäre ein gebäudeinterner Abgleich für das gesamte Energiesystem von Vorteil. Dies kann durch den gezielten Betrieb der Wärmepumpen sowie die Speicherung der Wärme erfolgen. Auch die Gebäudemasse kann dabei als Speicher dienen. Das System wird dadurch zu einer Art Stromspeicher. In «intelligenten» Stromversorgungsnetzen (Smart Grids) können Wärmepumpen nach der Verfügbarkeit des Stroms betrieben werden. Damit können Stromüberschüsse bezogen und vorzeitig als Wärme, die erst zu einem späteren Zeitpunkt benötigt wird, gespeichert werden.

Wärmepumpen werden als effiziente und vor Ort emissionsfreie Energiesysteme in weiterhin stark zunehmender Anzahl eingesetzt werden. Der dadurch entstehende zusätzliche Strombedarf steht der Zielsetzung der Energiestrategie 2050 des Bundes, den Stromverbrauch zu stabilisieren, entgegen. Dem kann durch aufeinander abgestimmte Systeme mit Photovoltaik oder Wärmekraftkopplung entgegen gewirkt werden. Wichtig ist in jedem Fall die Entwicklung von hocheffizienten Wärmepumpen, welche nicht nur im Auslegungspunkt

gute Ergebnisse zeigen, sondern im praktischen Betrieb also über den Jahresverlauf optimal laufen.

Bei Anwendungen in der Industrie (verfahrenstechnische Prozesse) gelten die vorgenannten Herausforderungen sinngemäss auch. Hinzu kommt die Forderung auch Prozesse mit höherem Temperaturniveau mit Wärmepumpen betreiben zu können. Ein grosser Teil der verfahrenstechnischen Prozesse benötigt Temperaturen zwischen 80 °C und 180 °C. Stand der Technik bei Wärmepumpen sind maximal 80 °C. Demonstriert werden aber bereits Anlagen > 100 °C.

Auch in der Kältetechnik gelten die Aspekte des optimalen Kreisprozesses. Bei Anwendungen mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel kommt die Rückgewinnung der Drosselenergie hinzu. Verschiedene Konzepte wurden dazu bereits studiert und Versuchsanlagen realisiert. Wichtig sind auch die Möglichkeiten das Tiefkühlgut durch die Veränderung der Temperatur als Energiespeicher zu nutzen. Hohe Priorität bei Kühlanlagen hat die Zuverlässigkeit der Technik.

Die Arbeitsmedien (Kältemittel) für Kältemaschinen bzw. Wärmepumpen haben nach wie vor ein relevantes Treibhausgaspotential (GWP Global Warming Potential). Unter der Berücksichtigung der Effizienz der Anlagen soll dies weiter gesenkt werden. Zudem soll die Gefahr von Kältemittelverlusten minimiert werden.

## **Ziele des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kältetechnik**

Die Zielsetzungen dienen zur Beurteilung von Projekten. In der Regel sollen sie mehrere Ziele erfüllen, um eine Förderung durch das BFE zu erhalten. In Tabelle 2 sind quantitative Ziele aufgelistet an denen sich die Forschung mittel- bis langfristig orientieren soll.

### **Technische Ziele**

#### *Verbesserung der thermodynamischen Kreisprozesse*

Wärmepumpen erreichen die theoretisch möglichen Wirkungsgrade erst zu etwa 50%. Langfristig anzustreben sind Gütegrade von 65 % bis zu 70 %. Ansätze sind beispielsweise die Reduktion der Überhitzung. Bei CO<sub>2</sub>-Kältemaschinen sind Konzepte zur Nutzung der Drosselenergie vielversprechend.

#### *Verbesserung von Komponenten*

Die Verluste des Gesamtsystems summieren sich bei gegebenem Kreisprozess aus der Summe der Verluste der einzelnen Komponenten. Reibungseffekte sowie Temperaturdifferenzen müssen minimiert werden. Wichtig ist zudem eine optimale Abstimmung der Auslegung des

Systems auf die vorliegenden Rahmenbedingungen wie Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur und Leistungsbedarf.

### *Optimierung der Regelstrategien*

Neben der Auslegung des Systems ist eine optimale Regulierung entsprechend den Rahmenbedingungen erforderlich. Kriterien sind der Verlauf der Temperaturen und der Leistung auf der Angebots- und der Nachfrageseite. Einzubeziehen sind neuartige Speichertechnologien und –strategien.

### *Ganzheitliche Systemoptimierung und Berücksichtigung von additiven Energiesystemen*

Die Einbindung von Wärmepumpen in Versorgungssysteme mit Solarwärme, Photovoltaik, Wärmekraftkopplung verbunden mit neuartigen Speichern.

### *Möglichst hohe Temperaturen Wärmepumpen für spezielle Anwendungen*

Die mit Wärmepumpen erreichbare Temperatur ist durch die Eigenschaften der Kältemittel und die notwendigen Drücke technisch und ökonomisch begrenzt und liegt üblich bei maximal 80 °C. Höhere Temperaturen würden den Einsatz für zahlreiche industrielle Prozesse ermöglichen.

### *Möglichst umweltfreundliche und thermodynamisch effiziente Arbeitsmedien*

Neben den klimaschädigenden Eigenschaften müssen auch die thermodynamischen Eigenschaften sowie Aspekte der Sicherheit und der Toxizität der Kältemittel berücksichtigt werden.

	2011	2025	2050
Gütegrad bei Wärmepumpen	45	55	65
Jahresarbeitszahl bei Neubauten			
• Luft/Wasser-Wärmepumpe	3.3	5.0	7.0
• Sole/Wasserwärmepumpe	4.5	6.0	8.0
GWP der Arbeitsmedien		< 6	< 2

**Tabelle 2:** Ausgewählte Ziele für Verbesserung von Wärmepumpen. Die Vorgaben gelten sinngemäss auch für Kältemaschinen

## **Wirtschaftliche Ziele**

### *Reduktion der Herstellkosten*

Die Problematik von optimierten Systemen ist oft ein übermässiger Zuwachs der Herstellkosten. Bei der Verbesserung der Effizienz der Anlagen muss deshalb immer auch die Reduktion oder zumindest die Begrenzung der Herstellkosten berücksichtigt werden.

### *Optimierung der Anlagengrösse hinsichtlich Gesamteffizienz und Ökonomie*

Wegen den Eigenschaften der Wärmequelle bzw. -senke muss oft eine im Vergleich zum mittleren Leistungsbedarf zu grosse Anlage eingebaut werden. Dies führt zu hohen Investitionen und einem schlechten Jahrswirkungsgrad.

## **Organisatorische Ziele**

### *Hohe Kompetenz in den Fachgruppen halten und ausbauen*

Die Schweizer Forschenden weisen einen von der Industrie auch international anerkannten hohen Stand auf. Um die Kompetenz zu halten und weiter zu entwickeln, ist durch die Mittel des Bundes, unter Berücksichtigung der vorgenannten technischen und wirtschaftlichen Zielsetzungen, eine Kontinuität zu verfolgen.

### *Gute Vernetzung von Forschenden aus Hochschulen und Industrie fördern*

Das Ziel von produktorientierter Forschungsarbeit ist die Umsetzung in marktfähige Produkte. Gute Kontakte zwischen den universitären sowie anwendungsorientierten Forschungsinstitutionen und der Industrie - im Idealfall mit gemeinsamen Projekten - ist deshalb notwendig.

### *Hohe Wirkung der internationalen Zusammenarbeit*

Die Entwicklung und die Herstellung von Wärmepumpen und Kältemaschinen ist ein ausgeprägt internationales Geschäft. Das erfordert einerseits den internationalen Wissensaustausch und den Wissenswettbewerb. Andererseits besteht auch die Möglichkeit, durch Einflussnahme in internationalen Gremien, den Zielsetzungen des Bundes Nachachtung

zu verschaffen und gezielt Forschungsprojekte zu initiieren und mit zu gestalten. Dies beispielsweise durch die Mitarbeit in der Internationalen Energieagentur (IEA).

### *Kommunikation nach innen und nach aussen verstärken*

Die Erfolge der Forschung sollen verstärkt kommuniziert werden. Genutzt werden sollen die Kommunikationsmittel des BFE wie Website, Energieia und Programmleiteberichte sowie externe Fachzeitschriften. Die Forschenden sollen die Ergebnisse in Publikationen und durch Konferenzbeiträge verbreitern. Jährlich soll in der Schweiz (weiterhin) eine Fachtagung über die Wärmepumpen- und Kältetechnikforschung durchgeführt werden.

## **Schwerpunkte des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kältetechnik 2013 - 2016**

Mit den Forschungsschwerpunkten werden Aufgabenbereiche beschrieben, die in der vorgegebenen Periode unter Berücksichtigung der Zielsetzungen bearbeitet werden sollen.

### **1. *Reduktion des Energiebedarfs für die Verdichtung***

Bei gegebenem Temperaturhub soll der Energiebedarf für die Verdichtung gesenkt werden. Dies kann beispielsweise durch die Reduktion der erforderlichen Überhitzung erfolgen. Hinzu kommt die Reduktion der Verluste in den einzelnen Komponenten. Dazu gehören Wärmetauscher, Elektromotor, Verdichter, Pumpen, Regelkomponenten. Wichtig sind auch Massnahmen zur Vermeidung von Verlusten im Teillastbetrieb.

### **2. *Rückgewinnung der Expansionsenergie***

Beispiele zur Rückgewinnung der Expansionsenergie gibt es bei transkritischen CO<sub>2</sub>-Kältemaschinen. Die Systeme sollen weiter optimiert und die Erfahrungen für andere Kältemittel und Dimensionen angewandt werden.

### **3. *Optimierung der Regelstrategien und Einbezug von neuartigen Speichersystemen***

Verbesserte Regelstrategien umfassen die Leistungsregulierung sowie den Betrieb entsprechend dem Angebot und der Nachfrage der Wärmequelle sowie der Wärmesenke bezüglich Temperatur und Leistung. Mit dem Einsatz von Speichern sind zusätzliche Verbesserungen möglich. Als Speicher ist auch das Gebäude bzw. bei Kälteanlagen das Kühlgut zu berücksichtigen.

Zu diesem Forschungsschwerpunkt gehört auch der Einbezug von neuartigen Speichertechnologien sowie von Langzeit- oder saisonalen Speichern.

#### ***4. Untersuchung der Systemintegration von Wärmepumpen in additive, vor- und nachgelagerte Energiesysteme***

In der engeren Systemgrenze «Gebäude» soll vor allem das Zusammenspiel mit additiven Systemen wie Solarwärme, Photovoltaik, Wärmekraftkopplung oder auch (Holz)-Heizkesseln untersucht werden. Für unterschiedliche Voraussetzungen wie Wärmeleistungsbedarf, Wärmequelle, Heiztemperaturen) sind bestmögliche Konzepte zu definieren. Die Erkenntnisse des Schwerpunkts 3 sollen miteinbezogen werden.

Die weitere Systemgrenze umfasst die vor- und nachgelagerten Energiesysteme (Strom- und Erdgasnetz sowie Fernwärmenetz). Untersuchungen zu diesen Themen wie beispielsweise «Smart Grids» werden mit dem Forschungsprogramm «Netze» koordiniert.

#### ***5. Optimierung von grossen Wärmepumpen und grossen Kältemaschinen***

Zahlreiche der vorgenannten Forschungsarbeiten gelten auch für grosse Wärmepumpen und Kältemaschinen. Aufgrund der eingesetzten Verdichtertechnologien, der Einsatzprofile sowie der Verhältnismässigkeiten ist die Ausprägung der Forschung anders. So können Optimierungsmassnahmen schneller wirtschaftlich sein, weil der Energiedurchsatz und damit das Potential der eingesparten Energie wesentlich grösser sind. Grosswärmepumpen werden auch in der Kombination mit Fernwärmenetzen sowie in der Industrie eingesetzt. Im diesem Schwerpunkt sollen deshalb besondere Aspekte zur Verbesserung von grossen Wärmepumpen und grossen Kältemaschinen evaluiert und bearbeitet werden.

#### ***6. Hochtemperaturwärmepumpen für die Industrie***

Verfahrenstechnische Prozesse benötigen typisch Temperaturen zwischen 80 °C bis 180° C. In der Regel fällt ein grosser Teil der in einem Prozess eingesetzten Wärme auf einem (etwas) tieferen Temperaturniveau als Abwärme an. Wärmepumpen erreichen heute Temperaturen von bis zu 80 °C, also bis zu Niveau, wo der Prozesswärmebedarf beginnt. Hochtemperaturwärmepumpen (> 100 °C) sind noch vorwiegend in der Entwicklung, könnten aber einen wichtigen Beitrag zur Effizienzverbesserung in der Industrie leisten.

### ***7. Stärkung des Netzwerkes zwischen Hochschul- und Industrieforschung und die internationale Zusammenarbeit.***

Die nationale und internationale Zusammenarbeit in der Forschung ist ein wesentliches Element für den Erfolg. Diese soll durch die Zusammenarbeit in Projekten sowie den verstärkten Informationsaustausch gefördert werden. Etablierte Netzwerke und Anlässe sollen vorgeführt werden.

### **Quellen**

- [1] Wärmepumpenstatistik Schweiz 2012, Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, 2013.
- [2] Eidgenössische Energieforschungskommission CORE: Konzept der Energieforschung des Bundes 2013 bis 2016, BFE, 2012.
- [3] Energieforschungskonzept 2013 – 2016, BFE, 2013.

Ivan Wyssen, BSc in Maschinentechnik, Lukas Gasser, dipl. Ing. FH,  
Beat Wellig, Prof., Dr. sc. Techn. ETH  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
Fachbereich Maschinentechnik  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
[Ivan.wyssen@hslu.ch](mailto:Ivan.wyssen@hslu.ch)  
[www.hslu.ch](http://www.hslu.ch)

## Effiziente Niederhub-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen

### *Zusammenfassung*

*Wärmepumpen und Klimakälteanlagen sind heute eine weitverbreitete und ausgereifte Technologie für die Beheizung bzw. Kühlung von Gebäuden und verfügen über ein bisher kaum erkanntes Potenzial zur Einsparung von Primärenergie. Die Effizienz dieser Anlagen ist stark vom Temperaturhub abhängig. Bei einem vorhandenen kleinen äusseren Temperaturhub wird das Potenzial für hocheffiziente Systeme heute kaum genutzt, da Standard-Anlagen für Temperaturhübe von 30–60 K ausgelegt sind. Untersuchungen zeigen, dass bei der Auslegung von Niederhub-Anlagen andere Aspekte wichtig sind als bei Standard-Anlagen. Dieser Beitrag präsentiert praktische Ansätze für die Auslegung von Niederhub-Anlagen. Um das Effizienzsteigerungspotenzial durch die Ausnützung kleiner Temperaturhübe zu demonstrieren, wurde eine Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor und Turbokompressor entwickelt und experimentell untersucht. Bei Verwendung moderner Niedertemperatur-Heizsystemen in Kombination mit „tiefen“ Erdwärmesonden und dem damit erwarteten Temperaturhub von rund 20 K können für die Gebäudeheizung COP-Werte über 9 erreicht werden. Der Einsatz effizienter Gebäudekühlsysteme mit Hochtemperatur-Kühlsystemen und optimierten Rückkühlsystemen erlaubt bei der Gebäudekühlung einem Temperaturhub von ca. 10 K und führt zu COP-Werten von rund 15.*

### **Abstract**

*Nowadays, one of the most promising and mature technologies for heating and cooling are heat pumps and chillers. These systems have a high potential to save primary energy. The efficiency of heat pumps and chillers is closely related to the temperature lift. For a provided small external temperature lift the potential for high efficient systems is not fully exploited as standard systems are designed for lifts of 30–60 K. This paper presents practical guidelines for the planning and design of systems for low temperature lift applications. In order to demonstrate the potential for improvements in efficiency, a system for small temperature lifts*

*with a reciprocating compressor and a turbo compressor was developed and tested. By using geothermal heat probes in combination with efficient heat delivery and supply systems a COP for the heating mode of about 9 can be achieved for the anticipated temperature lift of 20 K. The use of high temperature cooling systems with optimized recooling systems leads to a temperature lift of approximately 10 K and a COP of about 15 for the cooling mode.*

## **Einleitung**

### **Ausgangslage**

Der nachhaltige Umgang mit Energie- und Stoffressourcen gewinnt aus ökologischer und ökonomischer Sicht zunehmend an Bedeutung. An moderne Wohn- und Bürogebäude werden heute hohe Anforderungen gestellt. Investoren und Mieter haben hohe Ansprüche bezüglich Nutzungsqualität und erwarten gleichzeitig niedrige Betriebskosten für die Gebäudetechnik, dazu gehören insbesondere die Heizung, Kühlung und Lüftung. Die Entwicklung von exergetisch hocheffizienten Systemen ist somit eine der grossen Herausforderungen des 21. Jahrhunderts.

Wärmepumpen und Klimakälteanlagen verfügen über ein bisher kaum erkanntes Potenzial zur Einsparung von Primärenergie. Da für die Gebäudeheizung und -kühlung mit Kompressions-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen grosse Mengen an elektrischer Energie (Exergie) benötigt werden, ist die Entwicklung von exergetisch hocheffizienten Anlagen von grossem Interesse. Effizienzsteigerungen dürfen jedoch keine Verschlechterung der Behaglichkeit zur Folge haben. Dieses Ziel kann nur erreicht werden, wenn eine ganzheitlich optimale Lösung bestehend aus Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik angestrebt wird [1].

### **Ziele**

Das BFE-Forschungsprojekt „Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes“ [1] hat mittels Feldmessungen sowie detaillierten Energie- und Exergie-Analysen gezeigt, dass die Effizienz von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen durch die konsequente Ausnützung von kleinen äusseren Temperaturhuben markant verbessert werden kann. Eine wichtige Erkenntnis aus dem Forschungsprojekt ist, dass auf dem Markt bis anhin keine geeigneten Wärmepumpen und Klimakälteanlagen für kleine Temperaturhübe erhältlich sind.

Die Erkenntnisse aus dem BFE-Projekt [1] werden für die Entwicklung von effizienten Wärmepumpen und Klimakälteanlagen genutzt und umgesetzt. Das Ziel der in diesem Beitrag beschriebenen Forschungsprojekte ist die Entwicklung sowie die theoretische und experimentelle Untersuchung von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen, mit welchen das Potenzial von kleinen Temperaturhuben ausgenützt werden kann. Der vorliegende Beitrag

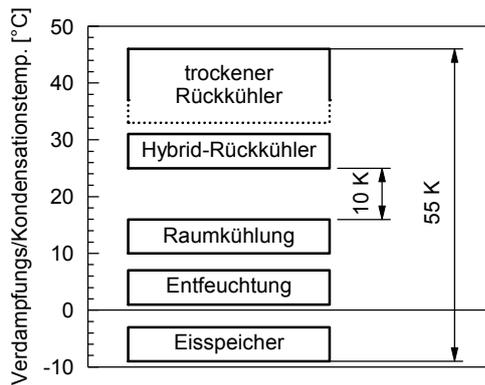
gibt Hinweise bezüglich des Potenzials und der Umsetzung von effizienten Niederhub-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen.

### **Temperaturhübe beim Heizen und Kühlen**

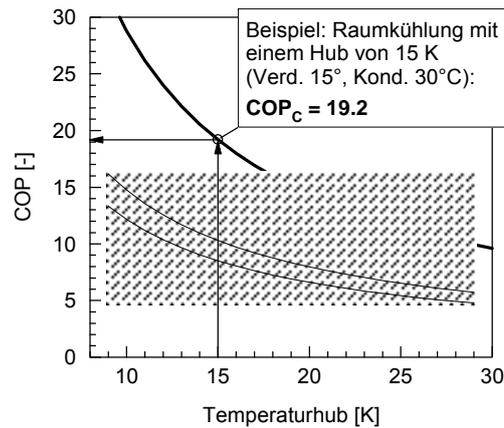
Die Effizienz von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen ist stark vom Temperaturhub abhängig. Bei Kompressions-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen entspricht der Temperaturhub der Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur.

Der Temperaturhub einer **Wärmepumpe** zur Gebäudeheizung ist neben dem Heizwärmeverteiler- und Abgabesystem massgeblich von der vorhandenen Wärmequelle abhängig. Die Temperatur des ungestörten Erdreichs in einer Tiefe von rund 15 m beträgt etwa konstant 10°C und nimmt mit einem Temperaturgradient von 0.03 K/m zu. Damit ermöglichen „tiefe“ Erdwärmesonden zusammen mit gut dimensionierten Verdampfern relativ hohe Verdampfungstemperaturen von bis zu 10°C. Weitere nutzbare Wärmequellen sind Grund-, Fluss- oder Seewasser. Ausserdem nimmt die Nutzung von Abwasser als Wärmequelle stetig zu. Als Abgabesysteme kommen bei der Gebäudeheizung häufig Fussbodenheizungen oder Heizkörper zur Anwendung. Der Temperaturhub liegt je nach Gebäude und Heizsystem zwischen 20 K und 60 K. Für eine effiziente Gebäudeheizung ist ein Temperaturhub im Bereich von 20–35 K ausreichend (z.B. „tiefe“ Erdwärmesonde in Kombination mit einem modernen Niedertemperatur-Heizsystem).

In Bild 1 ist der Bereich von typischen Temperaturhüben von **Klimakälteanlagen** dargestellt. Der Temperaturhub kann je nach System zwischen 10 K und im Extremfall bis zu 55 K betragen. Für die Gebäudekühlung genügt bei entsprechender Planung und Anwendung effizienter Systeme ein Hub zwischen 10 K und 20 K (z.B. Kühldecken, Betonkernaktivierung oder effiziente Umluftklimageräte kombiniert mit effizienten Hybrid-Rückkühlsystemen). Obwohl bei der Gebäudekühlung die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke klein ist, wird das Potenzial für hocheffiziente Kühlprozesse kaum genutzt. Grund dafür ist, dass konventionelle Kälteabgabesysteme tiefe Pumpenkaltwasser (PKW) Temperaturen benötigen, welche von der Klimakälteanlage bereitgestellt werden, und der Einsatz von Trockenrückkühlern. Typischerweise liegen die PKW-Temperaturen im Bereich von 8–14°C, woraus tiefe Verdampfungstemperaturen resultieren. Durch die Hochhalteregelung wird ausserdem die Kondensationstemperatur auf einem unnötig hohen Temperaturniveau zwischen 35°C und 45°C gehalten [2] [3]. Folglich arbeiten herkömmliche Klimakälteanlagen oftmals mit einem unnötig grossen Temperaturhub.



**Bild 1:** Bereich von typischen Verdampfungs- und Kondensationsstemperaturen und die daraus resultierenden Temperaturhuben verschiedener Systeme in der Gebäudekühlung



**Bild 2:** Leistungszahl einer Carnot-Klimakälteanlage und einer realen Klimakälteanlage mit einem Gütegrad von ca. 50% in Funktion des Temperaturhubes für eine konstante Verdampfungstemperatur von 15°C

Bild 2 zeigt die Carnot-Leistungszahl  $COP_C$  (Coefficient of Performance) einer idealen Klimakälteanlage in Abhängigkeit des Temperaturhubes für eine konstante Verdampfungstemperatur von 15°C. Bei einem Hub von 15 K, der für viele Anwendungen ausreicht, werden  $COP_C$ -Werte über 19 erreicht. Mit realen Kälteanlagen sind bei einem Gütegrad um 50% (Vergleich der effektiven Leistungszahl mit derjenigen eines Carnot-Prozesses zwischen den entsprechenden Temperaturniveaus, d.h.  $\zeta = COP/COP_C$ ) COP-Werte von etwa 10 möglich. Die praktische Erfahrung zeigt jedoch, dass der Gütegrad von Standard-Klimakälteanlagen, welche für Hübe von 30–60 K ausgelegt sind, bei diesen Betriebsbedingungen meistens deutlich unter 50% liegt.

**Fazit:** Wärmepumpen und Klimakälteanlagen erreichen bei kleinen Temperaturhuben nur dann hohe Leistungszahlen und Gütegrade, wenn diese speziell für die entsprechenden Betriebsbedingungen ausgelegt sind (hohe Verdampfungstemperaturen und gleichzeitig kleine Temperaturhuben).

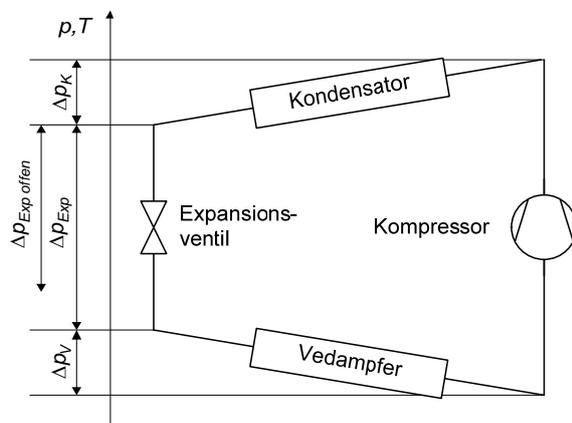
## Auslegung von Niederhub-Anlagen

Standard-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen sind typischerweise für Temperaturhuben im Bereich von 30–60 K ausgelegt. Wenn diese Anlagen bei kleinen Temperaturhuben betrieben werden, führt dies zu einer relativ schlechten Effizienz, da der Gütegrad teilweise stark absinkt. Das volle Potenzial kann nur mit speziell für kleine Temperaturhuben ausgelegten Anlagen ausgeschöpft werden. Bei der Auslegung von Niederhub-Anlagen sind andere Aspekte wichtig als bei Standard-Anlagen. Die Realisierung hocheffizienter Anlagen mit Standard-Komponenten ist grundsätzlich möglich, erfordert jedoch neue Denkansätze bei der

Dimensionierung der Komponenten und des Gesamtsystems. Sämtliche Komponenten müssen speziell für den Betrieb bei kleinen Temperaturhuben ausgelegt werden [1].

Zur Erreichung einer hohen Energieeffizienz sind geringe Sauggasüberhitzungen anzustreben. Bei der Verwendung von thermostatischen Standard-Expansionsventilen sind Überhitzungen im Verdampfer unter 7 K nur schwer erreichbar. Aus diesem Grund müssen Niederhub-Anlagen mit einem elektronischen Expansionsventil ausgestattet werden. Die Evaluierung des Expansionsventils darf nicht nach der Kälteleistung erfolgen, wie es in Kältetechnik-Katalogen beschrieben wird. Als Auswahlkriterium dient stattdessen der maximal zulässige Druckverlust über das Expansionsventil. Der bei voller Ventilöffnung resultierende Druckverlust  $\Delta p_{Exp\ open}$  darf nicht grösser sein als die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck und des Druckverlustes in den Kältemittelleitungen  $\Delta p_{Exp}$  ( $\Delta p_{Exp\ open} < \Delta p_{Exp}$ , vgl. Bild 3). Für die Auslegung ist der Betriebspunkt mit der höchsten Verdampfungstemperatur und dem kleinsten Temperaturhub (grösster Massenstrom des Kältemittels und kleinstes Druckverhältnis) relevant. Dieses Auswahlkriterium führt, im Vergleich zur üblichen Auswahl gemäss Kälteleistung, zu massiv überdimensionierten Expansionsventilen [4].

Eine weitere Bedingung zur Realisierung von effizienten Niederhub-Anlagen ist die Wahl eines geeigneten Kompressors. Die Verwendung von volumetrisch fördernden Kompressoren mit einem grossen internen Druckverhältnis, wie z.B. Scroll-Kompressoren, ist auf Grund der starken „Überverdichtung“ zu vermeiden.



**Bild 3:** Schematische Darstellung des Kältemittelkreislaufs und Bezeichnungen des Druckverlustes im Verdampfer, Kondensator, Kältemittelleitung und Expansionsventil sowie resultierender Druckverlust bei voll geöffneten Expansionsventil

Die Auslegung des Verdampfers und des Kondensators erfolgt mit dem Ziel, die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung klein zu halten. Dadurch können hohe Verdampfungstemperaturen und tiefe Kondensationstemperaturen erreicht werden.

Die Wahl des Kältemittels spielt eine zentrale Rolle bei der Realisierung von effizienten Niederhub-Anlagen. Zur Erreichung einer hohen Energieeffizienz sind Kältemittel mit kleinen Dampf- und Flüssigkeitsdichten anzustreben, was zu hohen volumetrischen

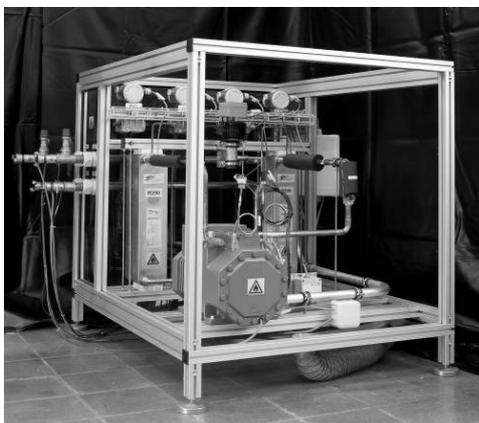
Kälteleistungen führt. Als Resultat der hohen volumetrischen Kälteleistungen können die Druckverluste in den Kältemittelleitungen und Armaturen minimiert werden. Des Weiteren ist der Einsatz von Kältemitteln mit guten allgemeinen Wärmeübertragungseigenschaften sowie geringem Ozon-Abbaupotenzial (ODP) und geringem Treibhauspotenzial (GWP) zu verfolgen.

## Realisierung von Niederhub-Anlagen

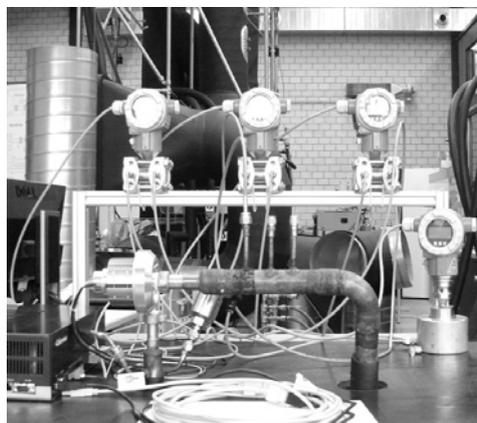
Zur Bestätigung des Potenzials zur Effizienzsteigerung wurde im Forschungsprojekt „Hocheffiziente Wärmepumpen und Kältesysteme“ der Hochschule Luzern (HSLU) ein Prototyp einer Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor (vgl. Bild 4) und im nachfolgenden HSLU-Forschungsprojekt „Wärmepumpe mit Turbokompressor“ ein Prototyp einer Niederhub-Anlage mit Turbokompressor (vgl. Bild 5) entwickelt und realisiert. Sämtliche Komponenten der Prototypen wurden speziell für die bei Niederhub-Anwendung vorherrschenden Betriebsbedingungen bei hohen Verdampfungstemperaturen und kleinen Temperaturhüben ausgelegt.

### Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor

Zur Erreichung einer hohen Energieeffizienz sind geringe Sauggasüberhitzungen anzustreben (vgl. Auslegung von Niederhub-Anlagen). Aus diesem Grund wurde die Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor mit einem elektronischen Expansionsventil ausgestattet. Dieses Auswahlkriterium führt zu einem überdimensionierten Expansionsventil. Die Kälteleistung der realisierten Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor beträgt rund 14 kW. Die Kälteleistung des im Prototyp verwendeten Expansionsventils beträgt nach Angaben des Herstellers rund 40 kW (Herstellerangaben gelten für Standard-Klimakälteanlagen mit einem Temperaturhub zwischen 30 K und 60 K) [4].



**Bild 4:** Prototyp der Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor



**Bild 5:** Prototyp der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor

Der realisierte Prototyp wurde mit einem handelsüblichen halbhermetischen Hubkolbenkompressor ausgestattet. Hubkolbenkompressoren weisen im Vergleich zu Scroll-Kompressoren ein kleines internes Druckverhältnis auf.

Der Verdampfer und Kondensator sind als handelsüblicher Plattenkondensator ausgeführt. Die Auslegung erfolgte in enger Zusammenarbeit mit dem Industriepartner (BMS-Energietechnik, R. Meister) mit dem Ziel, die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung klein zu halten („thermisch lange“, d.h. schlanke und hohe Plattenwärmeübertrager).

Die Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor wird mit dem Kältemittel Propan (R 290) betrieben. Propan besitzt kein Ozon-Abbaupotenzial (ODP), ein vernachlässigbares Treibhauspotenzial (GWP) und ist unkritisch in Verbindung mit üblichen Metallen. Die Dampf- und Flüssigkeitsdichten von Propan sind klein, was zu hohen volumetrischen Kälteleistungen führt. Weiter weist Propan sehr gute thermodynamische Eigenschaften auf [5].

### **Niederhub-Anlage mit Turbokompressor**

Im HSLU-Forschungsprojekt „Hocheffiziente Wärmepumpen- und Kältesysteme“ wurden wichtige Erkenntnisse bezüglich Auslegung und Betrieb von effizienten Wärmepumpen und Klimakälteanlagen für kleine Temperaturhübe gewonnen. Es zeigte sich, dass zurzeit keine geeigneten Kompressoren für den Betrieb bei kleinen Temperaturhüben bzw. kleinen Druckverhältnissen auf dem Markt erhältlich sind. Eine Ausnahme bilden Turbokompressoren, welche neben der guten Eignung für kleine Temperaturhübe weitere Vorteile für den Einsatz in Wärmepumpen und Klimakälteanlagen aufweisen. Heutige Wärmepumpen und Klimakälteanlagen werden meistens mit Scroll- oder Hubkolbenkompressoren betrieben. Die Schmierung solcher Kompressoren erfolgt mittels Öl. Im Betrieb solcher Kompressoren mit kleinen Temperaturhüben und den damit verbundenen tiefen Heissgastemperaturen können Probleme mit der Ölschmierung auftreten. Turbokompressoren können hingegen ölfrei realisiert werden. Weiter weisen Turbokompressoren aufgrund der hohen Leistungsdichte kleinere geometrische Baugrößen auf als herkömmliche Kompressoren. Auf dem Markt sind bereits Wärmepumpen und Klimakälteanlagen mit Turbokompressoren erhältlich, jedoch nur für grössere Heizleistungen (über ca. 150 kW).

Um die Entwicklung von Niederhub-Anlagen voranzutreiben, wurde in enger Zusammenarbeit mit der Celeroton AG, Zürich, und der ETH Zürich (Prof. Dr. H. Leibundgut) ein Prototyp einer Niederhub-Anlage mit Turbokompressor realisiert. Die Celeroton AG entwickelte und realisierte den entsprechenden Radial-Turbokompressor für kleine thermische Heizleistungen (ca. 10 kW) und kleine Druckverhältnisse. Die elektrische Leistungsaufnahme des realisierten Turbokompressors liegt unter 1.5 kW.

Basierend auf den im vorhergehenden HSLU-Forschungsprojekt „Hocheffiziente Wärmepumpen- und Kältesysteme“ gewonnenen Erkenntnissen erfolgte die Auslegung und Realisierung der Komponenten der Niederhub-Anlage. Zur Erreichung einer hohen

Energieeffizienz und geringen Sauggasüberhitzungen wurde ein elektronisches Expansionsventil verwendet. Das Auswahlkriterium des Expansionsventils erfolgte gemäss dem maximal zulässigen Druckverlustes bei voller Öffnung (vgl. Auslegung von Niederhub-Anlagen). Der Verdampfer und Kondensator sind als handelsüblicher Plattenkondensator ausgeführt, gemäss den in Kapitel „Auslegung von Niederhub-Anlagen“ aufgeführten Richtlinien.

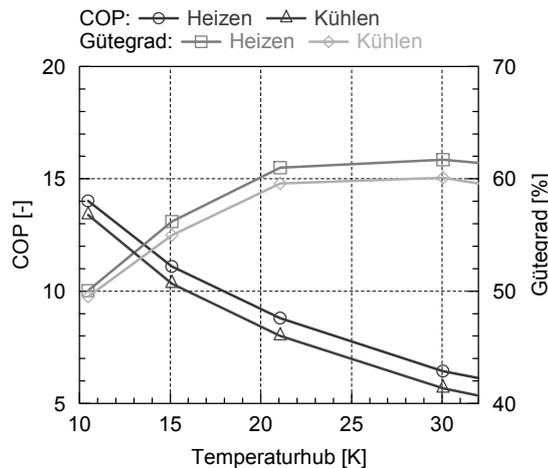
Die Niederhub-Anlage wird mit dem Kältemittel Butan (R 600) betrieben. Butan wird unter anderem erfolgreich in Haushaltskühlschränken eingesetzt und besitzt weder ein Ozon-Abbaupotenzial (ODP) noch ein nennenswertes Treibhauspotenzial (GWP). Weiter weist Propan sehr gute thermodynamische Eigenschaften auf [6].

## Resultate und Diskussionen

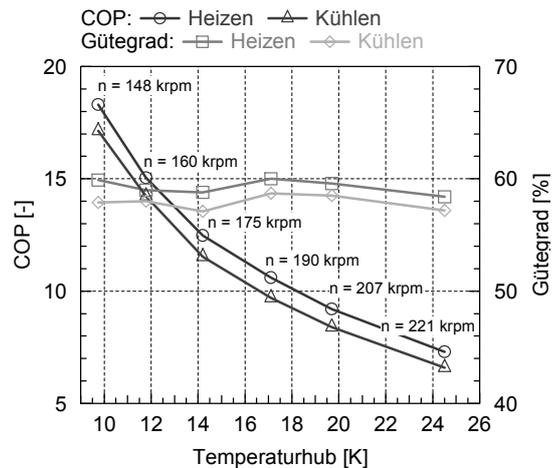
Zur Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials wurden die realisierte Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor sowie die Niederhub-Anlage mit Turbokompressor auf dem Wärmepumpenprüfstand der Hochschule Luzern umfangreichen Messreihen unterzogen. Der Wärmepumpenprüfstand stellt Fluidströme bereit, deren Temperaturen und Massenströme mit hoher Genauigkeit und Dynamik geregelt werden können. Gleichzeitig bietet der Prüfstand eine Vielzahl von Anschlussmöglichkeiten und Betriebsweisen. So können beispielsweise die Wärmequelle und Wärmesenke unterschiedlichster Wärmepumpen- und Klimakältesystemen, wie z.B. Wasser/Wasser-, Sole/Wasser oder Luft/Wasser- Wärmepumpen bzw. Klimakälteanlagen „simuliert“ werden. Die Resultate der experimentellen Untersuchungen bzw. der energetischen Analyse werden nachfolgend diskutiert.

## Energetische Analyse

In Bild 6 ist der COP der Niederhubanlage mit Hubkolbenkompressor in Abhängigkeit des Temperaturhubes bei einer konstanten Verdampfungstemperatur von 10°C dargestellt. Der  $COP_{\text{Heizen}}$  steigt von 6.4 bei einem Temperaturhub von 30 K auf 11.1 bei rund 15 K. Durch die Reduktion des Temperaturhubes um 15 K kann der  $COP_{\text{Heizen}}$  um ca. 73% erhöht werden. Analog steigt der  $COP_{\text{Kühlen}}$  von 5.7 bei einem Temperaturhub von 30 K auf 10.3 bei rund 15 K. Eine wichtige Kennzahl zur energetischen Beurteilung von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen ist der Gütegrad; er beschreibt das „innere“ Verhalten des Prozesses. Der Gütegrad beträgt bei den Betriebsfällen Heizen und Kühlen bei 20–30 K Temperaturhub rund 60%, bei kleineren Hübten sinkt er auf etwa 50% ab. Der Gütegrad der Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor liegt deutlich über den Werten von Standard-Anlagen (siehe z.B. [1], S. 61, Anlage A: Gütegrad sinkt bei kleinen Hübten bis auf 30–35%). Der Verlauf des Gütegrades zeigt, dass sich der gewählte Hubkolbenkompressor für Anwendungen mit Temperaturhübten über 20 K gut eignet.



**Bild 6:** COP und Gütegrad für die Betriebsfälle Heizen Kühlen in Abhängigkeit des Temperaturhubes der Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor, Verdampfungstemp. 10°C



**Bild 7:** COP und Gütegrad für die Betriebsfälle Heizen Kühlen in Abhängigkeit des Temperaturhubes der Niederhub-Anlage mit Turbo-kompressor, Verdampfungstemp. 10°C

In Bild 7 ist der COP sowie der Gütegrad der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor in Abhängigkeit des Temperaturhubes bei einer konstanten Verdampfungstemperatur von 10°C dargestellt. Die Niederhub-Anlage mit Turbokompressor weist bei beispielsweise rund 14 K Temperaturhub ein  $COP_{\text{Heizen}}$  von 12.5 und ein  $COP_{\text{Kühlen}}$  von 11.5 auf. Der Gütegrad beträgt in diesem Betriebspunkt für die Betriebsfälle Heizen und Kühlen rund 58%. Im Bereich der untersuchten Temperaturhübe bei rund 10–24 K bleibt der Gütegrad der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor konstant hoch bei knapp 60%. Die Leistungszahlen der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor bei Temperaturhüben unter ca. 20 K liegen deutlich über den Werten der Niederhub-Anlage mit Hubkolbenkompressor.

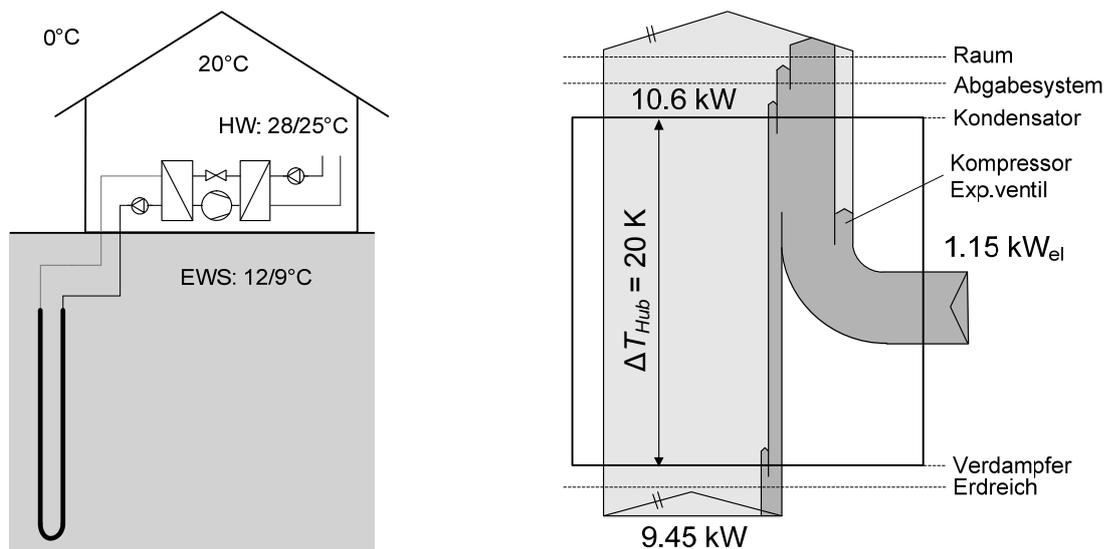
Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen durch Verwendung von Turbokompressoren, insbesondere im Betrieb bei kleinen Temperaturhüben < 20 K, markant verbessert werden kann.

Um die Entwicklung von Niederhub-Anlagen mit Turbokompressor weiter voranzutreiben, wird in einem laufenden KTI-Projekt in Zusammenarbeit mit der BS2 AG, Schlieren, eine Wärmepumpe bzw. Klimakälteanlage mit Turbokompressor für Heiz- bzw. Kälteleistungen im Bereich von 4–20 kW entwickelt. Diese Wärmepumpe soll über den relevanten Bereich des Temperaturhubes von 10 K bis ca. 30 K einen bisher unerreichten hohen Gütegrad aufweisen.

Die nachfolgenden Ausführungen zur Verwendung der Niederhub-Anlage als Wärmepumpe (Niederhub-Wärmepumpe) und Klimakälteanlage (Niederhub-Klimakälteanlage) werden ausschliesslich anhand der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor detailliert diskutiert.

## Verwendung als Niederhub-Wärmepumpe

Bei der Verwendung der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor in Kombination mit modernen Niedertemperatur-Heizsystemen und „tiefen“ Erdwärmesonden (EWS) können für die Gebäudeheizung beachtliche Effizienzwerte erreicht werden. Dies wird anhand der nachfolgenden beispielhaften Anwendung aufgezeigt.



**Bild 8:** Schematische Darstellung der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor und Erdwärmesonde; Verdampfungs- und Kondensations-temperaturen 8°C, 28°C, resultierender Temperaturhub ca. 20 K, Temperaturniveau Wasser (EWS) 12/9°C, Temperaturniveau Heizwasser (HW) 28/25°C, Umgebungstemp. 0°C

**Bild 9:** Energie- und Exergiefluss-Diagramm der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor; Heizleistung 10.6 kW, Kompressorleistung 1.15 kW,  $COP_{Heizen}$  ca. 9.2, exergetischer Wirkungsgrad 81.6%, Umgebungstemp. 0°C

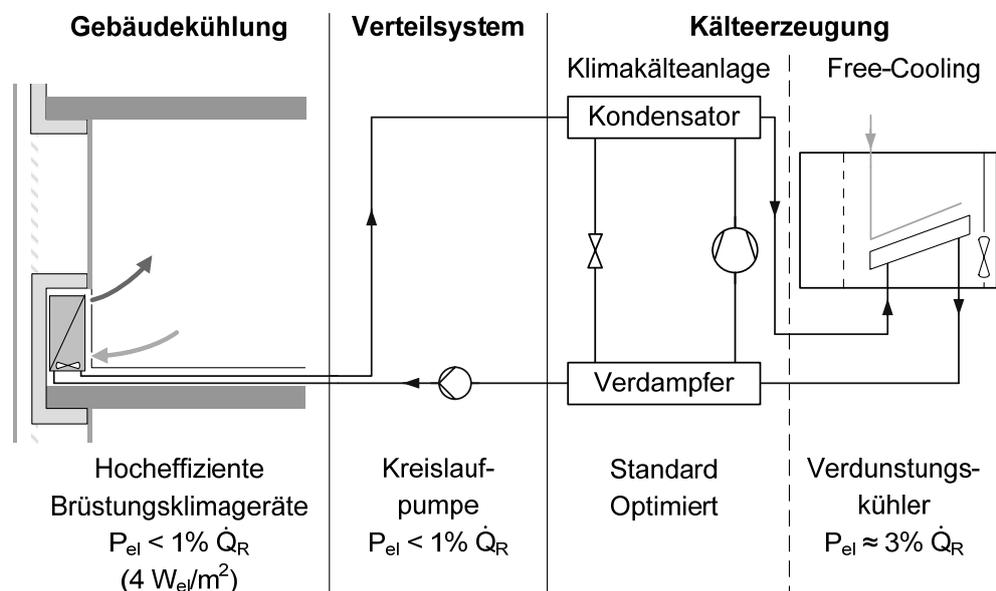
Das mit der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor zu beheizende Gebäude (Bild 8) ist mit einer effizienten Niedertemperatur-Fussbodenheizung ausgestattet, welche bei 0°C Umgebungstemperatur eine Heizwasser-Vorlaufstemperatur von rund 28°C erfordert. Die resultierende Kondensationstemperatur der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor liegt damit bei rund 28°C (oder mit „thermisch langem“ Kondensator sogar etwas tiefer). Die Wärmeaufnahme erfolgt über eine „tiefe“ Erdwärmesonde. Damit beträgt die Verdampfungs-temperaturen ca. 8°C (Wasser 12/9°C) und der resultierende Temperaturhub der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor rund 20 K.

Im beschriebenen Betriebszustand der Niederhub-Wärmepumpe mit Turbokompressor resultieren ein  $COP_{Heizen}$  von 9.2 und ein Gütegrad von 59.6%. Der äussere exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe (Verhältnis zwischen dem Exergiestrom des Wärmestroms, welcher dem Raum zugeführt wird und der zugeführten elektrischen Leistung) beträgt 81.6% bei 0°C Umgebungstemperatur, was wesentlich höher ist als bei handelsüblichen

Wärmepumpen. Durch die konsequente Ausnutzung des kleinen äusseren Temperaturhubes können die Exergieverluste deutlich reduziert werden und hohe Effizienzwerte erreicht werden.

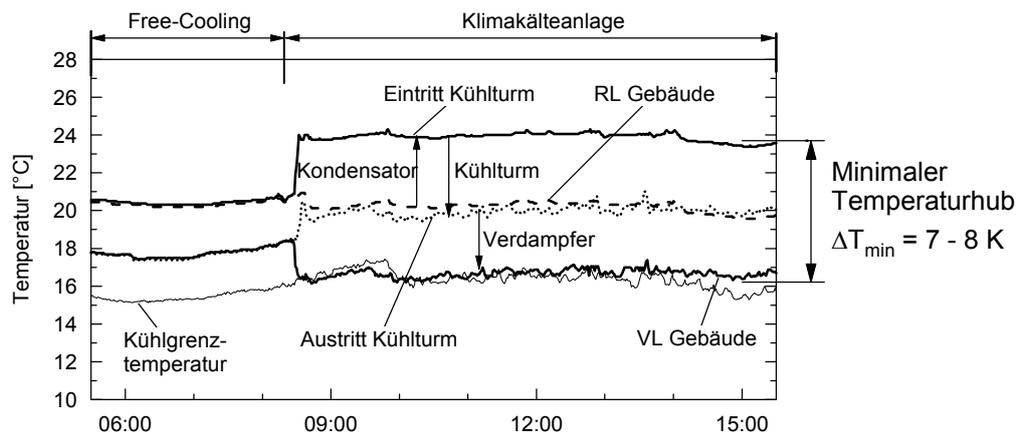
### Verwendung als Niederhub-Klimakälteanlage

Die Verwendung der Niederhub-Anlage mit Turbokompressor für die Gebäudekühlung weist ebenfalls ein grosses Potenzial auf. Anhand eines Vergleichs einer realisierten Klimakälteanlage in einem Bürogebäude in Zürich mit einer Nutzfläche von rund 1400 m<sup>2</sup> [4] wird dies nachfolgend beispielhaft verdeutlicht (Gebäudekühlsystem Martin Meier, Ernst Basler + Partner AG, Zürich und Dr. Beat Kegel, Klimasysteme, Zürich).



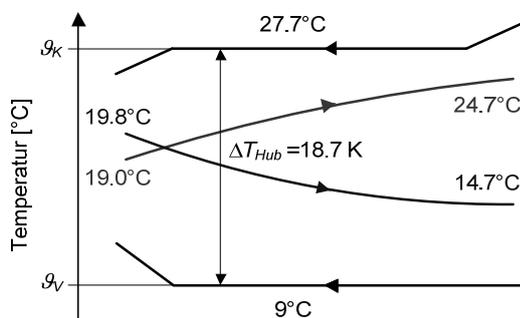
**Bild 10:** Schematische Darstellung des Gebäudekühlsystems mit Niederhub-Anlage für ein Bürogebäude in Zürich (Index  $R = \text{Raum}$ )

Das betrachtete Gebäudekühlsystem weist hohe PKW-Temperaturen, tiefe Rückkühltemperaturen sowie einen hohen Free-Cooling-Anteil auf (vgl. Bild 11). Das Gebäudekühlsystem ist sehr effizient, es wurde jedoch mit einer „Standard“-Klimakälteanlage ausgestattet. Die Kälteabgabe in den Räumen erfolgt durch effiziente Brüstungsklimageräte, welche PKW-Temperaturen von 16–20°C benötigen. Die Rückkühlung erfolgt über einen Verdunstungskühler, wobei die Annäherung an die Kühlgrenztemperatur 1–2 K beträgt. Grundsätzlich erfolgt die Kühlung mittels Free-Cooling. Sobald die Kühlgrenztemperatur oder die erforderliche Kälteleistung ein Free-Cooling-Betrieb nicht mehr zulässt, wird die Klimakälteanlage in Betrieb genommen (vgl. Bild 11) [4].

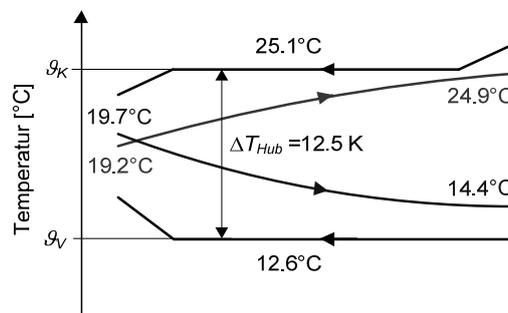


**Bild 11:** Bürogebäude in Zürich: Typische Temperaturverläufe an einem heissen Sommertag

Unter der Annahme, dass anstelle der verwendeten „Standard“-Klimakälteanlage die Niederhub-Anlage mit Turbokompressor in das Gebäudekühlsystem eingebaut würde, ergibt sich folgende Gegenüberstellung. Die resultierenden Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen sind in Bild 12 bzw. 13 dargestellt.



**Bild 12:** „Standard“-Klimakälteanlage: Enthitzung, Unterkühlung im Kondensator und Überhitzung im Verdampfer nicht massstäblich dargestellt, Temperaturhub 18.7 K,  $COP_{Kühlen}$  7.2 [4]



**Bild 13:** Niederhub-Klimakälteanlage mit Turbokompressor: Enthitzung, Unterkühlung im Kondensator und Überhitzung im Verdampfer nicht massstäblich dargestellt, Temperaturhub 12.5 K,  $COP_{Kühlen}$  13.4

Der Vergleich der Temperaturniveaus zeigt, dass obwohl bei beiden Klimakälteanlagen das PKW auf beinahe gleichem Temperaturniveau liegt, die Verdampfungstemperaturen unterschiedlich sind. In der „Standard“-Klimakälteanlage, die für grössere Temperaturhübe ausgelegt ist, resultieren eine unnötig tiefe Verdampfungstemperatur sowie eine unnötig hohe Kondensationstemperatur. Der resultierende Temperaturhub der „Standard“-Klimakälteanlage ist rund 6 K grösser als in der Niederhub-Klimakälteanlage mit Turbokompressor. Der  $COP_{Kühlen}$  der „Standard“-Klimakälteanlage beträgt im betrachteten Betriebspunkt 7.2 und der Gütegrad 47.7%. Für die Bereitstellung des PKW auf beinahe gleichem Temperaturniveau

mittels Niederhub-Klimakälteanlage mit Turbokompressor beträgt der resultierende  $COP_{\text{Kühlen}}$  13.4 und der Gütegrad 58.6%. Die für kleine Temperaturhübe ausgelegte Niederhub-Klimakälteanlage mit Turbokompressor erreicht einen um beinahe Faktor 1.9 besseren COP-Wert. Der beachtliche Unterschied ist auf den deutlich kleineren Temperaturhub und höheren Gütegrad der Niederhub-Klimakälteanlage mit Turbokompressor zurückzuführen.

## Schlussfolgerungen und Ausblick

Diese Studie zeigt auf, dass beim Heizen und Kühlen durch Ausnützung eines kleinen äusseren Temperaturhubes wertvolle Primärenergie eingespart werden kann. Obwohl die Idee hinter der optimalen Ausnützung kleiner Temperaturhübe auf den ersten Blick „banal“ erscheint, gibt es viele Hindernisse. Die Verwendung einer hocheffizienten Niederhub-Anlage erschliesst nur einen kleinen Teil des brachliegenden Potenzials zur Effizienzsteigerung. Vielmehr muss das Gesamtsystems bestehend aus Wärmepumpe bzw. Klimakälteanlage, Verteil- und Abgabesystem, Wärmequelle bzw. Rückkühlung sowie die Regelung optimiert werden [1].

Bei Verwendung moderner Niedertemperatur-Heizsysteme in Kombination mit „tiefen“ Erdwärmesonden und dem damit erwarteten Temperaturhub von rund 20 K können bei der Gebäudeheizung COP-Werte über 9 erreicht werden. In effizienten Gebäudekühlsystemen mit Hochtemperatur-Kühlsystemen und optimierten Rückkühlsystemen können für den erwarteten Temperaturhub von ca. 10 K COP-Werte von rund 15 erreicht werden.

## Danksagung

Das Projektteam bedankt sich bei der Hochschule Luzern für die finanzielle Unterstützung und bei den Projektpartnern Remo Meister, BMS-Energietechnik AG, Wilderswil, Dr. Beat Kegel, Klimasysteme, Zürich, Martin Meier, Ernst Basler + Partner AG, Zürich und Celeroton AG, Zürich für die wertvollen Beiträge und die technische Unterstützung. Die Autoren bedanken sich herzlich bei Prof. Dr. H. Leibundgut für die Initiierung und Unterstützung des HSLU-Projektes „Wärmepumpe mit Turbokompressor“.

## Quellen

- [1] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier: Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch die Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes, Bundesamt für Energie, 2006.
- [2] J.F. Kreider (Ed.): Handbook of heating, ventilation and air conditioning, CRC Press, 2001.
- [3] H.W. Stanford III: HVAC water chillers and cooling towers, Marcel Dekker, 2003.
- [4] I. Wyssen, L. Gasser, B. Wellig, M. Meier, B. Kegel: Effizientes Heizen und Kühlen mit Niedrigbub-Anlagen, 16. Statusseminar, 2010.
- [5] Bitzer International: Kältemittelrapport, 15. Auflage, 2008.
- [6] Eurammon: Datenblatt Kohlenwasserstoffe, [www.eurammon.com](http://www.eurammon.com)

Raphael Gerber, BSc ME  
CTA AG  
Klima Kälte Wärme  
Hunzikenstrasse 2  
CH-3110 Münsingen  
raphael.gerber@cta.ch  
www.cta.ch

## Natürliche Kältemittel als Lösung für die Umweltproblematik synthetischer Kältemittel

### *Zusammenfassung*

*Kälteanlagen und Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sind in vielen Anwendungen sowohl ökologisch als auch wirtschaftlich vorteilhaft. Die wichtigsten Kältemittel sind dabei Ammoniak (R717), Kohlenwasserstoffe (R290, R600a, R1270), Kohlendioxid (R744) und Wasser (R718). Wirklich nachhaltig sind sie deshalb, weil sie seit langer Zeit in den Stoffkreisläufen der Natur vorkommen und im Gegensatz zu synthetischen Stoffen keine ökologischen Risiken beinhalten. In der Kältetechnik sollen sie dort eingesetzt werden, wo die Energieeffizienz überragend ist und entsprechende Ausbildung einen zuverlässigen und sicheren Betrieb der Anlagen ermöglichen. Während Anlagen in Industrie, Gewerbe, Logistik, Wärmeversorgung und Haushalt heute fast ausschliesslich natürliche Stoffe einsetzen, nimmt die Anwendung dieser Kältemittel in den Bereichen Klima, Transport und Kleinwärmepumpen zu. Die Schweizer Gesetzgebung verbietet den Einsatz von in der Luft stabilen Kältemitteln beispielsweise bei Klimaanlageanlagen mit mehr als 600 kW Kälteleistungen ab Ende 2013 während andere Länder beim Einsatz dieser Stoffe bereits heute hohe Lenkungsabgaben erheben.*

### *Abstract*

*Refrigeration installations and heat pumps with natural refrigerants are known to be cost-effective and environmentally beneficial in many applications. Dominant fluids include ammonia (R717), hydrocarbons (R290, R600a, R1270), carbon dioxide (R744) and water (R718). They have been part of natural cycles for a long time and do not involve environmental risks compared to implementing synthetic substances. Natural refrigerants should be used when energy efficiency outperforms synthetic alternatives and with good staff training ensure safe operation of the plants. While installations in industry, food distribution, logistics, district heating and domestic refrigeration already mostly use natural fluids, their application is increasing in other applications like air conditioning, transport and domestic heat pumps. The Swiss legislation prohibits use of synthetic greenhouse gases for example in*

*air conditioning installations with a cooling capacity exceeding 600 kW by end of 2013 while other countries already apply a levy when using synthetic greenhouse gases.*

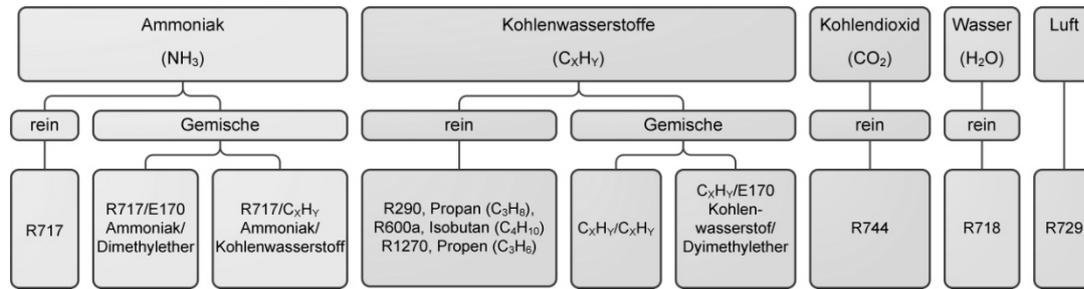
## Einleitung

Fluorierte Treibhausgase wie FCKW, HFCKW und HFKW haben einen signifikanten Einfluss auf die Klimaerwärmung. Schätzungen zugrunde sind sie zu 12% für die globale Erwärmung seit der industriellen Revolution verantwortlich. Dank der Eliminierung von FCKWs unter dem Montreal Protokoll nimmt deren Konzentration in der Luft ab während diejenige von HFCKWs und HFKWs als Ersatz der FCKW stark zunimmt [1]. Obwohl letztere die Ozonschicht nicht abbauen, sind sie teilweise starke Treibhausgase.

Synthetische Stoffe in die Kreisläufe der Natur einzuführen ist mit Risiken verbunden und kann zu erheblichen Umweltfolgen führen. Der Einführung der ersten synthetischen Kältemittel um 1930 folgte erst 50 Jahre später die ernüchternde Erkenntnis, dass diese Stoffe die Ozonschicht abbauen. Folglich sind diese chlorhaltigen Substanzen (FCKW und HFCKW) für Neuanlagen heute in der Schweiz verboten. Weltweit trägt die Kältetechnik jedoch immer noch zu 70% zur industriellen Verwendung von ozonabbauenden Substanzen bei [2]. Wieder einen Rückschlag erlebten die synthetischen Stoffe der dritten Generation (HFKW) aufgrund ihrer Stabilität in der Luft und dem damit verbundenen Treibhauspotenzial. Die wohl bedrohlichste und kostenintensivste Folge zusätzlicher Erderwärmung durch Treibhausgasemissionen ist das Ansteigen des Meeresspiegels. Eine aktuelle Studie der Universität von in San Diego, Kalifornien, bestätigt, dass die globale Temperatur bis im 2050 um 2 K steigen könnte, falls Treibhausgase mit aktueller Wachstumsrate emittiert werden. Die Reduktion der Treibhausgasemissionen – darunter die aktuell eingesetzten synthetischen Kältemittel – könnte die globale Erwärmung um 50% reduzieren, was auch den Anstieg der Weltmeeresspiegel um 24-50% reduzieren könnte [3]. Dazu müssten viele Länder, insbesondere solche mit grossem wirtschaftlichen Entwicklungspotenzial, dem Europäischen und Schweizerischen Vorbild folgen.

Eine mögliche und wirklich nachhaltige Lösung zur Problematik synthetischer Kältemittel bieten die natürlichen Kältemittel, denn diese weisen einen entscheidenden ökologischen Vorteil auf: es sind per Definition Stoffe, die als Kältemittel eingesetzt werden können und ohne menschliches Einwirken in den Stoffkreisläufen der Natur vorkommen. Sie weisen gar kein oder nur ein vernachlässigbar kleines globales Erwärmungspotenzial (GWP) auf.

Zu den Wichtigsten zählen Ammoniak, Kohlenwasserstoffe sowie Kohlendioxid, Wasser und Luft. Bild 1 zeigt eine Übersicht der wichtigsten natürlichen Kältemittel.



**Bild 1:** Einteilung der wichtigsten natürlichen Kältemittel

Natürliche Kältemittel haben schon seit Jahrzehnten eine wichtige Rolle in der Kältetechnik übernommen, insbesondere in der Industrie- und Gewerbekühlung.

## Die Wahl des richtigen Kältemittels

Fast so zahlreich wie die verschiedenen Anwendungen der Kältetechnik sind auch die verfügbaren Kältemittel. Dass es keines gibt, das für alle Anwendungen die beste Lösung bietet, ist seit einigen Jahrzehnten klar. Auf der Suche nach dem Favoriten hinsichtlich Wirtschaftlichkeit und Nachhaltigkeit gilt es die wichtigen Entscheidungsfaktoren zu finden und richtig zu bewerten, wie beispielsweise in Tabelle 1 zusammengestellt. Öfter als vermutet sind Kältemittel auf natürlicher Basis sowohl ökologisch als auch ökonomisch vorteilhaft.

<b>Kriterium</b>	<b>Beispiele von Instrumenten und Richtlinien</b>
Wirtschaftlichkeit	LCCA
Umwelteinfluss	LCA
Personensicherheit	HAZOP, SUVA 66037, EN ISO 14121, EN ISO 12100, SN EN 378, 98/37/EG und weitere
Betriebsicherheit	HAZOP
Gesetzgebung	ChemRRV, F-Gase-Verordnung

**Tabelle 1:** Mögliche Beurteilungskriterien und -instrumente für die Kältemittelwahl

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit sind insbesondere Investitionskosten, Betriebskosten, Kapitalkosten und Entsorgungskosten zu berücksichtigen. Gleichzeitig sollten aber auch Chancen wie Förderprogramme sowie Risiken wie zukünftige Lenkungsabgaben auf synthetischen Stoffen oder mögliche Monopole von Kältemittellieferanten beurteilt werden.

In Bezug auf die Betriebsicherheit ist für einen Betreiber wichtig, die Verfügbarkeit von Komponenten und Kältemittel sowie die Möglichkeit der Instandstellung durch kompetente Kältefirmen zu beurteilen. Letztere muss bei natürlichen Kältemitteln in

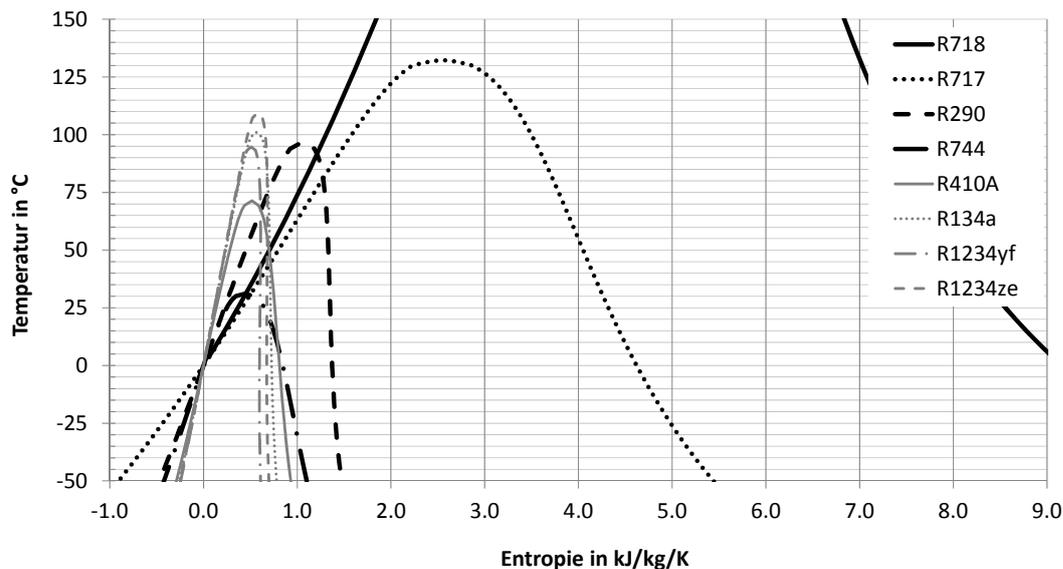
Anwendungsgebieten, bei denen noch wenige Anlagen in Betrieb sind, besonders vorsichtig geplant werden.

Betrachten muss der Betreiber für den Entscheid anstelle der reinen Investitionskosten unbedingt die Lebenszykluskosten; denn diese Gesamtkosten übersteigen die Investitionskosten im Laufe der Lebensdauer einer Kälteanlage vor allem wegen dem elektrischen Energiebedarf oft um ein Mehrfaches.

Beim Umwelteinfluss sind unter anderem Treibhauseffekt, graue und nicht erneuerbare Primärenergie, Ozonschichtabbau, Versäuerung, Sommersmog aber auch andere Einflüsse wie aquatische und terrestrische Ökotoxizität (Giftwirkung in Gewässern und auf Böden) zu berücksichtigen [4]. Ein gängiges Instrument für den Vergleich der Umweltrelevanz von Kältesystemen mit verschiedenen Kältemitteln ist die Abschätzung der gesamten Treibhausgasemissionen nach dem TEWI-Verfahren [5], welches die direkten und indirekten CO<sub>2</sub>-Emissionen berücksichtigt. Gerade diese indirekten Emissionen durch Primärenergiebedarf haben grossen Einfluss und zeigen die Wichtigkeit der Energieeffizienz. Nicht selten entscheiden sich Betreiber aufgrund ihrer strategischen Umweltziele für Systeme mit natürlichen Kältemitteln.

Um Kälteanlagen und Wärmepumpen mit genügend hoher Personensicherheit zu bauen, sind deren Gefahren zu analysieren und zu bewerten [6]. Nebst den Gefahren, die bei allen Kältemaschinen gleichermassen vorhanden sind, müssen bei natürlichen Kältemitteln besonders die Kältemittleigenschaften Toxizität, Brennbarkeit und hohe Druckniveaus berücksichtigt werden. Alle Gefahren lassen sich durch entsprechenden Aufwand auf das nötige Niveau reduzieren, wobei die Kosten dafür stark von der Anwendung abhängig sind.

Physikalisch ist für die Kältetechnik unter anderem die Verdampfungsenthalpie, die sich auf die volumetrische Kälteleistung auswirkt, sowie der kritische Punkt der Fluide wegen dem Einsatzbereich relevant. Bild 2 zeigt einen Vergleich der Siede- und Taulinie von natürlichen und synthetischen Kältemitteln normiert auf eine Temperatur von 0 °C und verdeutlicht dabei die hohe Verdampfungsenergie der natürlichen Stoffe bei Temperaturen unter +10 °C.



**Bild 2:** Temperatur-Entropie-Diagramm von natürlichen und synthetischen Kältemitteln im Vergleich

## Chancen und Risiken

Dort wo sich natürliche Kältemittel etablieren, geschieht dies fast ausschliesslich aufgrund überzeugender Argumente wie Nachhaltigkeit und Energieeffizienz, denn die Stoffe selbst sind kostengünstig. Im Gegensatz dazu unterstützt die chemische Industrie als Produzent die Anwendung der kostenintensiveren synthetischen Stoffe aus wirtschaftlichem Interesse.

Die Wahl eines natürlichen Kältemittels ist insofern betriebswirtschaftlich interessant, als es im Vergleich zu synthetischen Stoffen kaum Risiken in Bezug auf einen erneuten Ersatz des Kältemittels in Zukunft, die Beschaffung oder allfällige Lenkungsabgaben enthält. Weil sich die gesetzlichen und politischen Vorgaben gegenüber synthetischen Kältemitteln national sowie international laufend verändern, sind massive Einschränkungen oder Verbote für deren Einsatz nicht ausgeschlossen.

Während die nachfolgend genannten Kältemittelgruppen weit verbreitete Anwendung finden, wird Wasser als Kältemittel erst vereinzelt eingesetzt; es zählt aber zu den vielversprechendsten. Die laufende Entwicklung von Turboverdichtern für dieses Kältemittel lässt auf höchst effiziente Anlagen grosser Leistung hoffen [7].

Die Einführung der vierten Generation synthetischer Kältemittel, z.B. HFC1234yf, ist nicht bedenkenlos, denn beispielsweise kommt die EMPA nach einer eingehenden Untersuchung zum Schluss, die Konzentration des Abbauproduktes Trifluoressigsäure, ein langlebiges Pflanzengift, in der Umwelt zu überwachen, weil diese bei einem breiten Einsatz dieser nächsten Generation Kältemittel massiv ansteigen könnte [8] – mit möglichen Umweltfolgen. Eine experimentelle Analyse der Leistungszahlen von HFC1234yf als drop-in für R134a hat

ergeben, dass diese teilweise mehr als 20% tiefer liegen kann [9] und weckt damit den Wunsch nach zusätzlichen und bestätigten Informationen zur Energieeffizienz des Kältemittels.

Bezüglich der Brennbarkeit wird das HFC1234yf nach EN378 [5] in die Klasse 2 wie beispielsweise Ammoniak (geringe Brennbarkeit) eingestuft. Es bleibt offen, ob für HFC1234yf in den Normen eine neue Klasse geschaffen wird, weil ein erster Antrag dafür bereits abgelehnt wurde [10]. Wie bei allen synthetischen Stoffen nachteilig ist die fehlende Langzeiterfahrung und das Risiko, das mit der Einführung dieser Stoffe in die Natur verbunden ist. Vorteilhaft ist, dass diese teilweise als direkten Ersatz für aktuell eingesetzte synthetische Kältemittel eingesetzt werden können.

Die jüngsten Diskussionen um das Kältemittel HFC1234yf als Nachfolge von R-134a im Bereich der Autoklimatisierung hat gezeigt, wie schwer sich Entscheidungsträger damit tun, sich von etablierten Technologien zu trennen, obwohl die Nachhaltigkeit der möglichen Alternative mit R-744 vielfach bestätigt wurde. Der Umstieg auf das natürliche Kältemittel hätte in diesem Anwendungsbeispiel zu Mehraufwand in der Ausbildung und zu geringen Mehrkosten für die Fahrzeugkäufer geführt. Einige Automobilhersteller haben dem Kältemittel aufgrund der hochgiftigen Fluorwasserstoffsäure, die der neue Stoff bei hohen Verbrennungstemperaturen bildet [11], erneut den Rücken zugekehrt und planen den Einsatz von natürlichen Kältemitteln [12].

## **Ammoniak (NH<sub>3</sub>)**

Ammoniak kommt seit weit über 100 Jahren als Kältemittel vor allem aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften und seiner überragenden Energieeffizienz zum Einsatz. Seither kommt es zur Kälte- oder Wärmeerzeugung in verschiedenen Bereichen zur Anwendung. Von der industriell hergestellten Menge wird jedoch weniger als 2% für die Kältetechnik verwendet [13].

Der Bau und die Aufstellung von Anlagen mit dem toxischen und gering brennbaren Kältemittel erfordert jedoch besondere Aufmerksamkeit, um eine genügend hohe Sicherheit für Betreiber der Anlagen zu gewährleisten. Ammoniak wirkt bereits bei Konzentrationen von 20 ppm irritierend und bei Konzentrationen über 1'000 ppm (0.1 vol-%) gesundheitsschädigend resp. tödlich bei noch höheren Konzentrationen. Das Kältemittel ist somit mit Blick auf die Personensicherheit insofern selbstalarmierend, als es aufgrund seines charakteristischen Geruchs Personen bei kleinsten Leckagen zwingt, Räumlichkeiten zu verlassen, bevor gesundheitsschädigende Konzentrationen erreicht werden. Tödliche Unfälle sind folglich extrem selten [14].

Ammoniak ist bei Konzentrationen von 15-28 vol-% brennbar, wobei es aufgrund seiner hohen Zündtemperatur und geringen Brenngeschwindigkeit nur schwer entflammbar und nicht explosiv ist.

Die Personensicherheit lässt sich vor allem bei Anlagen kleiner Leistung durch Reduzieren der Kältemittelmenge steigern. Das Potenzial zur Füllmengenreduktion ist vor allem bei Ammoniak aber auch bei CO<sub>2</sub> und Kohlenwasserstoffen höher als beim Kältemittel R134a [15]. Luftgekühlte Anlagen mit NH<sub>3</sub> und kleinen Kälteleistungen werden mit spezifischen Kältemittelfüllmengen unter 0.1 kg pro kW Kälteleistung gebaut [16]. Spezifische Kältemittelfüllmengen unter 0.01 kg pro kW Kälteleistung sind möglich [17]. Heute lassen sich folglich Anlagen an Standorten aufstellen, die mit konventioneller Ammoniak-Technik nicht möglich gewesen wären [18].

Mehrere Forschungsarbeiten des BFE beinhalten die Entwicklung einer Kleinwärmepumpe mit NH<sub>3</sub> [19] sowie Untersuchungen an der Schmierung von Direktverdampfungssystemen mit NH<sub>3</sub> [20].

Inzwischen wird NH<sub>3</sub> sogar in Hotels eingesetzt, wie das Beispiel der umweltfreundlichen und hocheffizienten Grosswärmepumpe mit Seewasser als Wärmequelle in einem Hotel in St. Moritz zeigt [21].

Aus wirtschaftlicher Sicht sollte Ammoniak eine deutlich breitere Anwendung geniessen als dies momentan der Fall ist. Dazu müssten Verantwortliche im Bereich der Gesetzgebung und Normen besser über die relative Sicherheit des Kältemittels informiert sein [13].

In der Schweiz ist Ammoniak als Kältemittel primär bei Kälteleistungen ab 150 kW in den Anwendungsbereichen Industrie, Kunsteisbahnen, Logistik, Lebensmittelverteilung und –produktion, Chemie, EDV-Kühlung, Verfahrenstechnik, Klimatisierung, Grosswärmepumpen und zur Erwärmung von Trinkwarmwasser [22], [23] im Einsatz.

## **Kohlenwasserstoffe (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>)**

Verschiedene Kohlenwasserstoffverbindungen sowie Gemische dieser Stoffe können als Kältemittel eingesetzt werden. Die wichtigsten darunter sind C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (Propan), C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> (Isobutan) und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> (Propylen) sowie verschiedenste Gemische, die unter anderem als Drop-In Kältemittel für den Ersatz von umweltschädigenden Fluiden dienen.

Die Anwendung von Kohlenwasserstoffen scheint vor allem bei kleinen oder indirekten Systemen sinnvoll. Weltweit sind inzwischen ca. 500 Mio. Haushaltskühlgeräte mit Kohlenwasserstoffen im Einsatz. Nebst Kaltwassergeräten, Wärmepumpen und Haushaltskühlgeräten sind aber auch tragbare und gesplittete Klimageräte mit Kohlenwasserstoffen auf dem Markt erhältlich. Chinesische Hersteller wie Gree, Midea und Haier stellen Produktionslinien mit einer Kapazität von mehreren 100'000 Kleinklimageräten pro Jahr auf das Kältemittel Propan um [24].

Beim Einsatz von Kohlenwasserstoffen ist die Brennbarkeit des Kältemittels im Anlagebau und der –aufstellung durch Gefährdungsbeurteilung und entsprechenden Massnahmen zu berücksichtigen. Bei mittleren und grossen Anlagen ist das Erstellen eines

Explosionsschutzdokumentes sinnvoll oder erforderlich. Die Wahrscheinlichkeit für Brandfälle bei Haushaltskühlgeräten wird mit  $1 \times 10^{-8}$  beziffert und gilt somit als vernachlässigbar. Das Explosionsrisiko bei der Anwendung eines Split-Klimagerätes sei laut Untersuchungen 100-mal kleiner als bei einem Haushaltskühlgerät und lasse sich mit zusätzlichen Massnahmen wie selbstschliessenden Klappen oder Magnetventilen weiter reduzieren. Zudem sind weltweit mehrere Millionen Fahrzeuge unterwegs, deren Klimaanlage mit Kohlenwasserstoff gefüllt sind [25]. Trotzdem muss das Gefahrenpotenzial genau analysiert und insbesondere die Brandgefahr des Kältemittels klar von derjenigen des Gerätes selbst unterschieden werden [26]. Wird eine Anlage mit weniger als ca. 5 kg brennbarem Kältemittel in einem belüfteten Gehäuse installiert, ist der sicherheitstechnische Anlageaufwand relativ gering [5]. In Wärmepumpen findet das Kältemittel vereinzelt für die Komfortwärme in kleinen und mittleren Wohngebäuden Anwendung.

## **Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>)**

Während CO<sub>2</sub> als Kältemittel im Bereich Logistik, Lebensmittelproduktion und -verteilung, Eisproduktion und Eisbahnen vor allem im Tiefkühlbereich in der Schweiz bereits weit verbreitet ist, kommen laufend Anlagen in den Bereichen Klimatisierung, Logistik und Wärmepumpen dazu. Durch die thermodynamischen Eigenschaften von CO<sub>2</sub> ist das Kältemittel besonders bei grossen Temperaturhuben auf der warmen Seite energetisch vorteilhaft und gleichzeitig gut für den Einsatz in Wäschetrocknern geeignet [27]. Obwohl in der Schweiz kaum verbreitet, lässt sich CO<sub>2</sub> auch vorteilhaft für die Kühlung von Datenzentren und als Kältemittel in Flaschenkühlern einsetzen [23].

Durch die sorgfältige und stetige Einführung von CO<sub>2</sub> als Kältemittel [28] hat sich die Technologie bei mittleren und grossen Gewerbekälteanlagen inzwischen etabliert und ist in der Schweiz zum Stand der Technik geworden. Während anfangs 2012 europaweit in schätzungsweise 1'200 Lebensmittelmärkten transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen in Betrieb waren [23], kühlen heute alleine in der Schweiz mehrere hundert Anlagen erfolgreich die Lebensmittel der Verteiler.

Technisch bedingt die Anwendung von CO<sub>2</sub> einen Anlagebau mit höheren zulässigen Betriebsdrücken und Einsatz entsprechender Komponenten und Werkstoffe, die inzwischen gut verfügbar sind. Um die Energieeffizienz von CO<sub>2</sub> auch bei konstant hohen Wärmeabgabetemperaturen zu erreichen, ist es sinnvoll, dessen thermodynamischen Prozess zu verbessern und dadurch die Exergieverluste zu minimieren. Dazu sind weltweit einige Entwicklungsarbeiten im Gange.

Abgeschlossene Forschungszusammenarbeiten mit dem BFE beinhalten Entwicklungen im Bereich CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohr [29], CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe [30], ölfreie Turboverdichter [31] sowie die Integration einer Expansionsmaschine in ein Kältesystem [32].

In der Technologie von CO<sub>2</sub> als Kältemittel ist Europa und Asien führend; andere Länder wie die USA, Australien und Neuseeland holen schnell auf.

Entgegen dem Vorurteil gegenüber CO<sub>2</sub>, das Kältemittel sei nicht sicher, ist dieses nach Norm in der höchsten Sicherheitsklasse A1 eingestuft [5] und somit sind Anlagen in Bezug auf deren Aufstellung grundsätzlich gleich zu behandeln wie Anlagen mit HFKWs.

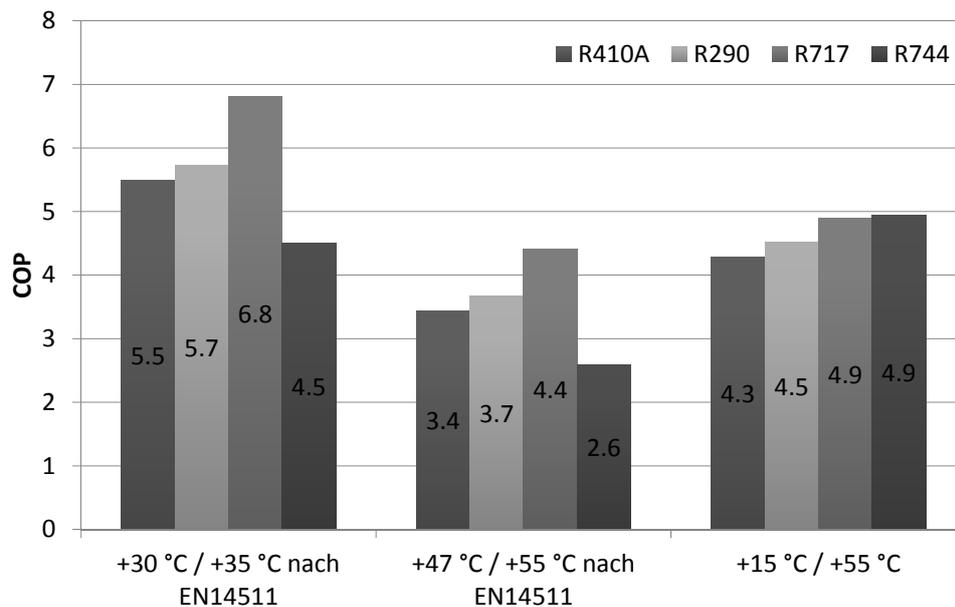
Unter dem Namen EcoCute verzeichnen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen für Trinkwarmwasser eine wahre Erfolgsgeschichte: seit der Wiederentdeckung des Kältemittels durch Gustav Lorentzen in den frühen 90er-Jahren wurden weltweit über 2 mio. solcher Haushaltgeräte installiert. Weil sich das Bedarfsverhältnis von Trinkwarmwasser zu Heizungswarmwasser in Niedrigenergiebauten zu Gunsten der Erwärmung von Trinkwarmwasser verlagert, stellt diese insbesondere für kleine Haushalte ein grosses Potenzial dar.

### **Fallbeispiel Energieeffizienz einer Wärmepumpe mittlerer Leistung**

Dominierender Einfluss auf Ökologie und Ökonomie im Bereich der Kälteanlagen und Wärmepumpen ist der Primärenergiebedarf. Bild 3 zeigt theoretische Leistungszahlen von Wärmepumpen, die für eine Heizleistung von 50 kW bei W35/W10 nach EN14511 ausgelegt wurden, in jeweils drei Betriebspunkten. Dabei sind die Leistungszahlen unter anderem mit Hilfe von Herstellersoftware für die Verdichter [33] und die Wärmeübertrager [34] unter folgenden Randbedingungen berechnet worden:

- Betriebspunkt 1+2: Heizungswasser +30 °C/ +35 °C, +47 °C/ +55 °C
- Betriebspunkt 3: Trinkwarmwasser mit hohem Temperaturhub +15 °C/ +55 °C
- Wärmequelle: Wasser +10 °C/ +7 °C
- Flüssigkeitsunterkühlung: 5 K, Sauggasüberhitzung: 5 K
- Einstufige Hubkolbenverdichter
- Plattenwärmeübertrager: Druckverluste wasserseitig maximal 30 kPa

Um dem Platzbedarf der Komponenten näherungsweise Rechnung zu tragen, wurden bei allen verglichenen Systemen Wärmeübertrager ungefähr gleicher Dimension angenommen. Nicht berücksichtigt sind Zusatzaggregate, Druckverluste in Rohrleitungen sowie Komponenten wie zusätzliche Wärmeübertrager oder Expansionselemente, die zur Verbesserung der Energieeffizienz und der Betriebssicherheit eingesetzt werden könnten und bei den einzelnen Systemen unterschiedlich sind.



**Bild 3:** Theoretischer Vergleich der Leistungszahlen von einstufigen Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln für eine Wasser-Wasser-Anwendung.

Gegenüber dem synthetischen Kältemittel R410A zeigt Propan in beiden Anwendungen theoretisch ca. 5% und R717 je nach Anwendung 15-25% bessere Leistungszahlen. R744 weist bei der Heizungswasserproduktion eine um über 15% schlechtere und bei der Trinkwasserproduktion eine um ca. 15% bessere Leistungszahl auf.

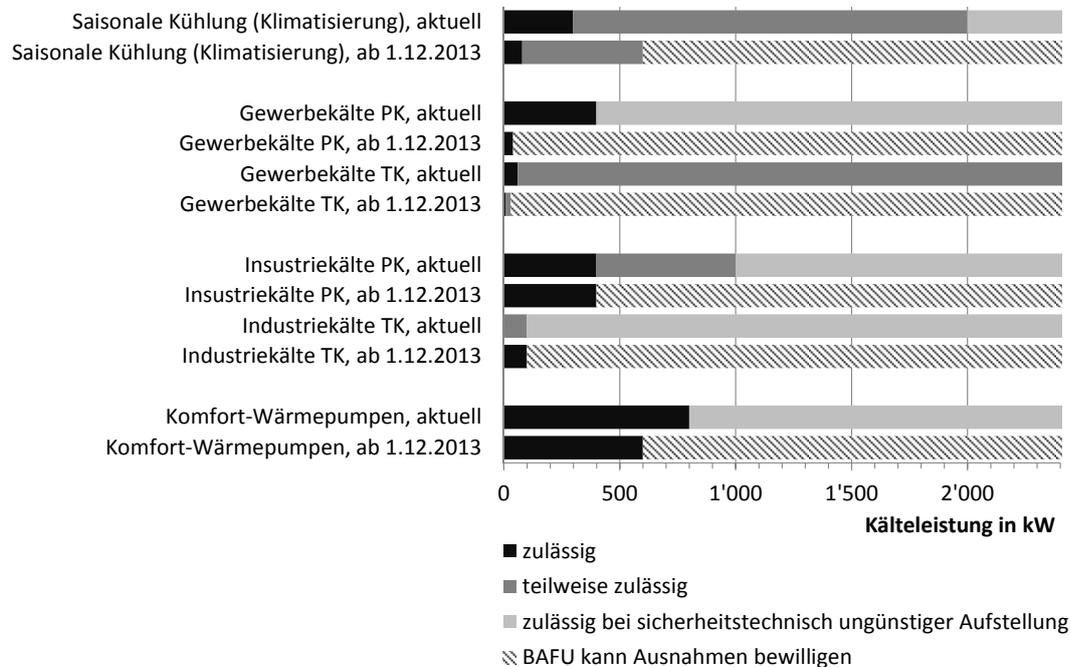
Die Wiedereinführung der Technologie mit natürlichen Kältemittel birgt energetisch allerdings mehr Verbesserungspotenzial als die etablierte Technologie mit synthetischen Kältemitteln. Durch Verbesserungen des thermodynamischen Prozesses und der Weiterentwicklung von Komponenten [28] werden sich die Leistungszahlen im Vergleich zu den Systemen mit synthetischen Kältemitteln noch mehr abheben. Bereits jetzt liegen die Leistungszahlen der natürlichen Kältemittel in vielen Anwendungen höher.

## Ausblick

Die aktuelle Schweizer Gesetzesgrundlage [35] erlaubt den Einsatz von synthetischen Kältemitteln in vielen Anwendungen und sieht zudem Massnahmen zur Reduktion der Kältemittelmenge und der Kältemittelleckagen bei Anlagen mit mehr als 3 kg in der Luft stabilen Stoffen vor. Mit der Überarbeitung AS 2012 ist eine Vereinfachung der aktuell gültigen Gesetzgebung und eine leichte Reduktion der Grenzwerte per 1.12.2013 geplant. Danach wird im Wesentlichen das Inverkehrbringen von Klimakälteanlagen und Wärmepumpen mit einer Kälteleistung grösser 600 kW, Industrieanlagen mit einer

Kälteleistung über 400 kW sowie mittlere und grosse Gewerbekälteanlagen mit in der Luft stabilen Kältemitteln verboten sein.

Bild 4 zeigt die Grenzwerte im Vergleich und verdeutlicht, dass die Anwendung natürlicher Stoffe in vielen Bereichen noch nicht zwingend ist.



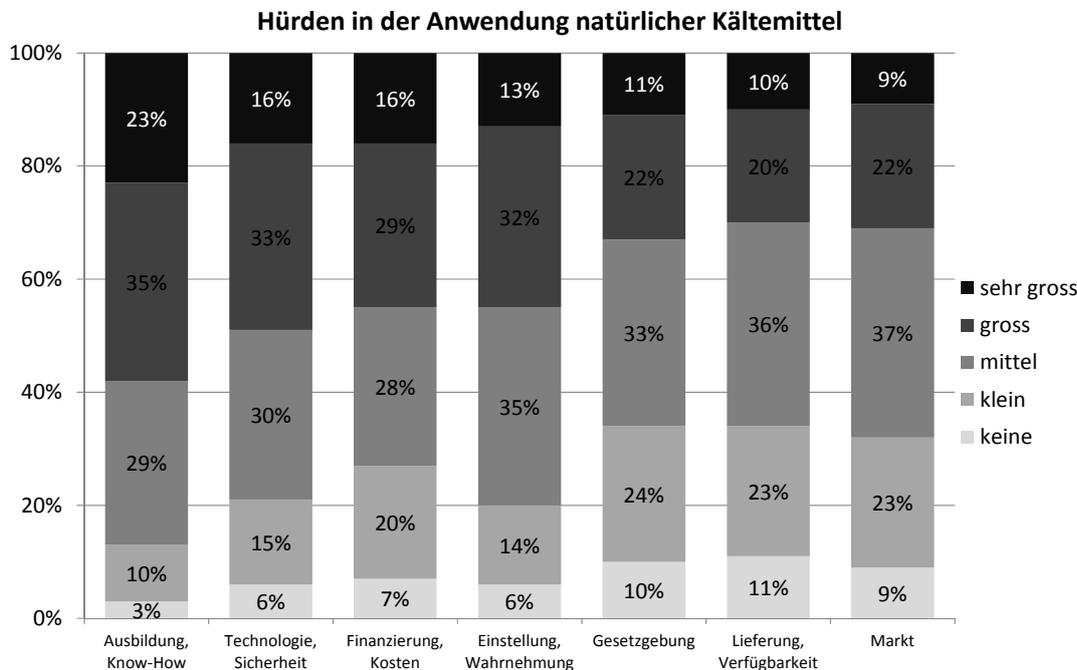
**Bild 4:** Erlaubter Einsatz synthetischer Kältemittel aktuell und ab 1.12.2013

In Europa wird derzeit über einen Revisionsvorschlag der F-Gase-Verordnung diskutiert. Einerseits hat die Kommission Ende 2012 einen Vorschlag für eine Verringerung der Emissionen fluorierter Gase (F-Gase) vorgelegt, mit dem die Klimaschutzziele der EU erreicht würden. Demzufolge würde der Gesamtverbrauch von HFKW begrenzt und schrittweise auf einen Fünftel des derzeitigen Volumens reduziert. Andererseits plädiert der Umweltausschuss für einen strengeren Plan zur Verringerung, kombiniert mit einer Reihe von HFKW-Verboten in neuen stationären Kälte- und Klimaanlage [36]. Die revidierte F-Gase-Verordnung tritt im Sinne einer Mindestanforderung am 1.1.2014 in Kraft.

Während Skandinavien und andere Länder bereits Lenkungsabgaben von bis zu CHF 120 pro kg synthetischem Kältemittel erheben, schlägt unter anderem auch Frankreich eine solche Steuer vor und entscheidet Mitte Jahr über deren Einführung [37].

Bei der Betrachtung der ökologischen und wirtschaftlichen Vorteile von natürlichen Kältemitteln stellt sich die Frage, warum diese nicht vermehrt eingesetzt werden. Gemäss einer Umfrage finden weit über die Hälfte der Befragten, dass fehlende Ausbildung und fehlendes Know-How ein grosses Hindernis zur breiteren Anwendung natürlicher Kältemittel in Europa darstelle [23]. Gleichzeitig bestätigt die Umfrage, dass die Verfügbarkeit von

Komponenten kein wesentliches Hindernis ist (siehe Bild 5). Passend zum Ergebnis der Nachfrage erstellen viele Komponentenhersteller und Lieferanten Schulungszentren und Ausbildungsmöglichkeiten für natürliche Kältemittel.



**Bild 5:** Ergebnis einer weltweiten Umfrage im 2011 mit der Frage an Industrievertreter und Betreiber: "Welches sind die grössten Hürden in der Anwendung natürlicher Kältemittel?"

Ein führender Kältemittellieferant mit globaler Präsenz gibt an, dass das Absatzvolumen von natürlichen Kältemitteln in den Jahren 2008 bis 2010 jährlich um 15% zugenommen hat. Weil sich Ammoniak als Kältemittel bereits seit längerem weltweit gut etabliert hat, ist hier die Wachstumsrate gering. Bei den Kohlenwasserstoffen betrug die Wachstumsrate im selben Zeitraum 50% und beim Kältemittel CO<sub>2</sub> 60% pro Jahr [23].

Obwohl synthetische Kältemittel in einigen Anwendungen ökologisch sein können, bieten natürliche Kältemittel sehr oft eine nachhaltige Wahl. Sicher wird die Anwendung natürlicher Kältemittel zunehmen und deren Technologie reifen.

## Glossar

BFE	Bundesamt für Energie
EMPA	Eidgenössische Materialprüfungs- und Forschungsanstalt
FCKW	Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
HFCKW	Teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
HFKW	Teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe
LCA	Life Cycle Analysis
LCCA	Life Cycle Cost Analysis
HAZOP	Hazard and Operability
ppm	parts per million (Teilekonzentration in 1 pro 10 <sup>6</sup> )
UNEP	United Nations Environment Programme

## Quellen

- [1] World Meteorological Organization, Greenhouse Gas Bulletin, Nr. 8, 2012
- [2] UNEP: 2006 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee, Ozone Secretariat, 2006
- [3] V. Ramanathan: Mitigation of short-lived climate pollutants slows sea-level rise, [www.nature.com](http://www.nature.com), 2013
- [4] T. Frischknecht, Bundesamt für Umwelt
- [5] DIN EN 378-1: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen, Beuth Verlag GmbH., 2011
- [6] DIN EN 378-2: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen, Beuth Verlag GmbH., 2011
- [7] Danish Technological Institute: Water replaces environmentally hazardous substances in new refrigeration and air conditioning systems, [www.dti.dk](http://www.dti.dk), 2012
- [8] S. Henne: Environmental Impacts of HFO-1234yf and other HFOs, ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, 2012, S. 10-11
- [9] J. Navarro-Esbi: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, International Journal of Refrigeration, 2013, S. 870-880

- [10] EJARN: The Global HVAC&R Publication JARN ISO 5149 Revision Rejected, MARKET NEWS to Affect A2L Refrigerants Use, 2012
- [11] A. Kornath: Sicherheitsaspekte bei chemischen Kältemitteln, 2011, S. 10
- [12] P. Trechow: Kältemittelstreit - deutsche Hersteller schwenken um auf CO<sub>2</sub>, VDI-Nachrichten, 2013, S. 1
- [13] D. A. Siller: position document on ammonia as a refrigerant, ASHRAE, 2010
- [14] A. B. Pearson: ammonia as a refrigerant, IIR, 2008
- [15] P. Hrnjak: Technologies needed to advance the position of major natural refrigerants: HC, NH<sub>3</sub> and CO<sub>2</sub>, IIR, 10<sup>th</sup> Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 2012, S. 3
- [16] F. Aloisio: low charge ammonia air-cooled chillers with microchannel condenser, 4<sup>th</sup> IIR Conference on Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, 2011, S. 6
- [17] A. D. Litch: Low charge air cooled ammonia chiller with aluminum microchannel condenser, IIR Commission B1, B2, E1, and E2 at Purdue University, 2000, S. 7
- [18] N. Mugabi: refrigerant charge reduction in ammonia refrigeration systems, IIR 1<sup>st</sup> Workshop on Refrigerant Charge Reduction, 2009, S. 3
- [19] T. Kopp: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Schlussbericht, BFE, 2003
- [20] T. Boyman: Ermittlung der Rolle von nicht-mischbaren Ölen bei der Direktverdampfung von Ammoniak, Schlussbericht, BFE, 2004
- [21] EWZ: Wärme aus dem St. Moritzersee, www.cipra.org, 2008
- [22] Amstein + Walthert Bern AG: Auszug aus der Referenzliste, 2013
- [23] N. Masson: natural refrigerants market growth for Europe, Shecco, 2012
- [24] Z. Xiaofang: RefTalk, New progress on the HC refrigerant development of RACs in China, UNEP, 2013
- [25] D. Colbourne: Can HC Replace HCFC/HFC in unitary A/C applications?, RefTalk, UNEP webinar, 2013
- [6] T. Li: Can R-290 Replace R-22 in unitary A/C?, RefTalk, UNEP, 2013
- [27] S. Stahl: Konzeptstudie Industrie-Wäschetrockner, Schlussbericht, BFE, 2011
- [28] R. Gerber: Innovations in commercial refrigeration, Atmosphere 2010, Brussels, 2010
- [29] A. Grüniger: CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde, Schlussbericht, BFE, 2009

- [30] M. Friedl: CO<sub>2</sub> Wärmepumpe, Schlussbericht, BFE, 2005
- [31] D. Uhlenhaut: Ölfreier CO<sub>2</sub>-Kompressor für Grosswärmepumpen zur Warmwassererzeugung, BFE, 2011
- [32] R. Gerber: Integration einer Expansionsmaschine in ein CO<sub>2</sub>-Kältesystem, Schlussbericht, BFE, 2011
- [33] Bitzer, Auslegungssoftware Version 6.3.2.900, 2013
- [34] SWEP, Auslegungssoftware SSP G7 Version 7.0.3.18, 2013
- [35] Bundesamt für Umwelt: Chemikalien-Risikoreduktions-Verordnung, SR 814.81 und AS2012, 2012
- [36] Die Kälte- und Klimatechnik: HFKWs ab 2020 für Kälte- und Klimaanwendungen verboten?, 2013, Nr. 4, S. 14
- [37] Comité pour la fiscalité écologique: Opportunité d'une taxation des fluides frigorigènes. [www.developpement-durable.gouv.fr](http://www.developpement-durable.gouv.fr), 2013

Jonas Schönenberger, Bsc Systemtechnik  
Frigo-Consulting AG  
Ingenieurbüro für Kältetechnik  
Feldstrasse 30  
CH-3073 Gümligen  
j.schoenenberger@frigoconsulting.ch  
www.frigoconsulting.ch

## Effizienzsteigerung von transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen

### *Zusammenfassung*

*CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen gewinnen stark an Bedeutung und sie gelten in verschiedenen Anwendungen als Stand der Technik. Die grossen Schweizer Supermarkt- und Grosshandels-Ketten installieren derzeit ausschliesslich transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. So sind in diesem Bereich inzwischen über 300 transkritische CO<sub>2</sub>-Systeme für die Kälteerzeugung in Betrieb (Schweiz). Aufgrund der grossen Nachfrage nach energieeffizienten Kälteanlagen konnten in den vergangenen Jahren diverse Feldanlagen mit wegweisenden Technologien realisiert werden.*

*Im Rahmen dieses Forschungsprojektes werden die bereits realisierten Methoden anhand von Messdaten untersucht und deren effektives Einsparungspotenzial validiert. Darüber hinaus wird nach weiteren Methoden zur Effizienzsteigerung von transkritischen Kälteanlagen recherchiert und im Anschluss sämtliche Methoden einander gegenüber gestellt. Dazu werden die Methoden hinsichtlich deren Vor- und Nachteile sowie Einspar- und Marktpotential bewertet und rangiert. Die Erkenntnisse aus dem Forschungsprojekt sollen dazu beitragen, geeignete Methoden zur Effizienzsteigerung zu selektionieren und deren Verbreitung zu fördern. Abschliessende Erkenntnisse werden Ende 2013 erwartet.*

### **Abstract**

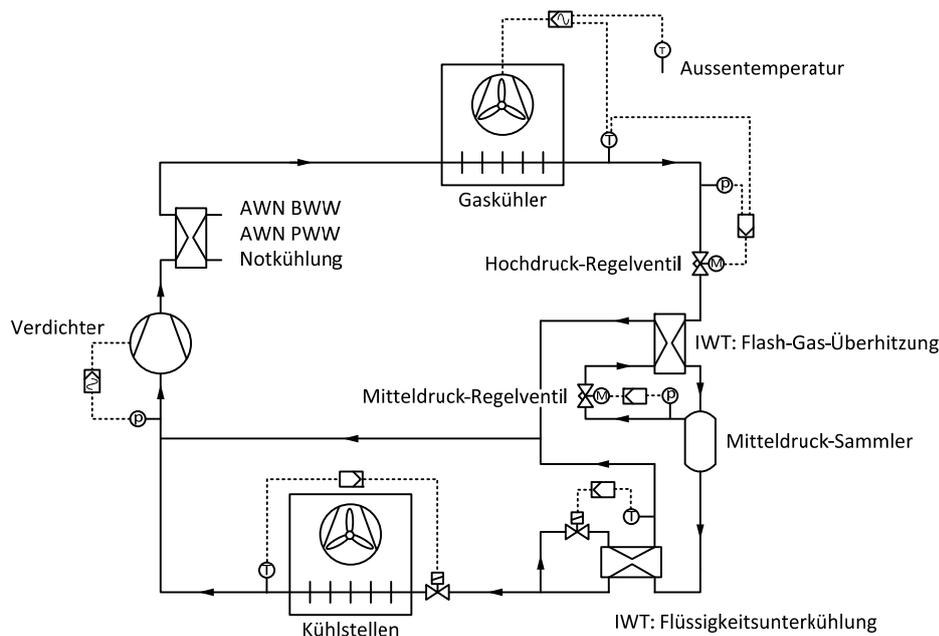
*CO<sub>2</sub> refrigeration systems are becoming increasingly important, they are used in various applications. Well known Swiss supermarket and wholesale chains defined transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration systems as standard refrigeration system in commercial applications. These days in Switzerland there are more than 300 transcritical CO<sub>2</sub> systems in commercial refrigeration applications in operation. Due to the increasing demand for energy efficient refrigeration systems in recent years various field installations were commissioned with ground breaking technologies.*

*In this research project, the already implemented methods are examined on the basis of measured data and their effective savings potential is validated. In addition, research for other efficiency increasing methods for transcritical refrigeration systems is done. Several methods are evaluated and ranked with regard to their advantages and disadvantages as well as savings and market potential. The results from the research project will help to select appropriate methods to increase efficiency and promote their wide spread application. Final results are expected in late 2013.*

## **Stand der Technik**

CO<sub>2</sub> ist ein alt bekanntes Kältemittel, welches seit den ersten Entwicklungen in der Kältebranche zum Einsatz kam. Zwischen 1930 und 1940 wurde CO<sub>2</sub> als Kältemittel durch die seinerzeit als sicher angepriesenen synthetischen Kältemittel (Sicherheitskältemittel) grösstenteils vom Markt verdrängt. Anfangs der Neunziger Jahre, seit den Publikationen von Gustav Lorentzen [1] erlebt CO<sub>2</sub> als Kältemittel eine Renaissance und kommt zunehmend zum Einsatz. Heute gilt CO<sub>2</sub> als Kältemittel in verschiedenen Anwendungen als Stand der Technik. Die grossen Schweizer Supermarkt- und Grosshandels-Ketten installieren derzeit ausschliesslich transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. So sind in diesem Bereich in der Schweiz inzwischen über 300 transkritische CO<sub>2</sub>-Systeme für die Kälteerzeugung in Betrieb.

Abhängig vom Einsatzort und den örtlichen Gegebenheiten sowie dem Anwendungsgebiet eignen sich verschiedene Anlagenkonzepte um den Bedarf an Kälte abzudecken. Demnach müssen von Fall zu Fall die Vor- und Nachteile gegenübergestellt und abgeschätzt werden. Gängige Anlagenkonzepte unterscheiden sich im Wesentlichen in der Anzahl Verdichtungs- und Entspannungsstufen sowie der Sammleranordnung. Häufiger Anwendungsbereich von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen stellt die gewerbliche Kälte dar, bei welcher grösstenteils zwei Temperaturniveaus, eine Plus- und eine Minuskühlung, gefordert sind. In diesem Anwendungsbereich gewann das Booster-Anlagenkonzept aufgrund dessen Einfachheit an Bedeutung und löst in vielen Fällen ein Kaskaden-Anlagenkonzept oder ein Konzept von zwei getrennten Anlagen ab. Dabei werden zwei Verdichtungsstufen für die Plus- und Minuskühlung sowie eine dreistufige Entspannung mit einem Mitteldrucksammler und einem Flash-Gas-Bypass eingesetzt. Der Schwerpunkt dieser Studie liegt auf einstufigen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen mit zweistufiger Entspannung sowie einem Mitteldrucksammler mit Flash-Gas-Bypass. Die darauf basierenden Gegenüberstellungen und Vergleiche lassen sich meist ohne weiteres auf komplexere Anlagenkonzepte übertragen.



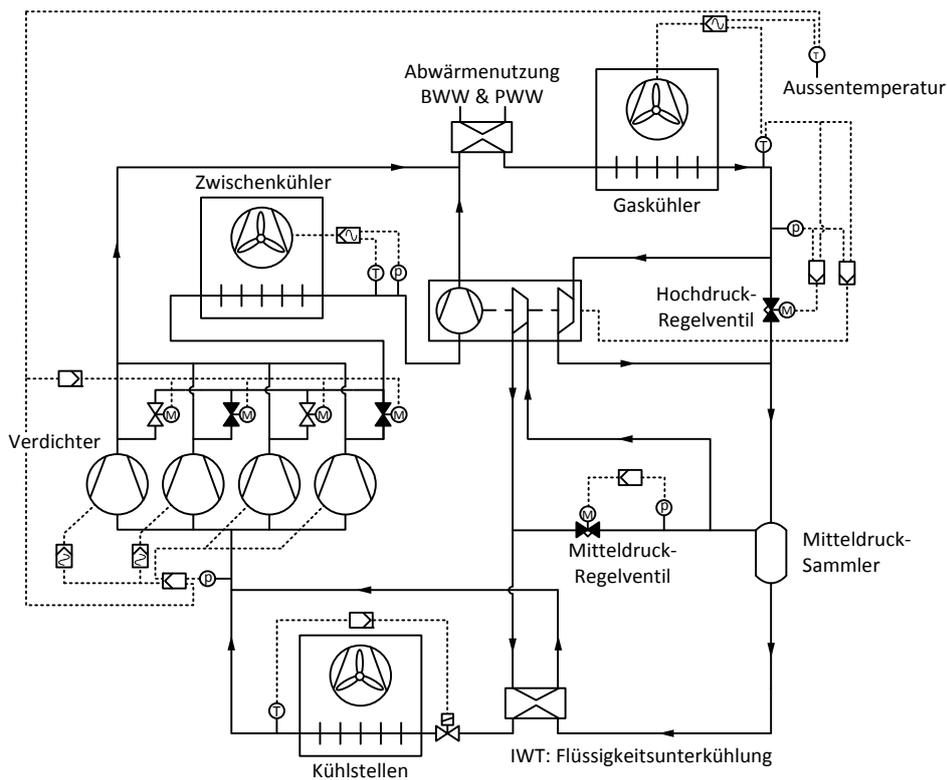
**Bild 1:** Transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage nach Stand der Technik.

## Realisierte Methoden zur Effizienzsteigerung

Im Jahresmittel weisen CO<sub>2</sub>-Kühlanlagen bei Grossgewerbekälteanlagen gegenüber synthetischen Kältemitteln bereits etwa 20 % bessere Leistungszahlen auf. Die Effizienz transkritischer CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen kann noch weiter gesteigert werden. Aufgrund der grossen Nachfrage nach energieeffizienten Kälteanlagen konnten in den vergangenen Jahren diverse Feldanlagen mit wegweisenden Technologien realisiert werden. Dazu gehören folgende drei Systeme:

### CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integrierter Expansionsmaschine

Der transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteprozess weist hohe Druckdifferenzen, hohe Verdichtungsendtemperaturen und ebenfalls hohe Exergieverluste während der Drosselung auf. Die Leistungszahl einer solchen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage lässt sich verbessern indem das Drosselventil mit einer arbeitsleistenden Expansionsmaschine (ECU) ersetzt und dadurch die Drosselverluste reduziert werden [2], [3]. Seit Juni 2009 ist in der Cash & Carry Filiale Prodega Basel mit der Unterstützung vom BFE eine CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit einer integrierten ECU in Betrieb [4]. Zusätzlich zur Standard CO<sub>2</sub>-Kälteanlage kann ein Teil des Kältemittels über den Zwischenkühler zur ECU geführt werden, wo es durch die ECU erneut verdichtet und anschliessend der herkömmlichen Heissgasleitung beigeführt wird. Basierend auf den Erkenntnissen von Riha [2] wurde ein Konzept gewählt, welches den Verdichtungsdruck der Hauptverdichter reduziert. Um in einer ersten Feldanlage eine hohe Betriebssicherheit zu gewährleisten wurde die ECU parallel zu den Expansionsventilen integriert. Dies ermöglicht jederzeit in einen herkömmlichen Drosselbetrieb zu wechseln und den Kühlbetrieb aufrecht zu halten [4].



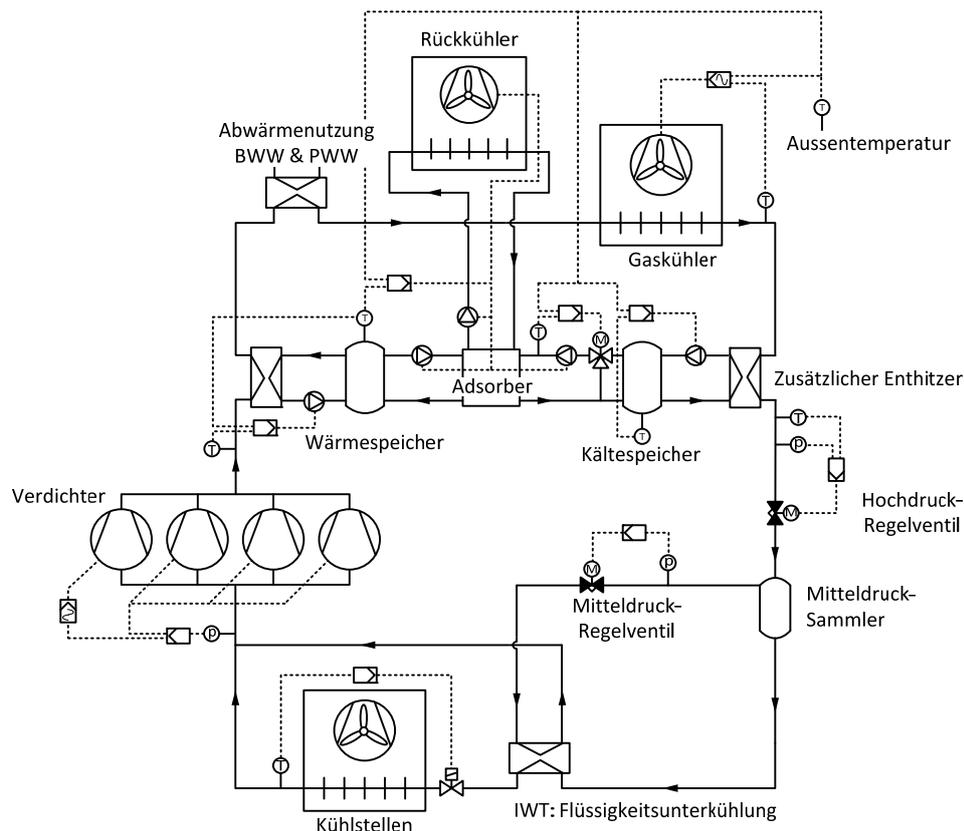
**Bild 2:** Transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integrierter ECU.

### CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Adsorptionstechnologie

CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen weisen je nach Betriebsbedingungen beachtliche Abwärmemengen auf hohem Temperaturniveau auf. Diese Abwärme dient im Winter zum Beheizen von Gebäuden und wurde im Sommer bislang ungenutzt an die Umgebung abgegeben. In der Cash & Carry Filiale Prodega St-Blaise wird diese Abwärme ganzjährig genutzt. Die anfallende Abwärme treibt im Sommer eine Adsorptionskälteanlage an, mit welcher zusätzliche Kälteenergie generiert und dadurch die herkömmliche CO<sub>2</sub>-Kälteanlage entlastet wird.

Die Standard CO<sub>2</sub>-Kälteanlage besteht aus vier einstufigen Hubkolbenverdichtern gefolgt von Wärmetauscher für Abwärmenutzung und einem luftgekühlten Gaskühler für eine restliche Enthitzung des Fluides. Anschliessend folgt ein Hochdruck-Regelventil, welches das CO<sub>2</sub> auf Mitteldruck entspannt und es dann in den Mitteldruck-Sammler gelangt. Das flüssige CO<sub>2</sub> gelangt über die Kühlstellen und das Flash-Gas über das Mitteldruck-Regelventil zurück zu den Verdichtern.

Zusätzlich zur Standard CO<sub>2</sub>-Kälteanlage kann mittels eines weiteren Wärmetauschers ein Teil der Abwärme der CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zum Antreiben eines Adsorbers genutzt werden. Die durch den Adsorber zusätzlich generierte Kälte wird dazu genutzt, das CO<sub>2</sub> nach dem Gaskühler weiter zu enthitzten. Dadurch steigt die Kälteleistung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage und der Hochdruck kann gesenkt werden. Alternativ könnte die Kälte für Klimazwecke verwendet und die gebäudeseitige Klimaanlage damit entlastet werden.



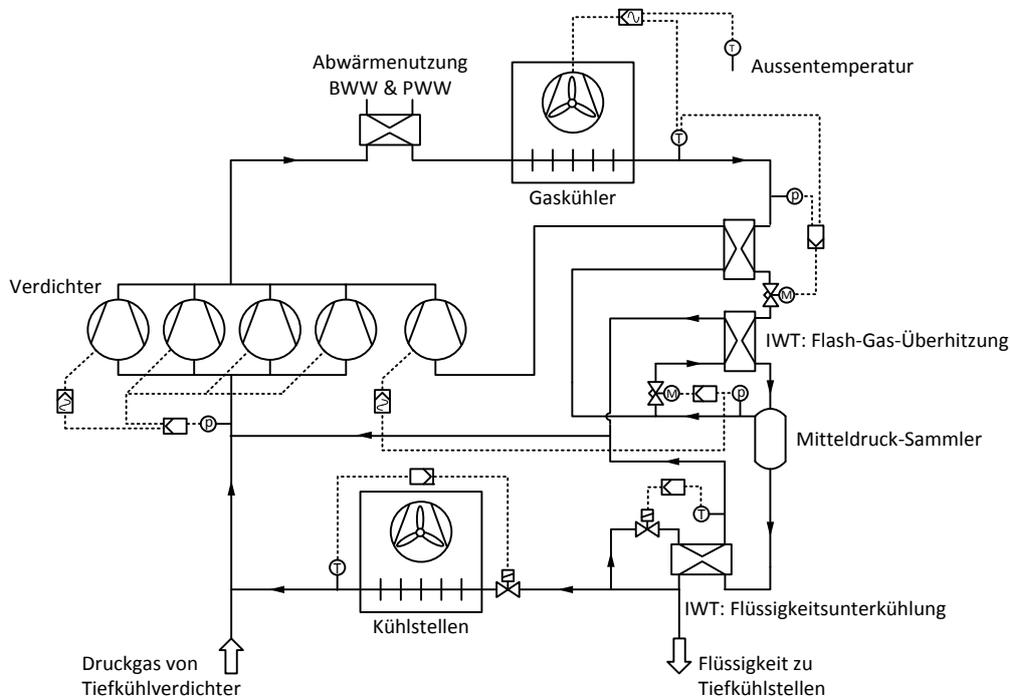
**Bild 3:** Transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage kombiniert mit Adsorptionstechnologie.

### CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Parallelverdichtung

Nach dem Gaskühler wird das CO<sub>2</sub> entspannt, worauf dies in flüssiger und gasförmiger Form vorliegt, wobei der Gas-Anteil mit zunehmender Aussentemperatur zunimmt. In unseren Breitengraden ist mit bis zu 45% Flash-Gas vom gesamten Massenstrom zu rechnen. Bei der Parallelverdichtung arbeiten ein oder mehrere Verdichter mit einem Saugdruck des Mitteldruck-Sammlers. Dadurch muss das CO<sub>2</sub> nicht erst auf Saugdruck der Normalverdichter entspannt werden, sodass es wieder auf Hochdruck verdichtet werden kann, sondern wird direkt vom Mitteldruck wieder auf Hochdruck verdichtet [5]. Die schweizweit erste CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Parallelverdichtung läuft erfolgreich seit 2008, seither sind weitere Anlagen mit vergleichbarem Prinzip in Betrieb gegangen, unter anderem wird eine CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Parallelverdichtung in der Migros Ebikon für die Gewerbekühlung eingesetzt, welche im Rahmen dieser Studie detailliert untersucht wird.

Zusätzlich zur Standard CO<sub>2</sub>-Kälteanlage werden parallel zum Mitteldruck-Regelventil sowie den Normalverdichtern ein Wärmetauscher zur Saugasüberhitzung sowie ein drehzahl geregelter Parallelverdichter angebracht. Dadurch können die Normalverdichter kleiner dimensioniert werden. Die Ölversorgung des Parallelverdichters erfolgt analog der Normalverdichter. Wenn immer genügend Flash-Gas-Massenstrom vorhanden ist, wird das Flash-Gas prioritär über den Parallelverdichter auf Hochdruck verdichtet. Liegt der Flash-

Gas-Massenstrom ausserhalb des vom Verdichter förderbaren Massenstroms, so wird der Rest via Mitteldruck-Regelventil und Normalverdichter auf Hochdruck verdichtet.



**Bild 4:** Transkritische  $\text{CO}_2$ -Kälteanlage mit Parallelverdichtung.

## Weitere Methoden zur Effizienzsteigerung

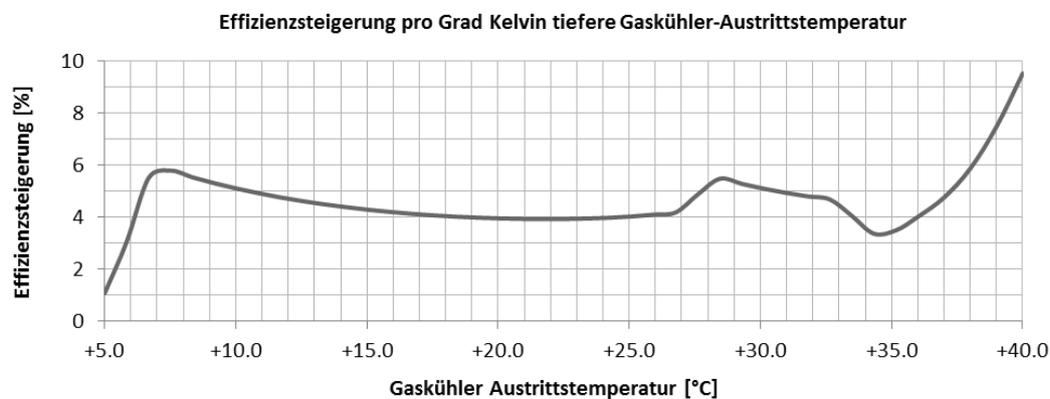
Basierend auf dem Stand der Technik werden untenstehend weitere Methoden zur Effizienzsteigerung erläutert. Dabei liegt der Fokus bei der Erzeugung und Aufbereitung der Kälte, das Optimierungspotential seitens Kälte- und Wärmeverbraucher wird grösstenteils nicht berücksichtigt.

### Drosselverluste

Diese Entspannung resp. Druckdifferenz im System birgt Energie, welche meist ungenutzt bleibt. Es gibt verschiedene Ansätze diese Verluste bei der Entspannung zu reduzieren. Die oben erwähnten Systeme mit ECU und Parallelverdichtung fallen in diese Kategorie. Weitere Varianten der Parallelverdichtung stellt die zweistufige Verdichtung sowie die Verdichtung mittels ECO-Verdichter dar [6]. Eine weitere Methode die System-Effizienz zu steigern stellt der Ejektor dar. Je nach Einbindungskonzept kann der Saugdruck der Verdichter angehoben und diese somit entlastet werden [7].

## Hochdruck reduzieren

Das Hochdruck-Regelventil regelt den Hochdruck als Funktion von der Gaskühler-Austrittstemperatur. Mit zunehmender Aussentemperatur nimmt auch die Gaskühler-Austrittstemperatur zu und der Hochdruck steigt an. Untenstehendes Diagramm zeigt, dass eine Abnahme der Gaskühler-Austrittstemperatur von einem Grad Kelvin zu erheblich besserem COP führt. Je nach Regler-Fabrikat und Regelparameter kann diese Kurve geringfügig anders aussehen. Die Schwankungen sind auf die Hochdruck-Sollwert-Kurve zurückzuführen. Es gibt verschiedene Ansätze die Gaskühler-Austrittstemperatur möglichst tief zu halten, eine Auswahl davon wird untenstehend kurz erläutert.



**Bild 5:** Effizienzsteigerung pro Grad Kelvin reduzierter Gaskühler Austrittstemperatur.

Das Reduzieren der Gaskühler-Austrittstemperatur kann durch eine alternative oder ergänzende Wärmesenke zur Aussenluft erreicht werden. Dies kann zum Beispiel die Gebäude-Fortluft, Abwasser, Grundwasser, Flusswasser oder eine Erdbohrung/-sonde, Erdregister sein. Diese bieten zudem den Vorteil, dass sie im Winter mittels einer Wärmepumpe auch zu Heizzwecken verwendet werden können. Weiter kann die Luft vor dem Eintritt in den Gaskühler adiabatisch gekühlt werden. Dabei wird der Fokus auf Systeme gelegt, welche mit Befeuchtungsmatten arbeiten [5]. Ebenfalls denkbar ist der Einsatz von Speichern, um die mittlere Senkentemperatur pro Tag zu reduzieren. Dabei wird zum Beispiel die nächtliche Abkühlung genutzt, einen Speicher mittels Freecooling abzukühlen und während des Tages kann mittels des kühleren Speichers die Gaskühler-Austrittstemperatur weiter reduziert werden. In höher gelegenen Regionen bei welchen die Temperatur häufig unterhalb der Verdampfungstemperatur liegt, kann auch mittels direktem Freecooling das Kältemittel kondensiert und der Prozess optimiert werden.

### **Externes Kälteaggregat**

Mittels eines externen Kälteaggregats, vorzugsweise mit natürlichen Kältemitteln, kann eine weitere Enthitzung vom CO<sub>2</sub> bewerkstelligt werden. Je nach Gegebenheiten, besteht auch die Möglichkeit dies mittels der Gebäude-Klimaanlage zu erzielen. In den vergangenen Jahren wurde rege an Ab- und Adsorptionskältemaschinen entwickelt und die Produktpalette in kleineren Leistungen ausgebaut. Diese generieren nutzbare Kälte durch Zuführen von Wärme. Vermehrt werden diese Kältemaschinen für Solar-Cooling in der Klimakälte eingesetzt und könnten auch genutzt werden, CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen weiter zu Enthitzen. Auch denkbar wäre die Verwendung eines Ejektors in einem separaten Kreislauf (Rankine) um aus Abwärme nützliche Kälte zu erzeugen und diese wieder ins System zu führen.

### **Optimierte Regelungstechnik**

Die Erfahrung zeigt, dass Anlagen im Feld häufig wechselnden Betriebsbedingungen ausgesetzt sind. Es ist wichtig, dass die Systemregelung dieser Aufgabe gewachsen ist und einen möglichst konstanten Betrieb gefahren werden kann. Schwankungen der Gaskühler-Austrittstemperatur führen unweigerlich zu einem schwankenden Hochdruck-Sollwert. Diese Schwankungen wirken sich wiederum auf den folgenden Regelkreis aus. Der Mehraufwand aufgrund Regelabweichungen ist nur schwer zu quantifizieren, sicher ist aber, dass erhebliche Regelabweichungen auf die Prozessgüte einen negativen Einfluss haben. Die von Temperatur und Druck abhängigen Regelkreise bei CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen, lassen vermuten, dass eine ideale und korrekte Fühlerplatzierung von grundlegender Bedeutung ist. Auch Messabweichungen können einen höheren Energieverbrauch verursachen.

### **Saugdruck erhöhen**

Gegenüber herkömmlichen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen, welche meist mit Trockenverdampfung, sprich einer Überhitzung an der Kühlstelle betrieben werden, bieten Umpumpsysteme die Möglichkeit die Verdampfer zu fluten, auf eine Überhitzung zu verzichten und so den Saugdruck der Verdichter anzuheben. In der Gewerbekälte fanden diese Systeme aufgrund höherer Investitionskosten bislang kaum Anwendung.

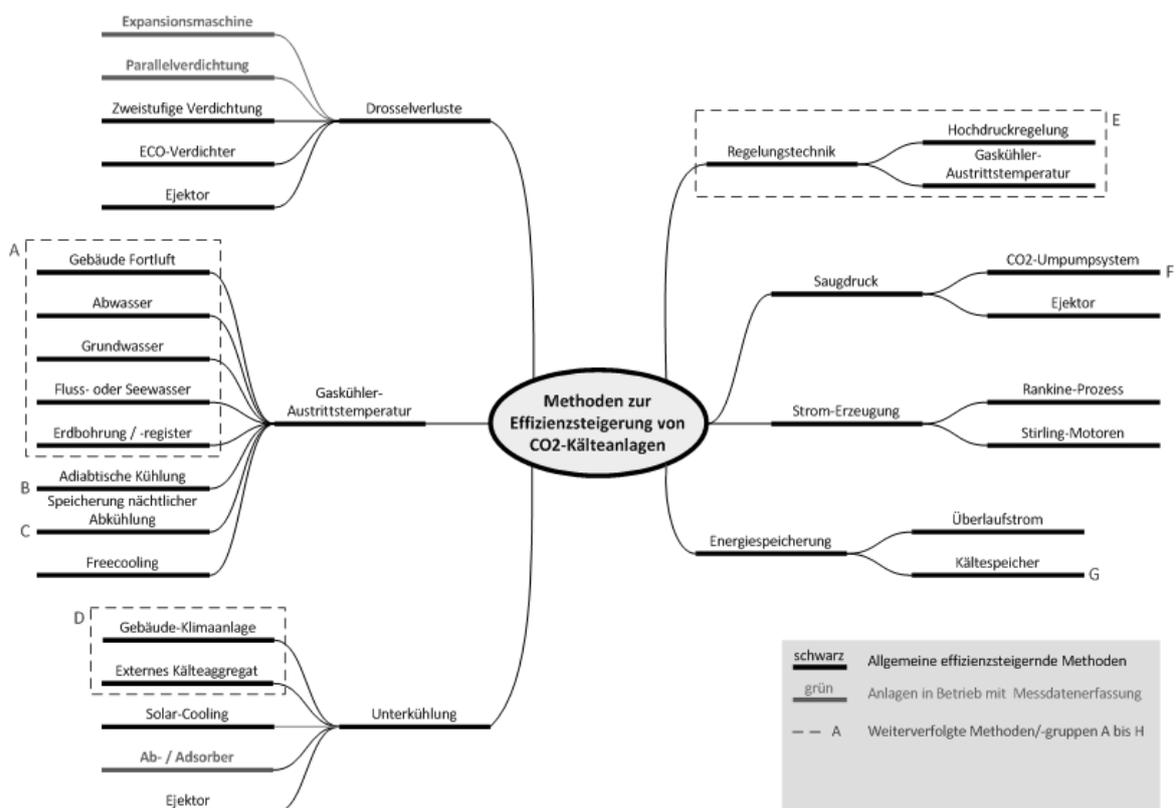
### **Abwärme in Strom umwandeln**

CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen weisen je nach Betriebsbedingungen beachtliche Abwärmemengen auf hohem Temperaturniveau auf. Gelingt es diese wieder in eine nutzbare Energieform, zum Beispiel Strom umzuwandeln, so könnte die Effizienz von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen gesteigert werden.

## Energiespeicherung von Überlaufstrom

Es ist davon aus zu gehen, dass die Schweizer Energiepolitik in Richtung erneuerbaren Energien nicht spurlos an der Kältebranche vorbeiziehen wird, denn auch diese kann einen wertvollen Beitrag zum Speichern von kurzzeitig überschüssiger Energie beitragen. Davon betroffen werden vorwiegend mittlere bis grosse Kälteanlagen sein, welche zukünftig genutzt werden könnten, dazu beizutragen, Angebot und Nachfrage von Strom auszugleichen.

Bis erneuerbare Energiequellen in der Schweiz flächendeckend Fuss fassen, wird es noch einige Jahre dauern. Bis dahin kann die Speichertechnologie genutzt werden, den Energiebedarf von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zu reduzieren indem die Kälte nachts, bei tieferen Senken-Temperaturen, erzeugt und gespeichert wird. Nebst energetischen Vorteilen, bietet diese Phase ein ideales Übungsterrain, Erfahrung mit Speichertechnologien in der Kältebranche zu sammeln und die Technologien weiter zu entwickeln bis es dann von Nöten ist, zur oben erwähnten Herausforderung beizutragen [8].



**Bild 6:** Übersicht von Methoden zur Effizienzsteigerung von transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen.

## **Bewertung und Rangierung von Methoden**

Die Methoden / -gruppen A bis G werden hinsichtlich Energieeffizienz resp. Effizienzsteigerung und Markt- und Umsetzungspotential einander gegenübergestellt. Die Ergebnisse dienen als Entscheidungsgrundlage für die detaillierte Ausarbeitung zweier weiteren Methoden.

### **Methodengruppe A – Erdsonde**

Stellvertretend für die Methodengruppe A wird ein Konzept weiter verfolgt, welches Erdsonden im Sommer als Wärmesenke und im Winter als Wärmequelle nutzt. Dabei wurde der Fokus auf die Kälteerzeugung mit zusätzlicher Wärmesenke gelegt. Die zusätzliche Wärmequelle im Winter fließt nicht in die energetische Betrachtung mit ein. Die Methoden mittels Fortluft und Abwasser wurden nicht weiter verfolgt, da in Supermärkten die Fortluft häufig nicht kontrolliert abgeführt wird und Abwasser häufig unregelmässig zur Verfügung steht. Für die energetische Untersuchung wurde angenommen, dass das Kältemittel nach dem Gaskühler mittels Erdsonde auf +15°C unterkühlt wird, wobei die Hochdruckregelung wie vor nach der Gaskühler-Austrittstemperatur geschieht [9].

### **Methode B – Adiabatische Kühlung**

Verschiedene Gaskühler-Hersteller bieten derzeit luftgekühlte Gaskühler an, welche die Luft vor dem Passieren der Lamellenpakete zusätzlich adiabatisch kühlen. Dazu wird das Wasser direkt auf die Lamellen gesprüht. Um Ablagerungen und Korrosion so gering wie möglich zu halten wird das Wasser demineralisiert und die jährliche Betriebszeit auf ungefähr 200 Stunden pro Jahr begrenzt. Gelingt es die Luft durch Befeuchtungsmatten adiabatisch zu kühlen, sodass die Lamellen nicht nass werden, kann auf eine Wasseraufbereitung verzichtet werden und die jährlichen Betriebsstunden deutlich erhöht werden. Weiter hätten die Befeuchtungsmatten den Vorteil, dass sich weniger Schmutz auf den Lamellen ablagern. Nachteilig ist der erhöhte Druckverlust aufgrund der Befeuchtungsmatten, wozu die Ventilatoren geringfügig mehr leisten müssen. Für die energetische Untersuchung wurde angenommen, dass die Luft am Gaskühler-Eintritt ab einer Aussentemperatur von +15°C adiabatisch gekühlt wird. Weiter wurde die Luftfeuchtigkeit konstant auf 65% und die Effizienz auf 60% angenommen [5], [10].

### **Methode C – Speichern der Nachtabenkung**

Bei der Methode C wird mittels eines Speichers die tägliche Temperatur-Spitze gekühlt, sodass weniger Energieverbrauch für die Kälteerzeugung resultiert. Nachts bei tieferen Temperaturen wird der Speicher mittels Freecooling wieder gekühlt. Für den Energetischen Vergleich wurde angenommen, dass ab +20°C Aussentemperaturen die Gaskühler-

Austrittstemperatur um 3 K unterkühlt wird. Die Hochdruckregelung geschieht aber nach wie vor nach der effektiven Gaskühler-Austrittstemperatur.

### **Methodengruppe D – Unterkühlung mittels Kälteaggregat**

Stellvertretend für die Methodengruppe D wurde eine externe Unterkühlung durch ein separates Kälteaggregat einer Unterkühlung mittels Klimakälte vorgezogen, so kann die Verdampfungstemperatur dem effektiven Bedarf angepasst werden. Als Berechnungsgrundlage wurde angenommen, dass ab +21°C Aussentemperatur die Gaskühler-Austrittstemperatur entthitzt wird. Die Hochdruck-Regelung wird nach wie vor nach her Gaskühler-Austrittstemperatur geregelt.

### **Methodengruppe E – Regelungstechnik**

In dieser Methodengruppe werden die Hochdruckregelung sowie die Gaskühler-Austrittstemperatur-Regelung optimiert. Es wird angenommen, dass eine optimierte Regelung zu 6 % Effizienzsteigerung gegenüber dem Referenzprozess beiträgt [8].

### **Methode F – Umpumpsystem**

In einem Umpumpsystem wird das CO<sub>2</sub> in einem Niederdruck-Sammler gesammelt und die flüssige von der gasförmigen Phase getrennt. Die Flüssigkeit wird zu den Kühlstellen gepumpt und anschliessend wieder in den Niederdruck-Sammler zurückgeführt. Der Anteil CO<sub>2</sub> welcher in den Kühlstellen verdampft wird anschliessend von den Verdichtern abgesogen und das überschüssige Kältemittel, welches nicht verdampft wurde, geht erneut in den Umlauf zu den Kühlstellen (Overfeed). Der Vorteil dieses Prinzips ist, dass auf eine Überhitzung an den Kühlstellen verzichtet werden kann und der Massenstrom grösser ist als Kältemittel verdampfen vermag. Der Saugdruck der Verdichter kann Grössenordnung um 3 bis 4 bar angehoben werden. Erfahrungen zeigen, dass pro Grad Celsius höherer Verdampfungstemperatur die Effizienz um ca. 3% zunimmt. Diese effizienzsteigernde Methode kann das ganze Jahr durch angewendet werden.

### **Methode G – Kältespeicher**

Im Unterschied zur Methode C wird bei dieser Methode kälteseitig Energie gespeichert. Dies kann beispielsweise mit einem Eisspeicher resp. mit sogenanntem Ice-Slurry gespeichert werden. Ice-Slurry besteht aus einem Gemisch von Wasser und Glykol welches gezielt zu einem Eisbrei gekühlt wird. Das zweiphasige Gemisch hat eine hohe Wärmekapazität und ideale Wärmeübergangseigenschaften. Weiter hat dieser Eisbrei eine speichernde Wirkung und kann genutzt werden Lastspitzen abzufangen, resp. Betriebsunterbrüche der Kälteanlage

zu vermeiden. Diese Speicherwirkung hat zudem den Vorteil, dass ein Teil der Kälteproduktion in die Nacht verlagert wird, bei der die Aussentemperaturen tiefer und die Kälteerzeugung effizienter ist [8].

## Quellen

- [1] G. Lorentzen. Revival of carbon dioxide as a refrigerant, International Journal of Refrigeration, 1994.
- [2] J. Riha. Einbindung einer Expansionsmaschine in CO<sub>2</sub> Supermarkt-Kälteanlagen, Würzburg DKV-Tagung, 2005.
- [3] T. M. Hansen. Combined Industrial Cooling and Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pumps utilizing the Work of Expansion, Aarhus, 2004.
- [4] R. Gerber. Integration einer Expansionsmaschine in ein CO<sub>2</sub>-Kältesystem, Schweiz, 2011.
- [5] S. Girotto. Natural refrigerants - Sustainable ozone- and climate-friendly alternatives to HCFCs, 2008. Refrigeration systems for warm climates using only CO<sub>2</sub> as a working fluid. S. 287 - S.301.
- [6] M. Fröschele. KI Kälte Luft Klimatechnik, März 2010. Aktuelle Möglichkeiten und Potential von Kälteanlagen-schaltungen mit dem Kältemittel R744. S. 24 - S. 29.
- [7] A. Hafner. Development of commercial Refrigeration systems with heat recovery for Supermarket building. Delft, Netherlands: IIR - 10th Gustav Lorentzen Conference, 2012.
- [8] M. Kauffeld. Hochschule Karlsruhe. Abgerufen am 15. Oktober 2012 von [www.hs-karlsruhe.de/festkolloquium\\_energieeffizienz](http://www.hs-karlsruhe.de/festkolloquium_energieeffizienz)
- [9] T. Stale Nordtvedt. Integration of refrigeration and HCAC in supermarkets. Delft, Netherlands: IIR - 10th Gustav Lorentzen Conference, 2012.
- [10] R. Paatzsch. Entwicklung und Auslegung eines Luftbefeuchtungssatzes für luftbeaufschlagte Wärmeübertrager. Magdeburg: DKV-Tagung. 2010

Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL/HLK  
Hubacher Engineering  
Tannenbergrasse 2  
CH-9032 Engelburg  
*he-ko@bluewin.ch*

Fabrice Rognon, Ing. dipl. EPFZ en mécanique  
Planair SA, Ingénieurs conseils SIA  
Crêt 108a  
CH-2314 La Sagne  
*fabrice.rognon@planair.ch*  
*www.planair.ch*

## Kriterien für «Best-Practice» von verschiedenen Wärmepumpen-Systemen

### *Zusammenfassung*

Bei den Bestrebungen den Primärenergieverbrauch zu senken und den CO<sub>2</sub>-Ausstoss zu reduzieren, ist die Wärmepumpe eine interessante und bedeutende Komponente. Das Ziel des Annex 37 des WP-Programms der IEA ist, gute bzw. beste Beispiel aus den Feldanalysen von Wärmepumpenanlagen zu fördern. Damit die energetischen, wirtschaftlichen und umweltrelevanten Potenziale der Wärmepumpentechnik ausgeschöpft werden können, sollen Informationen und Richtlinien zur fachgerechter Auslegung, Aufstellung und Benützung aufbereitet und verbreitet werden. Gemeinsame Grundlagen werden festgelegt, um die Qualität von Feldanalysen zu sichern und die besten Anlagen aufgrund der jährlichen Effizienz auszuwählen. Ein Katalog mit dem Beschrieb der besten Anlagen wird international gemeinsam ausgearbeitet. Aufgezeigt und mit anderen Wärmeerzeugern verglichen werden Leistungen der Anlagen, Energie- und CO<sub>2</sub> Einsparungen. Teilnehmer im Annex 37 sind Großbritannien, Schweden und die Schweiz. Aus den Erfahrungen mit den besten Beispielen werden Empfehlungen an die Fachbranche formuliert.

### *Résumé*

L'Annexe 37 de l'AIE vise à promouvoir les résultats de mesures in situ sur des installations de pompes à chaleur atteignant de bonnes performances. Il s'agit de mettre en valeur le potentiel technique, économique et environnemental des pompes à chaleur afin de favoriser leur diffusion avec dimensionnement, installation et utilisation dans les règles de l'art. Des bases communes sont définies pour assurer la qualité des mesures in situ et sélectionner les

meilleures installations suivant leur valeur de coefficient de performance saisonnier. Chaque pays participant fournit le fruit de son travail pour élaborer un catalogue des meilleures installations avec présentation de l'installation et de ses performances à l'aide de différents graphiques, y compris les économies d'énergie et de CO<sub>2</sub> générées par rapport à d'autres systèmes de production de chaleur. Le Royaume-Uni, la Suède et la Suisse participent à ce projet. Sur la base des meilleurs exemples suisses, les recommandations sont exposées à l'intention des professionnels.

### **Projektziel (Annex 37)**

Das Ziel dieses Projektes besteht darin, darzustellen, dass energetisch, technisch und wirtschaftlich betrachtet, die Wärmepumpen für Anwendungen besonders im Wohnbereich ökologisch und geeignet sind. Das Projekt konzentriert sich auf die besten verfügbaren Technologien und die Untersuchungsergebnisse bei Feldanalysen. Um klare Erkenntnisse zu formulieren, ist es bedeutend, dass die Qualität der Maßnahmen gesichert ist. Die Kriterien, die eine für die Ergebnisse ausreichende Qualität definieren, werden im Projekt aufgelistet. Die Energieersparnisse im Vergleich zu Heizungssystemen mit fossiler Energie werden rechnerisch ermittelt.

Das Projekt zielt darauf hin, das Verständnis der Schlüsselparameter zu verbessern, die die Zuverlässigkeit und Wirksamkeit eines Wärmepumpensystems beeinflussen.

Eine gemeinsame Methode der Berechnungen der Effizienz wurde definiert. Für diese Ergebnisse von aktuellen Maßnahmen wird für verschiedene Standorte eine Datenbank erstellt und aufgeschaltet.

### **Auswahlkriterien**

Verschiedene Kriterien sind für die Auswahl von guten Anlagen definiert worden: Allgemeine Kriterien betreffen die Leistung, die Nutzungsart und die Standortwahl, weitere Kriterien für die Auswahl waren das Messkonzept und eine minimale Effizienz für gute Beispiele.

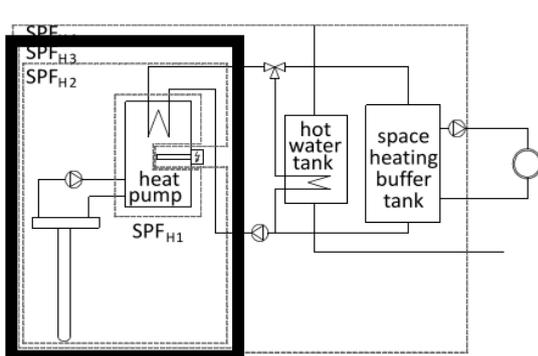
Generelle Kriterien:

- maximale Heizleistung: Keine Leistungsbegrenzung, aber Gebäude mit einem übermäßig hohen spezifischen Heizwärmebedarf werden nicht akzeptiert,
- Wärmequelle: alle möglichen Quellen,
- Typ der Wärmepumpe: nur Standardgeräte (keine Spezialwärmepumpen oder Prototyps),

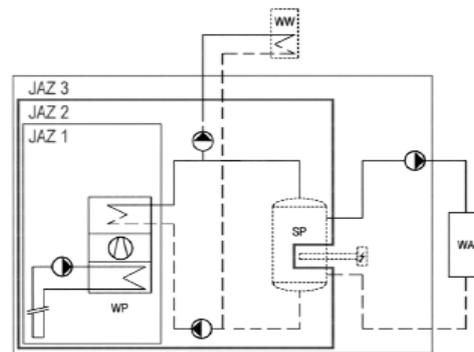
- Wärmepumpen mit einem Gütesiegel oder Warenkennzeichen mit entsprechender Beglaubigung (FWS, EHPA, der CERT),
- Anteil der Wärmedeckung min. 90 % mit der Wärmepumpe, für Systeme mit weniger als 50 kW Heizleistung,
- für Systeme mit mehr als 50 kW Heizleistung der Wärmedeckung, min. 80 % mit der Wärmepumpe,
- Lage: keine Klimaextremen Orte, d.h. keine Installation über 800m ü. Meer für die Schweiz,
- Neuinstallation oder Renovierung,
- Heizung alleine oder Heizung mit WW-Bereitung, keine Kühlung,
- einfache Hydraulik (Standard), keine Exoten.

### Systemgrenze für die Berechnung der Jahresarbeitszahl (JAZ)

Obwohl das Projekt mit den anderen internationalen Projekten über Wärmepumpen zusammenhängend ist, wurde (SEPEMO und der Annex 39 IEA) bei der Wahl der Systemgrenzen für die Berechnung der Leistungseffizienz nach der in SEPEMO benutzten SPF3 (JAZ1) (von 4 Möglichkeiten für die Jahresarbeitszahl), entschieden (siehe Figur 1).

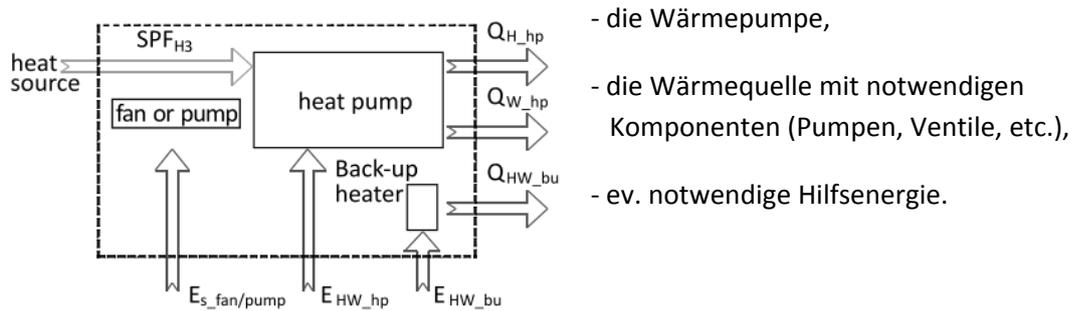


**Figur 1:** Grenzen der Systeme für verschiedene Jahresarbeitszahlen, eingerahmt SPF3 (JAZ1)



**Figur 2:** Grenzen des Systems für die Berechnung der Jahresarbeitszahl nach BFE

Für die Berechnung der JAZ1 werden die folgenden Elemente der Leistungen berücksichtigt, in Figur 3 zu sehen:



**Figur 3:** Systemgrenzen für die Bestimmung der Jahresarbeitszahl JAZ1 (SPF3)

Die benötigte Energie für das Verteilsystem (Pumpen, Ventile, etc.) werden nicht berücksichtigt.

## Messmethode

Für die messtechnische Erfassung werden die folgenden Parameter berücksichtigt:

- minimale Messdauer 1 Jahr,
- Messintervall 1 Woche,
- gemessene Informationen:
  - Nutzwärme für die Heizung,
  - Nutzwärme für sanitäres Warmwasser,
  - Elektrizität für den Kompressor und das Regelsystem,
  - eventuell Elektrizität für Zusatz-Heizgeräte,
  - Elektrizität für die Umwälzpumpen und Ventile (Quellen-/Senkenseite)
  - Temperaturen aussen und im Wärmepumpensystem (Quellen-/Senkenseite),
  - Laufzeit der Wärmepumpe,
  - Start/Stop-Intervalle,
  - Störungen,
  - Laufzeit der elektrischen Zusatzheizung,
- Ausreichende Genauigkeit der Berechnung der JAZ, +/-10 %.

## Minimale Leistungen

Die Jahresarbeitszahl (JAZ1) hängt von der Wärmequelle und der Wärmesenke ab, aber nicht von der Verteilung der Energie. Min. zu erreichende Werte:

- 3.0 für Luft/Wasser-Wärmepumpen,
- 3.8 für Sole/Wasser-Wärmepumpen (Erdwärmesonden, Erdregister, Körbe, etc.).

Diese Werte unterscheiden sich nicht für die Energieerzeugung Heizung oder Heizung und Warmwasser.

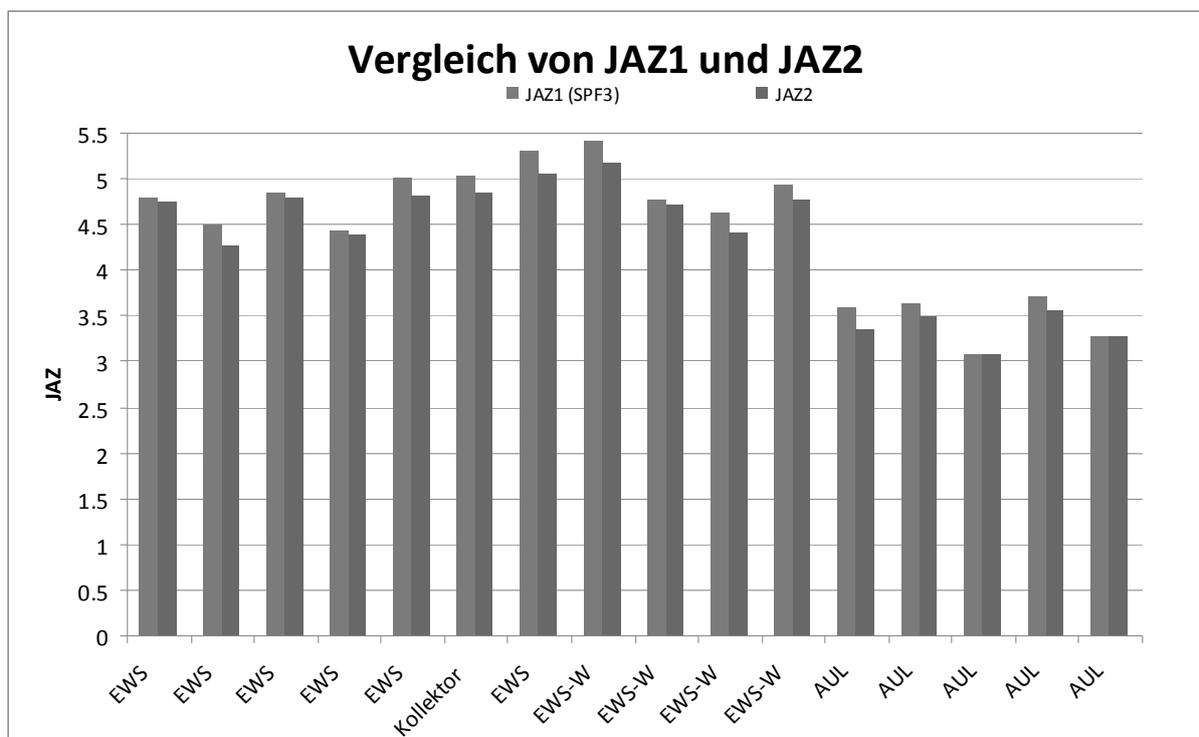
Betreffend Störungen (Funktionsunterbrüche) wurden folgende Grenzen gesetzt:

- Verfügbarkeit der Wärmepumpe, > 99.0 %,
- max. 20h/a Zeitbegrenzung für gesamte Störungen
- Anzahl Störungen pro Jahr, max. 5.

### Vergleich zwischen JAZ1 und JAZ2

Bei den schweizerischen Forschungsarbeiten wurde für die Ermittlung der Effizienz (JAZ) die Grenze des Systems so gesetzt, dass der Anteil der Umwälzpumpen für die Speicherladung (Heizung) und die Warmwasserbereitung, sowie die thermischen Verluste der Speicher, berücksichtigt werden. Dies ist in der Figur 2 ersichtlich für "JAZ2".

Für die ausgewählten schweizerischen Beispiele ist der Vergleich zwischen den zwei Größen JAZ1 und JAZ2 aus der nachstehenden Grafik (Fig.4):



**Figur 4:** Jahresarbeitszahl JAZ2 (COPa2) gemäss Feldanalysen QS-WP des BFE-Projekts) und im Rahmen des IEA-Projekts Annex 37 als JAZ1 (SPF3) dargestellt.

Der Unterschied zwischen JAZ1 (SPF3) und JAZ2 ist im Durchschnitt nur 2 %. Dieser Unterschied ist nur so klein, weil bei den in der Schweiz gemessenen Installationen, das Hilfselektroregister praktisch immer manuell deaktiviert wurde und somit dieser Energieanteil unbedeutend ist. Der einzige Unterschied kommt somit von den Verlusten von allfällig vorhandenen Wärmetauschern und Speichern.

In den folgenden Kapiteln werden wir JAZ1 (SPF3) verwenden.

## Beispiele und Ergebnisse

Die dokumentierten Beispiele entsprechen der örtlichen Entwicklung des Marktes der Wärmepumpen und sollten deshalb repräsentativ sein. Als Schweizer Beitrag hat die Projektgruppe 5 Installationen aufgearbeitet und deren Details im Projekt Annex37 eingebracht. (Im Schlussbericht enthalten und detailliert beschrieben.)

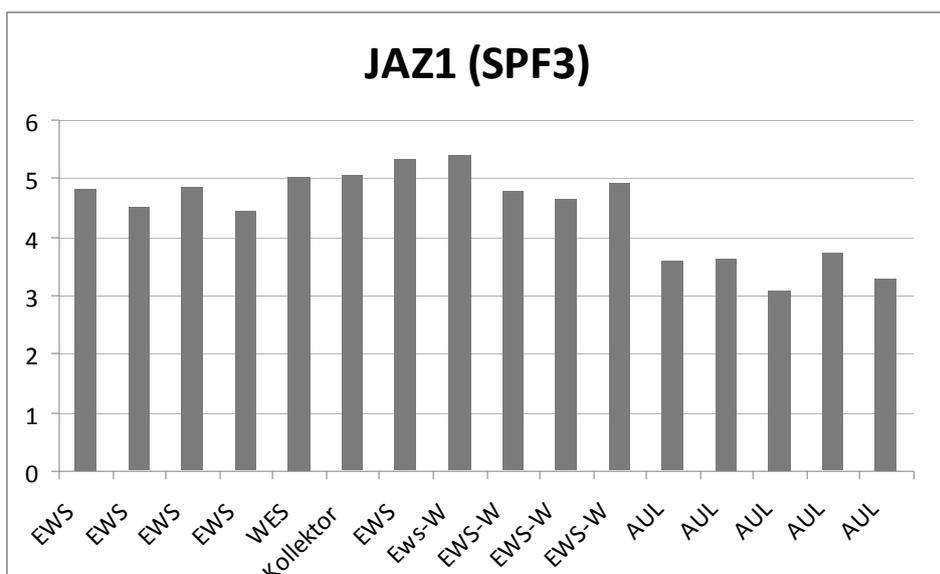
Im Rahmen des nationalen Projekts wurden 16 Anlagen bearbeitet; 10 mit Erdwärmesonden, eine mit Erdkollektor und 5 mit Aussenluft. Die Heizleistung liegt zwischen 3.5 und 12kW.

## Jahresarbeitszahlen

Durchschnitt der 5 guten Luft/Wasser-Anlagen (A/W) JAZ1=3.45.

Durchschnitt der 11 guten Sole/Wasser-Anlagen (B/W) JAZ1=4.87.

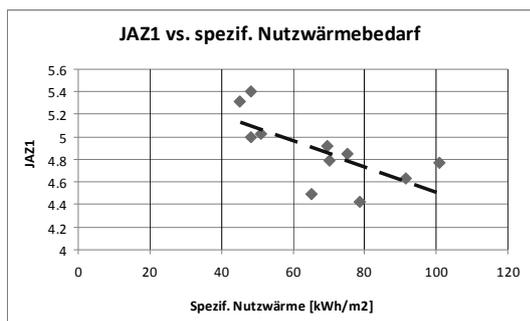
Die jährlichen Leistungswerte von JAZ1 sind die Folgenden:



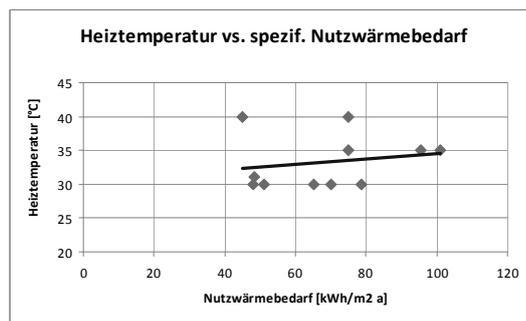
**Figur 5:** Jahresarbeitszahl JAZ1 der 16 Installationen mit Erdwärmesonden, Erdkollektor und Aussenluft.

Bei der schlechtesten Luft/Wasser-Anlage (JAZ1 = 3.0) sind die Voraussetzungen weniger optimal, da die Auslegetemperatur bei  $-10\text{ °C}$  liegt und die bei dieser Aussentemperatur benötigte Heiztemperatur  $45\text{ °C}$  beträgt.

Die folgende Figur zeigt die Korrelation zwischen dem Energieverbrauch des Gebäudes und der Jahresarbeitszahl JAZ1. Die besten Beispiele befinden sich in Gebäuden mit kleinem spezifischem Verbrauch und deshalb mit einer Temperatur niedrigen Heiztemperatur betrieben werden.



**Figur 6:** Jahresarbeitszahl versus spezifischen Nutzwärmebedarf [kWh/m2]

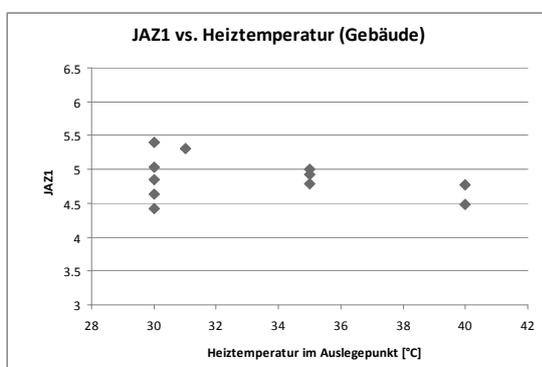


**Figur 7:** Heiztemperatur versus spezifischer Nutzwärmebedarf.

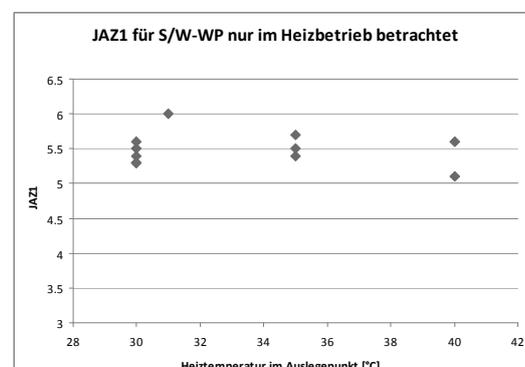
Die Figur 7 zeigt, dass es auch eine kleine Abhängigkeit der Heiztemperatur (am Auslegepunkt) im Vergleich zur spezifischen Nutzwärme gibt. Es wurde aber auch klar, dass in vielen Fällen, durch die Qualität der Gebäudehülle die Voraussetzungen für eine niedrigere Heiztemperatur vorhanden wäre, aber die Heiztemperatur, die gemessen wurde, überhöht war. Es gibt also auch bei diesen besten Anlagen noch ein Optimierungspotenzial.

Wie im Kapitel Empfehlungen erwähnt wird, beeinflusst die Heiztemperatur die Effizienz der Wärmepumpenanlage deutlich, wie es auch Figur 8 zeigt.

Wenn man die Effizienz (JAZ1) ohne die Warmwasserbereitung betrachtet, sind die Werte noch deutlich höher, wie man in Figur 9 erkennen kann.



**Figur 8:** Jahresarbeitszahl JAZ1 versus Dimensionierungstemperatur (Gebäudeheizung)



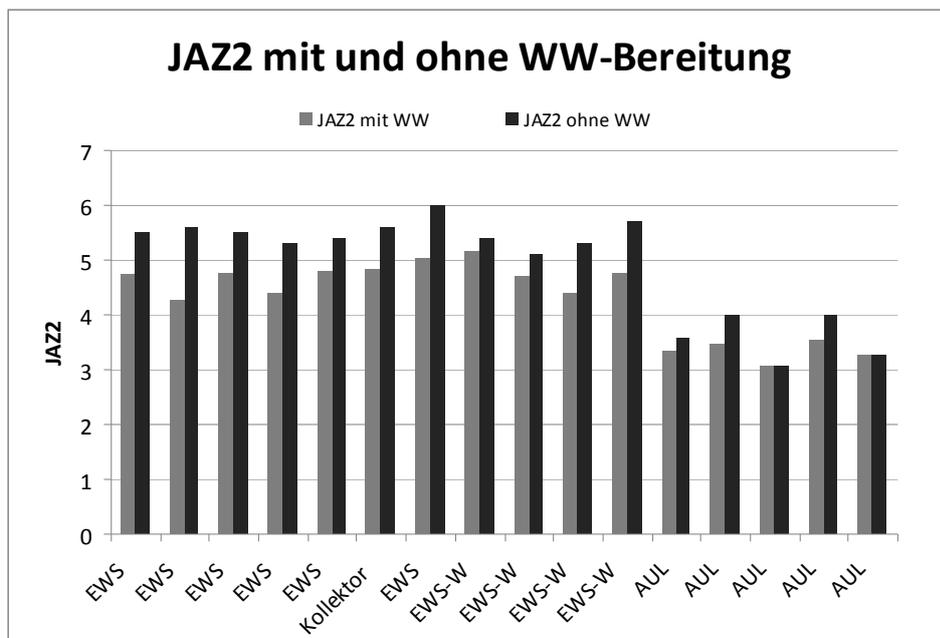
**Figur 9:** Jahresarbeitszahl JAZ1, nur für die Heizung betrachtet, für Wärmepumpen S/W.

Um den Einfluss auf der Wärmequellenseite zu begrenzen, wurden für die Analyse nur Sole/Wasser-Systeme mit Erdwärmesonden und einem Erdregister betrachtet. Der Trend der Steigerung der Effizienz durch die Senkung der Heiztemperatur ist nachgewiesen.

Die Differenz der Punkte mit derselben Heiztemperatur kommt zur Hauptsache von den folgenden Einflüssen:

- Das Niveau der Quellentemperatur,
- Merkmale und Unterschiede, zwischen den verschiedenen Wärmepumpen ,
- Unterschiede zwischen Klimadaten der Wetterstationen und der wirklichen Verhältnisse vor Ort (Mikroklima).

Die Warmwasserbereitung beeinflusst die Jahresarbeitszahl. Die Unterschiede sind aus Figur 10 ersichtlich.



**Figur 10:** Jahresarbeitszahl im Vergleich mit und ohne Warmwasserbereitung.

Die Warmwasserbereitung beeinflusst die Effizienz dieser Bestanlagen. Die mittlere Differenz liegt bei S/W-Anlagen bei 16.3 % und bei A/W-Anlagen bei 7.3 %. Bei S/W-Anlagen ist der Unterschied zwischen der Temperatur für die Warmwasserbereitung und der Temperatur der Quellenseite im Sommer deutlich grösser als für A/W-Anlagen.

Übersicht über die mittleren Jahresarbeitszahlen:

	JAZ1	JAZ2 mit WW	JAZ2 ohne WW
JAZ A/W	3.45	3.34	3.58
JAZ S/W	4.87	4.72	5.49

**Tabelle 1:** Jahresarbeitszahlen JAZ1, JAZ2 nur Heizung und JAZ2 für Heizung und WW-Bereitung.

## Bilanzen der Schadstoff-Emissionen und der Kosten

Für die Verringerung von CO<sub>2</sub>-Emmission hat die Projektgruppe IEA für den Vergleich die folgenden Varianten eingesetzt:

- Heizölheizkessel mit Heizöl EL 300g CO<sub>2</sub>/kWh<sub>Nutzwärme</sub>,
- Wärmepumpe mit aktueller europäischer Elektrizität 337g CO<sub>2</sub>/kWh<sub>EL</sub>
- PAC mit europäischer Elektrizität 2050 130g CO<sub>2</sub>/kWh<sub>EL</sub>
- PAC mit Schweizer Elektrizität, inkl. Importe 122g CO<sub>2</sub>/kWh<sub>EL</sub>

Für die Kosten der Primärenergie wurden die folgenden Werte eingesetzt:

- Extraleichtes Heizöl für 100 kg 100.00 CHF/100kg
- Elektroenergie 19.5 Rp./kWh

Die berechneten Bilanzen der einzelnen Anlagen sind im Schlussbericht Kap. 8.1 zu finden

## Empfehlungen für Bestanlagen

### A. Wärmequelle

- Erdwärmesonden-Entzugsleistung nach SIA-Norm 384/6, Verlängerung von Erdwärmesonden bringt ausser Mehrkosten nur Vorteile. Entzugsleistung im Schweizer Mittelland ca. 35- max. 40 W/m<sub>EWS</sub>.
- Erdwärmesonden mit richtiger Dimension einsetzen: Ø 32 bis max. Länge ca. 150m, Ø 40 bis max. Länge ca. 250m.
- Bei längeren Erdwärmesonden muss die Aufteilung auf mehrere hydraulisch parallel geschaltete Erdwärmesonden vorgenommen werden. Zwischen den Erdwärmesonden muss je ein Abstand von 7.5–10.0m eingehalten werden.

- Sole(Wasser-Gemisch im Erdwärmesondenkreislauf sind mit möglichst knapper Solekonzentration (normal 25%, nach Angaben des Wärmepumpenlieferanten) zu füllen. Das Gemisch soll entweder als Fertigmischung eingefüllt oder mit einem mechanischen Mischgerät (Dosiergerät) aufbereitet werden.
- Erdwärmesonden, die mit Wasser (anstelle Wasser/Glykolgemisch) betrieben werden, haben eine deutlich höhere Effizienz. Nachteil, die Erdwärmesonden werden massiv länger, was höhere Investitionskosten, jedoch tiefere Betriebskosten, verursacht.

## B. Wärmeerzeugung

- Umwälzpumpen mit max. Energieeffizienzindex (EEI) verwenden und wenn möglich soll die Drehzahl einstell- oder regelbar sein.
- Kältemittel mit richtigen thermischen Eigenschaften auswählen, bspw. R134A nur, wenn hohe Temperaturen ( $\geq 60$  °C) produziert werden müssen.
- Ein Speicher wird nicht überall benötigt, bei Bodenheizung ist der Unterlagsboden als Speicher bestens geeignet, hingegen wird bei Radiatorenheizung zwecks Erhöhung des Anlageninhalts ein Speicher benötigt.
- Bei Kleinanlagen sollte der Vorlauf direkt auf die Verbraucherleitung geschaltet und der Speicher mit einer genügend gross dimensionierten Abzweigung verbunden werden. Dadurch wird erreicht, dass nur die nicht benötigte (überschüssige) Wärme in den Speicher transportiert wird.
- Speicher, Leitungen, sowie auch Umwälzpumpen und Armaturen müssen vorschriftsmässig isoliert sein.
- Anlagen sollen, wenn immer möglich, monovalent betrieben werden. Bivalente Kleinanlagen sind regeltechnisch aufwendig und eher störungsanfällig.
- Regeltechnisch wird für die Raumheizung bei einer Wärmepumpenanlage die Vorlauftemperatur nach Aussentemperatur geführt. Um eine optimale Wärmeproduktion sicher zu stellen, sollte die Regulierung zusätzlich mit einer Raumtemperaturkompensation ausgerüstet werden. Diese stellt sicher, dass die Wärmepumpe nur Wärme produziert, wenn ein Bedarf vorhanden ist. Zudem kann der Regler die Heizkurve mit dem Raumfühler selbstadaptiv optimal herstellen.
- Elektroregister in Speichern sind nur als Notheizung zu betreiben (Vorschrift MuKE08). Dies ist sicher zu stellen, indem die Einschaltmöglichkeit entsprechend bezeichnet wird und auch in der Betriebsanleitung dazu Hinweise zu finden sind. Ein unkontrolliertes Mitlaufen muss verhindert werden.

- Die Dimensionierung der Wärmepumpe ist ebenfalls von Bedeutung. Wenn der Wärmebedarf (in Neubauobjekten und auch bei grösseren Sanierungen der Gebäudehülle) nach SIA 384.201 berechnet wurde, ist die Wärmepumpe eher knapp auszulegen. Wird bei Sanierungsobjekten nach dem bisherigen Energieverbrauch (Heizöl, Erdgas, etc.) dimensioniert, muss auch der Wirkungsgrad der alten Anlage berücksichtigt werden. Dieser Wärmebedarf ist dann ein effektiver Nutzwärmebedarf. Man kann deshalb nicht mit Reserven rechnen und muss im Zweifelsfall eher die nächst grössere Maschine auswählen.
- Keine hydraulisch komplexen Anlagen bauen, da diese schwierig regelbar sind.
- Wenn eine zweistufige oder zwei parallel betriebene Wärmepumpen geplant werden, müssen die Nebenantriebe (bspw. Solepumpe, etc.) auch geregelt, resp. Leistung abgestuft, betrieben werden.
- Die Massenströme müssen auf allen hydraulischen Kreisläufen (Quellen- und Heizungsseite, sowie auch Verbraucherkreisläufe), richtig eingestellt werden. Bei konstanten Massenströmen bedingt dies entweder mehrstufige oder regelbare Umwälzpumpen.
- Bei der Inbetriebnahme sind die Parameter richtig einzugeben. Der Planer/Installateur muss die benötigten Werte dem Servicetechniker der Wärmepumpenlieferfirma zur Verfügung halten (bspw. Heizkurve, Warmwasserladetemperatur, Ladefenster, etc.). Ebenso sind die Massenströme durch die Installationsfirma einzuregulieren.
- Wenn Anlagen optimal laufen sollen, muss die Anlage nach einer gewissen Zeit ab Inbetriebnahme nochmals kontrolliert werden. Dadurch können die eingestellten Parameter überprüft und optimiert werden (Heizkurve, Laufzeiten, Schalzhäufigkeit, etc.). Vorteilhaft ist, wenn diese Nachkontrolle während der Heizperiode erfolgt, damit die Anlage bei der Nachkontrolle auch läuft und allfällig notwendige Anpassungen kurzfristig kontrolliert werden können.
- Auf der Anlage soll eine ausführliche Dokumentation vorhanden sein. Inhalt: Inbetriebnahmeprotokoll, Bedienungsanleitung, technische Datenblätter, Anlagenprinzipschema, Angaben über Erdwärmesonden (Anzahl, Länge, Dimension, sowie Bohrbewilligung), Informationen über die Störungsbehebung.

### C. Wärmeverteilung

- Bei bestehenden Gebäuden zuerst Gebäudehülle energetisch verbessern und erst nachher Wärmepumpe installieren (kleinere Heizleistung bedeutet kleinere Investitionskosten).

- Die Vorlauftemperatur der Heizung muss so tief wie möglich eingestellt werden, sodass der Temperaturhub der Wärmepumpe möglichst klein ist. Bei Neuanlagen empfehlen wir Bodenheizungen mit Heizungs-Vorlauf von 30 °C. Bei Sanierungen soll zuerst die Gebäudehülle saniert werden (auch wenn nur punktuell), so kann die Heiztemperatur deutlich reduziert werden. Ziel ist Heizungsvorlauf von 35-45 °C.
- Bei Raumheizungsanlagen, die Einzelraumregulierung haben (nach Energiegesetz sind dies alle neuen Anlagen, die Heizvorlauftemperaturen > 30 °C am Auslegepunkt benötigen), muss entweder ein Überströmventil eingebaut werden, welches richtig eingestellt sein muss oder dann muss die Wärmeerzeugung mittels eines Parallelspeichers hydraulisch von der Wärmeverteilung entkoppelt werden.

#### D. Brauchwarmwasser

- Warmwasserladung optimal planen, Massenstrom genügend gross ( $\Delta T$  ca. 5K) und bei internem Heizregister genügend grosse Heizfläche, Richtgrösse 0.4 m<sup>2</sup>/kW Heizleistung.
- Für die Warmwasserladung sind max. 2 Ladefenster vorzugeben, einmal in der Nacht, sodass am Morgen der Boiler aufgeladen ist und einmal gegen Abend zwecks Nachladung.
- Wenn für eine höhere Warmwassertemperatur die Nacherwärmung mit einem Elektroregister (im Boiler meistens eingebaut) notwendig ist, muss das Ladefenster mit der Wärmepumpe und das Ladefenster (Freigabe) des Elektroregisters aufeinander abgestimmt werden (bspw. Ladefenster Wärmepumpenladung von 03:00–05:00h und das Ladefenster des Elektroregisters erst anschliessend von 05:00–07:00h). Dadurch wird vermieden, dass das Elektroregister einen Teil der Vorerwärmung, die durch die Wärmepumpe erfolgen soll, übernehmen kann. Wenn das zweite Ladefenster nicht mit dem Wärmepumpenregler bewirtschaftet werden kann, muss dazu eine separate Schaltuhr eingebaut werden. Eine Nacherwärmung wird einerseits wegen höheren Warmwassertemperaturanforderungen oder zwecks Legionellenschutz benötigt.
- Bei Warmwasserboilern ist ebenfalls darauf zu achten, dass ein Elektroregister nur kontrolliert in Betrieb kommt, bspw. für die Nacherwärmung auf höhere Warmwassertemperaturen oder als Legionellschaltung.
- Für die Warmwasserbereitung mit der gleichen Wärmepumpe muss ein Umschaltventil (kein Regelventil) eingebaut werden, dessen Dimension gleich gross, wie die Leitung ist und das auf beiden Abgängen dicht schliesst.
- Bei Warmwasserbereitung ist auch die Zirkulationsleitung, resp. die richtige Lösung für die Sicherstellung der Warmwassertemperatur nach Vorschriften, zu

berücksichtigen. Bei EFH ist eine Rohrbegleitheizung (Elektroheizband) eine ebenbürtige Lösung.

- Beim Abgang der Warmwasserleitung ab Boiler muss ein Thermosiphon erstellt werden, damit keine unkontrollierte Zirkulation stattfinden kann.

### **Bemerkung:**

Die Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS ist derzeit an der Entwicklung eines Systemmoduls für Wärmepumpenanlagen, welches genau diese Vorgaben für den Schweizer Markt zusammenfasst.

Das Ziel ist noch weiter gesteckt, indem die Hersteller, resp. die Lieferfirmen, die Geräte und Komponenten als Systemmodul aufeinander abstimmen. So kann sichergestellt werden, dass alle wichtigen Komponenten und Geräte optimal ausgelegt sind und dadurch die Effizienz von solchen Anlage (Systemmodul) besser ist. Mit dem Systemmodul wird speziell der Installateur nebst der Wärmepumpenlieferfirma in die Pflicht genommen, denn die Anlagen müssen nach genauen Vorgaben erstellt werden. Nebst einem Pflichtenheft, das klare Vorgaben für die beiden Hauptbeteiligten Firmen enthält, werden auch das Prinzipschema und die Inbetriebnahme vorgegeben. Sowohl der Installateur, aber auch der Endkunde, bekommt mit einem Systemmodul eine grössere Sicherheit, dass diese Anlagen optimal dimensioniert, abgestimmt und erstellt werden und sie dadurch eine höhere Effizienz haben.

## **Analyse des Werkzeugs WPesti, um die JAZ zu berechnen**

### **Zielsetzung**

Es wird ein Vergleich zwischen der Berechnung WPesti und den gemessenen Leistungswerten erstellt. Dieses Berechnungstool ist verhältnismäßig einfach zu bedienen und wird kostenlos abgegeben (Homepage FWS und EnDK). Da gerade eine neue Version von WPesti herausgekommen ist, wurden die Berechnungen mit beiden Versionen ausgeführt (Version 2011 und 2013).

### **Methodologie**

Die besten Beispiele aus diesem Projekt werden mit zwei Versionen von WPesti, auf der Basis der Messdaten (Feldanalyse) und auf der Basis der Planungsdaten berechnet und verglichen.

	Anlage	Messwerte aus Feldanalysen		Berechnung WPesti 2011		Berechnung WPesti 2013	
		JAZ <sub>H</sub>	JAZ <sub>H+WW</sub>	JAZ <sub>H</sub>	JAZ <sub>H+WW</sub>	JAZ <sub>H</sub>	JAZ <sub>H+WW</sub>
S/W	1055	5.50	4.74	5.20	4.53	5.50	4.83
	1067-2	5.60	4.26	4.48	4.30	4.54	4.38
	1118	5.50	4.78	6.06	5.20	6.06	4.88
	1119	5.30	4.39	5.43	4.60	5.32	4.45
	1126	5.40	4.80	4.82	4.38	5.01	4.52
	1203	5.60	4.85	-	-	5.88	4.83
	1206	6.00	5.05	6.43	5.13	6.98	5.07
	1060	-	-	5.30	4.66	4.63	4.26
1067-1	-	-	4.10	4.06	3.52	3.52	
W/W	1069	5.70	4.76	5.94	5.34	5.49	4.96
	1115	5.30	4.41	6.10	5.32	5.47	4.86
	1226	5.40	5.17	6.04	4.57	7.58	5.37
	1227	5.10	4.71	4.45	4.08	4.99	4.58
A/W	1096	3.34	3.34	3.70	3.70	3.68	3.68
	1105	4.00	3.48	3.72	3.41	3.64	3.58
	1125	3.06	3.06	2.47	2.47	2.61	2.61
	1222	4.00	3.54	3.66	3.53	3.31	3.27
	3050	3.26	3.26	3.13	3.15	3.29	3.28

**Tabelle 2:** Vergleich JAZI für Heizung alleine und für Heizung inkl. WW-Bereitung, Messwerte und Berechnungen mit WPesti Versionen 2011 und 2013.

## Ergebnisse

In der nachstehenden Tabelle sind die Messwerte und die berechneten Werte nach den beiden Versionen von WPesti zusammen gestellt.

## Vergleich der Resultate

Bei den Leistungen liegen die Resultate von WPesti 2013 näher bei den gemessenen Werten als bei der Version 2011.

Die Abweichungen sind für die Berechnungen bei den S/W-Anlagen mit WPesti 2013 zwischen -3 % bis +6 %, und mit WPesti 2011 zwischen -9 % bis +10 %.

Insgesamt sind die Ergebnisse der Leistungsberechnungen eher optimistisch.

Wegen der kleinen Anzahl von Anlagen konnten diese Vergleiche nur bei den S/W-Anlagen mit grösserer statistischer Sicherheit durchgeführt werden.

## Schlussfolgerung

Zusammengefasst zeigt sich, dass die Differenzen zwischen berechneten und den gemessenen Werten mit der Version WPEsti 2013 im Vergleich zur Version 2011 kleiner sind. Diese Qualitätssteigerung ist speziell für die Wasser/Wasser-WP deutlich, denn gegenüber der Version 2011, die Abweichungen zwischen -21 % und +13 % hat, ergibt die neue Version WPEsti 2013 nur noch -9 % und +3 %.

Die Analyse der Ergebnisse hat ebenfalls ermöglicht, zu beobachten, dass die Heizungsvorlauftemperatur die Berechnungsgenauigkeit leicht beeinflusst. Abschliessend betrachtet, muss aufgrund des kleinen Anlagensampels diese Analyse noch etwas relativiert werden. Trotzdem darf festgehalten werden, dass mit dem WPEsti 2013 die berechneten Resultate im Wirklichkeitsnahen Bereich liegen, sodass mit diesem Berechnungstool die Planungsqualität gesteigert werden kann.

## Abkürzungen

A/W Luft/Wasser, Wärmepumpe mit Aussenluft als Wärmequelle

B/W Sole/Wasser, Wärmepumpe mit Erdwärmesonden oder Erdregister

BFE Bundesamt für Energie

°C Grad Celsius

COP Leistungskoeffizient

DN Durchmesser

EBF Energiebezugsfläche

EWS Erdwärmesonde

IEA Internationale Agentur der Energie

JAZ Jahresarbeitszahl

K Kelvin

kW Kilowatt

kWh Kilowattstunden

PE Polyäthylen, Kunststoff für Erdwärmesonden

PN Druck

SPF Seasonal performance factor, (JAZ)

T	Temperatur
W	Watt
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser

## Quellen

- [1] QS-WP/QP: Fortsetzung des Feld-Monitorings von WP-Anlagen mittels Feldmessungen, Analyse des Langzeitverhaltens und Bestimmung der Effizienz für das Modell der Wärmepumpenstatistik für die Jahre 2008 bis 2011, Schlussbericht 2011, Autor: P. Hubacher.
- [2] R.Nordman, A. Zottl: SEPEMO-Build- a European project on seasonal performance factor and monitoring for heat pump systems in the building sector, REHVA Journal, 08.2011, page 56-61.
- [3] Beiträge der Teilnehmer, Schlussbericht Annex 37 unter: [www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org).
- [4] S. Perret, F. Rognon, Meilleures exemples suisses et européens, 18ème symposium du programme de recherche Pompes à chaleur et froid de l'Office fédéral de l'énergie, 27 juin 2012
- [5] P. Kunz, T. Afjei und al., Wärmepumpen, der Planung, der Optimierung, der Betrieb, der Wartung, BFE, Bern, 2008

Lukas Gasser, dipl. Ing. FH, Ivan Wyssen, BSc in Maschinentechnik,  
André Brun, Beat Wellig, Prof., Dr. sc. Techn. ETH  
Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
Fachbereich Maschinentechnik  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
lukas.gasser@hslu.ch  
www.hslu.ch/tevt

## Leistungsgeregelte Wärmepumpen – Erfahrungen und Potenzial

### **Zusammenfassung**

*Sowohl Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) als auch Sole/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP) sind heute weit verbreitete Systeme zur Bereitstellung von Heizenergie. Umfassende Analysen belegen, dass die Effizienz dieser Systeme durch Anwendung einer geeigneten Leistungsregelung markant verbessert werden kann. Dieser Beitrag präsentiert allgemeingültige Auslegungs- und Planungsgrundlagen für die Realisierung effizienter und wirtschaftlicher WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung. Theoretische und experimentelle Untersuchungen sowie Feldmessungen bestätigen das Effizienzsteigerungspotenzial der Leistungsregelung eindrucklich. Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen aus Feldstudien zeigen, dass die Jahresarbeitszahl infolge der Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-geregelter L/W-WP um bis zu 70% verbessert werden kann. Bei S/W-WP liegen die erreichbaren Verbesserungen der Jahresarbeitszahl abhängig von der Heizkurve im Bereich von 5% bis 10%. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter leistungsgeregelter WP ist der Einsatz von effizienten Kompressoren und Zusatzaggregaten mit geeignetem Teillastverhalten sowie die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie.*

### **Abstract**

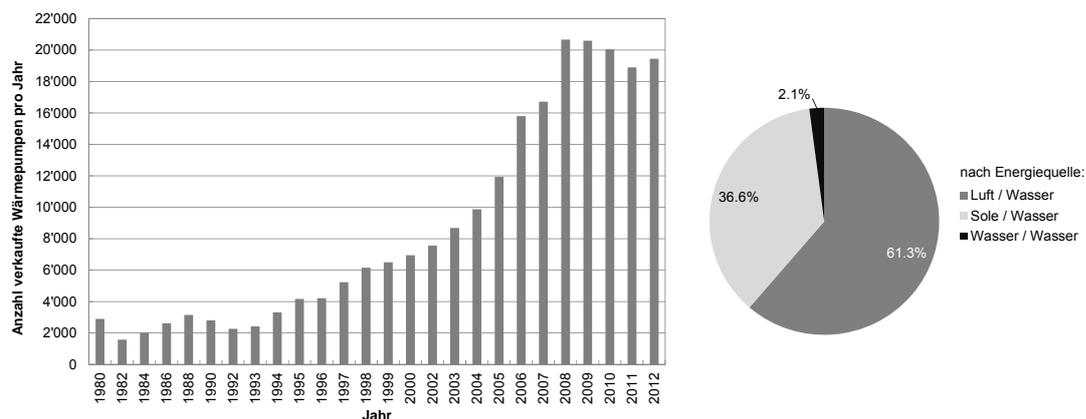
*Air/water heat pumps (A/W-HPs) as well as brine/water heat pumps (B/W-HPs) have become very popular heating systems and their use is steadily increasing. Comprehensive analyses indicate that the efficiency of these systems can be considerably increased using an appropriate continuous capacity control. In this contribution, universally valid design and planning criteria for the realization of efficient and economic heat pumps with continuous capacity control are presented. Theoretical and experimental investigations as well as field tests confirm the great potential of the continuous capacity control. Comparisons with field studies indicate that the efficiency of A/W-HPs can be increased up to 70% using a*

*continuous capacity control. The seasonal performance factor (SPF) of B/W-HPs can be increased by approximately 5% to 10% compared to on/off operation. A necessary prerequisite for achieving efficient heat pumps with continuous capacity control is the use of compressors and additional components with a wide control range and high part load efficiencies as well as the application of the “correct” control strategy.*

## Einleitung

### Ausgangslage

Das Interesse an Wärmepumpen ist allgemein gross und dürfte in Zukunft je nach Entwicklungen der Energiepolitik und Energiepreise weiter zunehmen oder zumindest konstant hoch bleiben. Von 2008 bis 2012 wurden in der Schweiz durchschnittlich je rund 20'000 Wärmepumpen pro Jahr verkauft. Der Anteil Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) liegt im Bereich von rund 60%. Ein weiterer beachtlicher Anteil machen mit rund 37% die Sole/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP) aus (Bild 1, Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, [www.fws.ch](http://www.fws.ch)).



**Bild 1:** Links: Anzahl verkaufte Wärmepumpen in der Schweiz in den Jahren 1980 bis 2012. Rechts: Wärmepumpenverkäufe nach Energiequelle für das Jahr 2012 (Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS / GebäudeKlima Schweiz)

Da für die Gebäudeheizung mit Kompressions-Wärmepumpen beachtliche Mengen an hochwertiger elektrischer Energie (Exergie) benötigt werden, soll deren Effizienz kontinuierlich gesteigert werden. Dies bedingt hocheffiziente Systeme mit hohen exergetischen Wirkungsgraden bzw. kleinen Exergieverlusten. Verschiedene Untersuchungen [1] [2] [3] belegen die Tatsache, dass sowohl L/W-WP als auch S/W-WP ein noch beachtliches Potenzial für Effizienzsteigerungen aufweisen. Insbesondere die Fortschritte in der Kompressor-, Inverter-, Ventilator- und Pumpentechnologie eröffnen neue Möglichkeiten für die Prozessführung und ermöglichen markante Effizienzsteigerungen. Besonders

vielversprechend erscheint in diesem Zusammenhang die Anwendung der kontinuierlichen Leistungsregelung.

## **Ziele und Vorgehen**

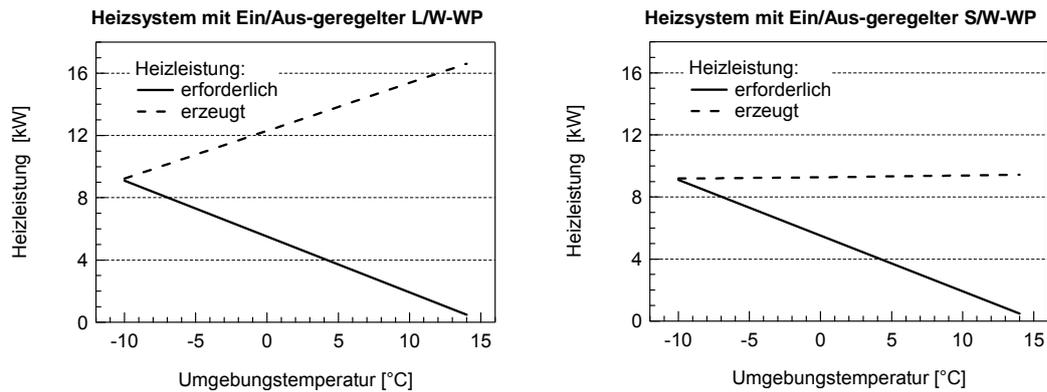
Das BFE-Forschungsprojekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] hat gezeigt, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei Verwendung geeigneter Komponenten und Anwendung der bestmöglichen Regelstrategie markante Effizienzsteigerungen ermöglicht. Weiter konnten wertvolle Erkenntnisse und allgemeingültige Zusammenhänge bezüglich Planung, Entwicklung und Regelung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung gewonnen werden. Diese Erkenntnisse werden im aktuellen BFE-Forschungsprojekt „Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung“ genutzt und für die Anwendung bei leistungsgeregelten S/W-WP und W/W-WP, welche das Erdreich als Energiequelle nutzen (nachfolgend mit S/W-WP bezeichnet), adaptiert und weiterentwickelt.

Der vorliegende Beitrag gibt Hinweise bezüglich des Effizienzsteigerungspotenzials und der Umsetzung leistungsgeregelter Wärmepumpen-Systeme. Sowohl für L/W-WP als auch für S/W-WP werden konkrete Ansätze zur Entwicklung der optimalen Regelung des Wärmepumpen-Systems präsentiert und die Einflüsse der Regelung auf die erreichbare Effizienz diskutiert.

## **Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung**

### **Ungünstige Betriebscharakteristik von Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung**

Mit dem an der Hochschule Luzern durchgeführten BFE-Forschungsprojekt „WEXA“ [1] konnte eindrücklich gezeigt werden, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Betriebscharakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit steigender Umgebungstemperatur sinkt die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur (gemäss Heizkurve). Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP mit drehzahlkonstantem Kompressor gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Umgebungstemperatur, umso höher ist die erzeugte Heizleistung (Bild 2 links) und Heiztemperatur.



**Bild 2:** Erforderliche Heizleistung eines sanierten Altbaus (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und erzeugte Heizleistung einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sowie einer S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur (qualitative Darstellung)

Ein ähnliches Verhalten weisen auch S/W-WP mit drehzahlkonstanten Kompressoren auf. Unter der Annahme ungefähr konstanter Erdreichtemperaturen bleibt die erzeugte Heizleistung unabhängig von der Umgebungstemperatur während der gesamten Heizperiode nahezu konstant (Bild 2 rechts). Die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung erfolgt heute typischerweise sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP durch eine Ein/Aus-Regelung (Taktbetrieb). Dies hat zur Folge, dass die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit steigender Umgebungstemperatur bei Ein/Aus-geregelten L/W-WP ansteigen, während sie bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ungefähr konstant bleiben. Weiter führt dies sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung dazu, dass mit steigender Umgebungstemperatur eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung entsteht und der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt. Es resultieren schlechte Teillastwirkungsgrade, tiefe Jahresarbeitszahlen und tiefe exergetische Jahreswirkungsgrade [1].

Zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung müssen die Regelstrategie des Heizsystems und im Speziellen der Wärmepumpe geändert werden. Durch kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung kann die Energieeffizienz im Vergleich zum Taktbetrieb deutlich verbessert werden.

### Effizienzsteigerungen durch geeignete Leistungsregelung

Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Teillast mit steigender Umgebungstemperatur abnehmen statt zunehmen bzw. konstant bleiben, muss die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und -temperatur vermieden werden (Bild 2). Die Konsequenz daraus ist, dass künftige L/W-WP und S/W-WP nicht im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) arbeiten, sondern kontinuierlich in Betrieb sind

(kontinuierliche Leistungsregelung) – ausser während Sperrzeiten sowie den erforderlichen Abtauprozessen bei L/W-WP. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden, z.B. mittels Drehzahlregelung des Kompressors.

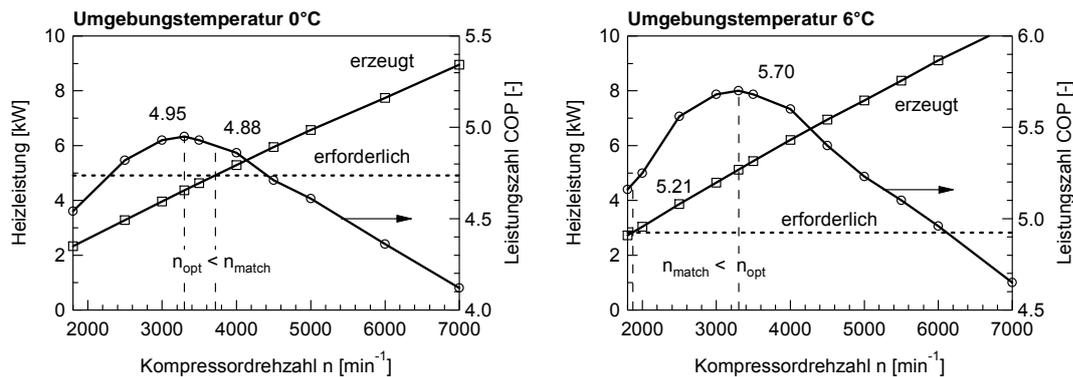
## Leistungsregelung von L/W-WP

### Optimale Regelung von L/W-WP mit Leistungsregelung

Bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung haben die Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und des Ventilators einen grossen Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems. Insbesondere der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors hat neben dem Einfluss auf die Effizienz einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung der L/W-WP. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung einer hohen Effizienz ist daher der Einsatz von Kompressoren mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich [2].

Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast ab, kann dies bei „falscher“ Regelung, beispielsweise bei einer strikten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung, dazu führen, dass die Leistungszahl unter diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Damit dies vermieden werden kann, müssen die Regelung des Kompressors und des Ventilators bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors abgestimmt werden. Untersuchungen zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb durch zwei Faktoren limitiert wird: Die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und die maximale Effizienz.

Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  auf, welche zur Erreichung maximaler Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat (Bild 3). Ist die Kompressordrehzahl  $n_{match}$ , welche eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zur Folge hat, grösser als die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , ist die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mittels Leistungsregelung des Kompressors zulässig. In diesem Fall ( $n_{opt} < n_{match}$ ) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, begrenzt (Bild 3 links). Müsste die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden ( $n_{opt} > n_{match}$ ), wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. mit optimaler Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , Ein/Aus-geregelt. Eine exakte Anpassung der Heizleistung hätte dagegen eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge (Bild 3 rechts).



**Bild 3:** Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung (Copeland ZHW08) in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen [2] für 0°C und 6°C Umgebungstemperatur und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, ist nahezu unabhängig von der Umgebungstemperatur, der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft sowie von der Heizkurve [2]. Die optimale Kompressordrehzahl kann somit für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der L/W-WP mit relativ geringem Aufwand experimentell ermittelt werden.

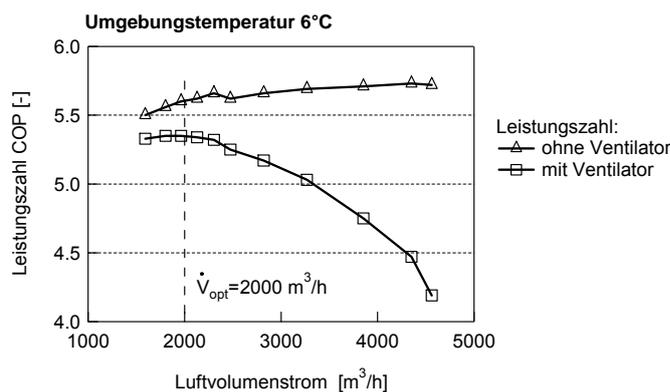
Die Erreichung maximaler Effizienz bedingt die simultane Leistungsregelung von Kompressor *und* Ventilator und insbesondere die Anwendung der „richtigen“ Regelung. Zur Ermittlung der optimalen Regelung bei der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator wird folgendes Vorgehen empfohlen (Details siehe [2]):

1. **Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors**  
Das optimale Teillastverhältnis des Kompressors bzw. die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  wird anhand der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Teillastverhältnisses ermittelt (Bild 3). Dieses optimale Teillastverhältnis kann bei einem beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand ermittelt werden und darf im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen zu keinem Zeitpunkt unterschritten werden.
2. **Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Teillastbetrieb**  
Zugehörig zum optimalen Teillastverhältnis des Kompressors wird der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung anhand der Leistungszahl (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Luftvolumenstromes ermittelt (Bild 4). Dabei wird der Kompressor beim optimalen Teillastverhältnis ( $n_{opt}$ ) betrieben.

### 3. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb

Abschliessend wird gemäss dem Vorgehen aus Punkt 2 der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilator Drehzahl für den Vollastbetrieb der L/W-WP bei Auslegungstemperatur ermittelt.

Sind die optimale Kompressordrehzahl, die zugehörige optimale Ventilator Drehzahl sowie die optimale Ventilator Drehzahl bei Vollastbetrieb der L/W-WP bekannt, ist die optimale Regelung verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch gleichmässige Reduktion der Kompressor- und Ventilator Drehzahl an die erforderliche Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimalen Drehzahlen von Kompressor (nopt) und Ventilator nicht unterschritten werden müssen. Müssten diese zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit den optimalen Drehzahlen von Kompressor und Ventilator Ein/Aus-geregelt.



**Bild 4:** Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung (Copeland ZHW08) in Funktion des Luftvolumenstromes aus Messungen [2] bei  $3300 \text{ min}^{-1}$  Kompressordrehzahl, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

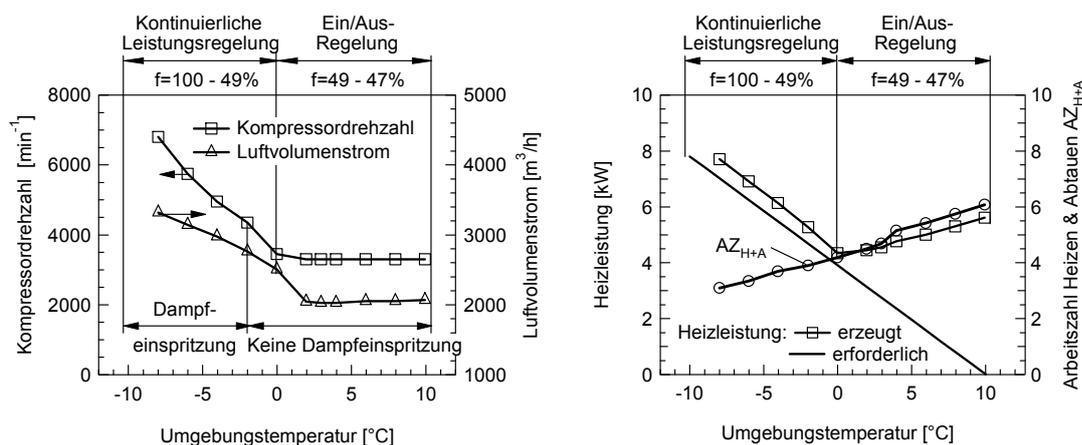
#### L/W-WP-Prototyp – Betriebscharakteristik und Effizienz

Zur Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials der kontinuierlichen Leistungsregelung sowie zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurde ein Prototyp einer leistungsgeregelten L/W-WP entwickelt und realisiert. Detaillierte Spezifikationen des L/W-WP-Prototyps sind dem BFE-Abschlussbericht [2] zu entnehmen.

In den experimentellen Untersuchungen wurden die alleinige Leistungsregelung des Kompressors und die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator jeweils für

drei verschiedene Heizkurven untersucht. In diesem Beitrag wird beispielhaft auf die Resultate der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator für die Heizkurve eines Gebäudes im Minergie-Standard (VL/RL 30/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) eingegangen.

Die optimale Regelung von Kompressor und Ventilator, welche gemäss dem beschriebenen Vorgehen ermittelt wurde, hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und 0°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden kann (Bild 5 rechts). Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von rund 7000 min<sup>-1</sup> bei -10°C auf rund 3300 min<sup>-1</sup> bei 0°C Umgebungstemperatur reduziert. Analog zur Kompressordrehzahl wird der Luftvolumenstrom durch Reduktion der Ventilator Drehzahl von 3300 m<sup>3</sup>/h bei -10°C auf 2000 m<sup>3</sup>/h nahezu linear reduziert (Bild 5 links). Über 0°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung ( $n_{opt}$ ) Ein/Aus-geregelt, da eine weitere Reduktion der Kompressor- und Ventilator Drehzahl eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte.



**Bild 5:** Kompressordrehzahl, Luftvolumenstrom, erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung (Copeland ZHW08) mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie [2] (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Aufgrund der sich einstellenden Temperaturen kann die Eis- und Frostbildung bei L/W-WP mit Leistungsregelung deutlich reduziert werden. Bei Umgebungstemperaturen über knapp 3°C tritt keine Eis- und Frostbildung im Verdampfer auf. Dadurch können die Anzahl der periodisch erforderlichen Abtauvorgänge reduziert und die Effizienz weiter verbessert werden.

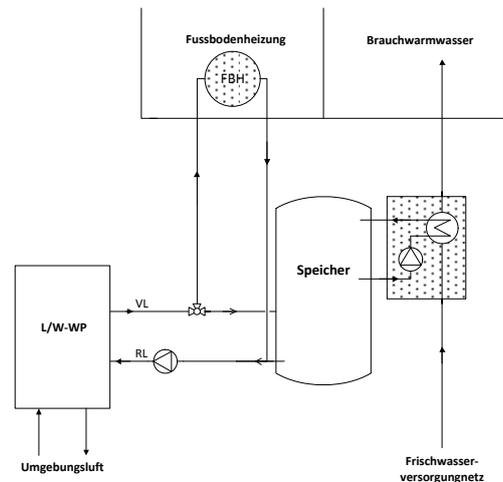
Heizkurve	Minergie	Hochwertig sanierter Altbau	Sanierter Altbau
Vorlauf- /Rücklauf- Temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur	30°C/25°C	41°C/35°C	46°C/38°C
<b>Jahresarbeitszahl mit Abtauung JAZH+A</b>	<b>4.41</b>	<b>4.40</b>	<b>3.79</b>

**Table 1:** Jahresarbeitszahlen mit Berücksichtigung der Abtauung und der Ventilatorleistung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung (Copeland ZHW08) für unterschiedliche Heizkurven und die Klimaregion Zürich

In Tabelle 1 sind die resultierenden Jahresarbeitszahlen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im monovalenten Betrieb mit Berücksichtigung der Abtauung und der Ventilatorleistung für unterschiedliche Heizkurven aufgeführt. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen, nach der Methode von v. Böckh [4], erfolgte für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich. Die erreichbaren Jahresarbeitszahlen liegen mit 4.4 für ein Gebäude im Minergie-Standard sowie für ein hochwertig saniertes Gebäude und 3.8 für einen sanierten Altbau deutlich über den Werten „heutiger“ Ein/Aus-geregelter L/W-WP. Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen aus Feldstudien [5] zeigen diesbezüglich, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von bis zu 70% erzielt werden können.

### Feldmessungen – Betriebscharakteristik und Effizienz

Zur weiteren Bestätigung des Potenzials der Leistungsregelung von L/W-WP wurde im Einfamilienhaus von Beat Wellig (Suhr, AG) eine leistungsgeregelte L/W-WP mit optimierter Ventilator/Verdampfer-Paarung installiert und mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet (Bild 6 links). Die Wärmepumpe stellt ganzjährig sowohl die erforderliche Heizwärme als auch das Brauchwarmwasser in monovalenter Betriebsweise bereit. Die Warmwasseraufbereitung erfolgt mittels eines Frischwassersystems, dessen Speicher auf maximal 48°C geladen wird (Bild 6 rechts). Die Heizwassertemperatur ist auf 32°C/28°C bei -10°C Umgebungstemperatur ausgelegt.



**Bild 6:** Leistungsgeregelte L/W-WP mit Luftkanal (links) und Prinzipschema des Heizsystems mit leistungsgeregelter L/W-WP und Frischwassersystem zur Brauchwarmwasseraufbereitung (rechts)

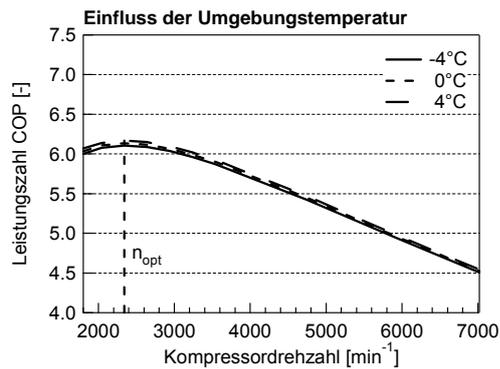
Die seit der Installation der L/W-WP erfassten Messdaten bestätigen eine einwandfreie Funktion der Leistungsregelung sowie die Erreichung einer hohen Effizienz unter realen Einsatzbedingungen im Feld. Die messtechnisch erfasste Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe mit Berücksichtigung der Abtauung und der Ventilatorleistung beträgt 4.1. Die Jahresarbeitszahl mit zusätzlicher Berücksichtigung der Brauchwarmwasseraufbereitung beträgt 3.7.

## Leistungsregelung von S/W-WP

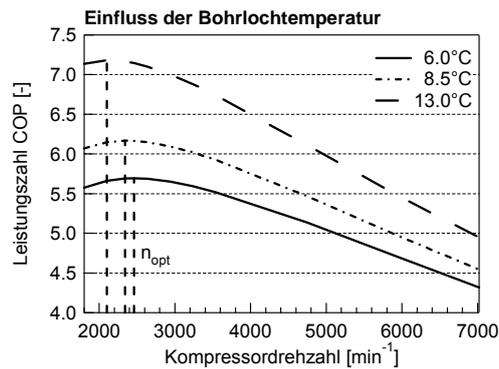
### Optimale Regelung von S/W-WP mit Leistungsregelung

Ähnlich wie bei L/W-WP wird die optimale Regelung leistungsgeregelter S/W-WP ebenfalls massgeblich durch das Teillastverhalten des verwendeten Kompressors beeinflusst. Die optimale Regelung des Kompressors erfolgt bei leistungsgeregelten S/W-WP idealerweise analog zur Regelung von L/W-WP mit Leistungsregelung (vgl. Optimale Regelung von L/W-WP mit Leistungsregelung).

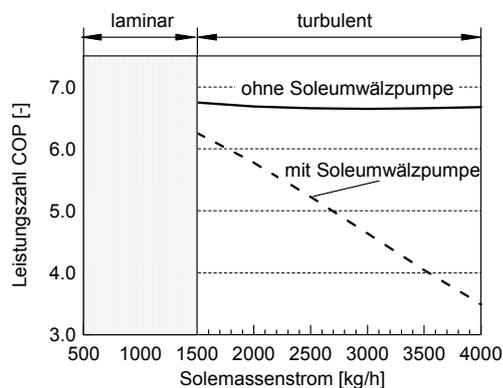
Bei der Entwicklung der optimalen Regelung des Kompressors von S/W-WP muss der Entwicklungsingenieur das Teillastverhalten des Kompressors genau kennen und sich darüber bewusst sein, welche Grössen das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl beeinflussen. Untersuchungen zeigen, dass die Leistungszahl mit höheren Umgebungstemperaturen abhängig von der Heizkurve leicht ansteigt, die optimale Kompressordrehzahl ( $n_{opt}$ ) jedoch unverändert bleibt (Bild 7). Demgegenüber hat die Bohrlochtemperatur (Wärmequellentemperatur) einen starken Einfluss auf die Leistungszahl. Die optimale Kompressordrehzahl ( $n_{opt}$ ) wird durch die Bohrlochtemperatur dagegen kaum beeinflusst (Bild 8). Ähnlich wie bei L/W-WP kann die optimale Kompressordrehzahl somit auch bei S/W-WP nahezu unabhängig vom Quellen- und Senkenzustand ermittelt werden.



**Bild 7:** Leistungszahl in Funktion der Kompressordrehzahl (Copeland ZPV36) aus Simulationen für  $-4^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  und  $4^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur, Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, konstanter Solemassenstrom und Heizkurve Minergie (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur)



**Bild 8:** Leistungszahl in Funktion der Kompressordrehzahl (Copeland ZPV36) aus Simulationen für  $6.0^{\circ}\text{C}$ ,  $8.5^{\circ}\text{C}$  und  $13.0^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur,  $4^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur, DN32 Erdwärmesonde, konstanter Solemassenstrom und Heizkurve Minergie (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur)



**Bild 9:** Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Soleumwälzpumpenleistung in Funktion des Solemassenstroms aus Simulationen bei  $2100 \text{ min}^{-1}$  Kompressordrehzahl (Copeland ZPV36),  $6^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur,  $8.5^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, Erdwärmesondenlänge 150 m und Heizkurve Minergie (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur)

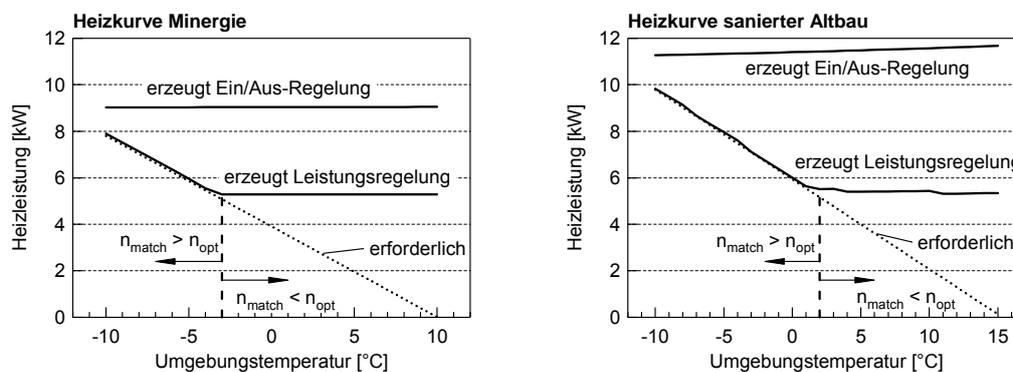
Bezüglich der optimalen Regelung der Soleumwälzpumpe (SUP) müssen folgende Aspekte berücksichtigt werden: Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz bei S/W-WP mit Leistungsregelung muss der Solemassenstrom in jedem Betriebspunkt so gewählt werden, dass die Leistungszahl inkl. Berücksichtigung der SUP maximal wird (Bild 9). Dabei muss der Solemassenstrom ungeachtet vom jeweiligen Betriebspunkt so gewählt werden, dass die Strömung in der Erdwärmesonde im turbulenten Bereich liegt, da ein Unterschreiten des turbulenten Bereichs eine massive Verschlechterung der Wärmeübertragung zur Folge hätte.

Aus diesem Grund gilt es den laminaren Strömungsbereich in der Erdwärmesonde zwingend zu vermeiden (Bild 9).

Wie eine entsprechende Regelung der SUP zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz leistungsgeregelter S/W-WP umzusetzen ist, wird zurzeit im BFE-Forschungsprojekt „Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung“ intensiv untersucht.

### Theoretisches Potenzial

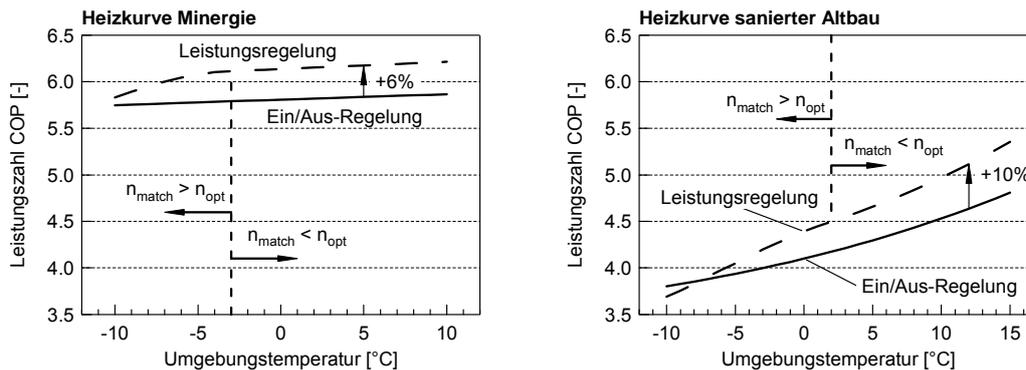
Theoretische Untersuchungen zeigen, dass bei Anwendung der optimalen Regelung und der Verwendung eines geeigneten Inverter-Scroll Kompressors (Copeland ZPV36) die erzeugte Heizleistung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von  $-10^{\circ}\text{C}$  bis  $-3^{\circ}\text{C}$  für die Heizkurve Minergie bzw.  $2^{\circ}\text{C}$  für die Heizkurve sanierter Altbau kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden kann. In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen muss die optimale Kompressordrehzahl ( $n_{\text{opt}}$ ) zur Anpassung der Heizleistung nicht unterschritten werden ( $n_{\text{match}} > n_{\text{opt}}$ ). Bei höheren Umgebungstemperaturen müsste die optimale Kompressordrehzahl ( $n_{\text{opt}}$ ) zur Anpassung der Heizleistung unterschritten werden. Aus Effizienzgründen wird die S/W-WP bei Umgebungstemperaturen über  $-3^{\circ}\text{C}$  (Minergie) bzw.  $2^{\circ}\text{C}$  (sanierter Altbau) bei reduzierter Leistung mit optimaler Kompressordrehzahl Ein/Aus-geregelt (Bild 10). Die resultierende Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung kann gegenüber einer reinen Ein/Aus-Regelung somit markant reduziert werden (Bild 10).



**Bild 10:** Erforderliche und erzeugte Heizleistung bei Ein/Aus-Regelung (Copeland ZH06 bzw. ZH09) und Leistungsregelung (Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Simulationen für  $8.5^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, konstanter Solemassenstrom für Heizkurve Minergie (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur) und die Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL  $46^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur)

Durch die Reduktion der Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung kann der Temperaturhub gegenüber der Ein/Aus-Regelung vermindert und dadurch die Effizienz der S/W-WP verbessert werden. Bei Verwendung der leistungsgeregelten S/W-WP in einem Gebäude mit Minergie-Standard kann die Effizienz gegenüber der Ein/Aus-Regelung im

Betrieb bei Umgebungstemperaturen über  $0^{\circ}\text{C}$  um rund 6% gesteigert werden. Wird die leistungsgeregelte S/W-WP in einem sanierten Altbau eingesetzt, resultieren gegenüber Ein/Aus-geregelter S/W-WP Effizienzverbesserungen von bis zu 10% (Bild 11). Insbesondere bei Verwendung in Altbauten kann die Effizienz leistungsgeregelter S/W-WP bei tiefen Umgebungstemperaturen unter diejenige Ein/Aus-geregelter S/W-WP sinken. Aufgrund der geringen Stundenhäufigkeit derart tiefer Umgebungstemperaturen resultieren trotz dieser Tatsache höhere Jahresarbeitszahlen (Tabelle 2).



**Bild 11:** Leistungszahl bei Ein/Aus-Regelung (Copeland ZH06 bzw. ZH09) und Leistungsregelung (Copeland ZPV36) mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpenleistung in Funktion der Umgebungstemperatur aus Simulationen für  $8.5^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, Erdwärmesondennlänge 150 m, konstanter Solemassenstrom für Heizkurve Minergie (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur) und die Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL  $46^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur)

Tabelle 2 zeigt eine erste Abschätzung der erreichbaren Jahresarbeitszahlen im monovalenten Betrieb mit Berücksichtigung der SUP für unterschiedliche Heizkurven. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen erfolgte nach der Methode von v. Böckh [4] und der Annahme einer konstanten durchschnittlichen Bohrlochtemperatur. Die JAZ sind gültig für die Regelung der SUP auf konstanten Solemassenstrom. Weitere Untersuchungen bezüglich des Effizienzsteigerungspotenzials sowie bezüglich der Auswirkungen des Erdreichs auf die optimale Regelung des Kompressors und der SUP erfolgen derzeit im aktuellen BFE-Forschungsprojekt.

	Heizkurve	Minergie	Sanierter Altbau
	Kompressor		
Jahresarbeitszahl	Ein/Aus-Regelung	5.81	4.21
JAZ	Leistungsregelung	6.13	4.56

**Tabelle 2:** Jahresarbeitszahlen mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpenleistung aus Simulationen bei Ein/Aus-Regelung (Copeland ZH06 bzw. ZH09) und Leistungsregelung (Copeland ZPV36) für die Heizkurven Minergie und sanierter Altbau (Klimaregion Zürich, 8.5°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, Erdwärmesondenlänge 150 m, konst. Solemassenstrom)

## Schlussfolgerungen

Die Untersuchungen bestätigen das Potenzial zur Effizienzsteigerung durch die Leistungsregelung. Insbesondere bei L/W-WP können durch die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator markante Effizienzsteigerungen erreicht werden. Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen „heutiger“ L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung aus Feldstudien [5] zeigen, dass durch die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator Effizienzsteigerungen im Bereich von bis zu 70% erzielt werden können. Künftige L/W-WP-Systeme mit Leistungsregelung ermöglichen nicht nur beträchtliche Energieeinsparungen, sondern sie sind anderen Heizsystemen, insbesondere bei Verwendung in sanierten Altbauten, auch wirtschaftlich überlegen [2].

Erste theoretische Untersuchungen bezüglich der Leistungsregelung von S/W-WP zeigen, dass die Effizienz von S/W-WP durch die kontinuierliche Leistungsregelung ebenfalls verbessert werden kann. Die erreichbare Verbesserung der Jahresarbeitszahl gegenüber Ein/Aus-geregelter Systeme beträgt je nach Heizkurve und Bohrlochtemperaturen etwa 10%.

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressoren, Ventilatoren und Pumpen mit geeignetem Teillastverhalten, weiten zulässigen Regelbereichen und hohen Teillast-Wirkungsgraden. Eine weitere Voraussetzung, welche massgeblich über die Effizienz leistungsgeregelter Wärmepumpen entscheidet, ist die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie. Untersuchungen zeigen, dass die Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors einen starken Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelung leistungsgeregelter Wärmepumpen haben. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb mit angepasster Heizleistung unter diejenige einer Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung sinkt.

## Danksagung

Das Projektteam bedankt sich beim Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung und bei den Projektpartnern Emerson Climate Technologies GmbH, Ziehl-Abegg Schweiz AG und SWEP International AB für die wertvollen Inputs und die Unterstützung mit modernsten Produkten und Technologien. Weiter danken wir der Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH für die grosszügige Unterstützung.

## Quellen

- [1] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.
- [2] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, B. Wellig: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011.
- [3] F. Karlsson, P. Fahlén: Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., 2003.
- [4] P. von Böckh, H. J. Eggenberger, M. Borer, T. Borer: Geregelt Wärmepumpe Pioneer – Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen, Bundesamt für Energie, 2005.
- [5] M. Erb, P. Hubacher, M. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, Bundesamt für Energie, 2004.

Carsten Wemhöner, Prof., dipl. Ing. TH, Reto Kluser, BSc. FHO  
HSR Hochschule für Technik Rapperswil  
Institut für Energietechnik IET  
Oberseestrasse 10  
CH-8640 Rapperswil  
carsten.wemhoener@hsr.ch  
www.iet.hsr.ch/

## Wärmepumpenkonzepte für Nullenergiegebäude (IEA HPP Annex 40)

### *Zusammenfassung*

*Politische Strategien streben ab 2020 sogenannte Niedrigstenergie- oder Netto-Nullenergiegebäude (NZEB) an, obwohl noch keine präzise Definition dieser Gebäude vorliegt. Mit der Einführung des MINERGIE-A<sup>®</sup>-Labels im März 2011 hat die Schweiz eine Definition vorgelegt. MINERGIE-A<sup>®</sup> ist mit über 200 zur Zertifizierung angemeldeter Gebäude gut auf dem Markt akzeptiert, ist aber bisher nur für Wohngebäude definiert und bilanziert bisher nur die Betriebsenergie ohne Haushaltsstrom.*

*Im Rahmen des Wärmepumpenprogramms der Internationalen Energie-Agentur IEA ist Mitte 2012 das Projekt Annex 40 zur Untersuchung von Wärmepumpenlösungen für Netto-Nullenergiegebäude lanciert worden, dem bisher die sechs Länder Japan, Niederlande, Norwegen, Schweden, Schweiz und die USA beigetreten sind. Im Sommer 2013 wird die Analyse des Standes der Technik abgeschlossen. In der Schweiz ist die dominierende Haustechnik in MINERGIE-A<sup>®</sup>-Gebäuden die Kombination aus Wärmepumpe und Photovoltaik, die in rund 80% der zertifizierten Gebäude installiert ist. Neuere Entwicklungen gehen zu integrierten Systemen, die eine Einbindung der Solartechnik oder weitere Funktionen wie eine Kühlung einschliessen.*

### **Abstract**

*Political strategies strive for the introduction of nearly or net zero energy buildings (NZEB) from 2020, even though no precise definition for these buildings exists, yet. With the MINERGIE-A<sup>®</sup> label Switzerland has introduced a complete definition in March 2011. With more than 200 certified buildings, MINERGIE-A<sup>®</sup> is well accepted in the market, but the label is only defined for residential buildings so far and only considers the building technologies without appliances.*

*In the frame of the Heat Pump Programme (HPP) of the International Energy Agency IEA the project Annex 40 on heat pumps for nearly zero energy buildings was defined. Presently, the*

*six countries Japan, Netherlands, Norway, Sweden, Switzerland and the USA joined the Annex 40. The state-of-the-art analysis will be finished in summer 2013. In Switzerland, the dominating system in MINERGIE-A<sup>®</sup>-buildings is the combination of heat pump and solar PV, which is installed in about 80% of the buildings. Newer developments show integrated designs with an integration of the solar system or multifunctional layouts including a cooling operation, as well.*

## **Projektüberblick IEA HPP Annex 40**

Mit der Neufassung der EU-Gebäudeeffizienz-Richtlinie (EPBD recast) von 2010 ist das politische Ziel des "Nearly Zero Energy Buildings" (nZEB) [1], ein Begriff, der auf Deutsch mit "Niedrigstenergiegebäude" übersetzt wird, als Ziel für Neubauten ab 2021 eingeführt worden. Auch in der Schweiz hat die Konferenz der Kantonalen Energiedirektoren (EnDK) für das Jahr 2020 als Ziel formuliert, dass "neue Gebäude sich ab 2020 ganzjährig möglichst selbst mit Wärme sowie mit einem angemessenen Anteil Strom" versorgen [3]. Häufig wird das "Nearly Zero" als "Net Zero", also "Netto-Nullenergie Gebäude" (NZEB) interpretiert.

Hinsichtlich der Gebäudehülle ist mit dem MINERGIE-P<sup>®</sup>-Label bereits der Passivhausstandard umgesetzt, was mit entsprechender Forschung begleitet wurde. Integrierte Systemkonzepte für Netto-Nullenergiegebäude sind bisher noch nicht mit der gleichen Intensität erforscht worden.

Im Juli 2012 wurde mit einem Kick-off meeting an der Hochschule für Technik in Rapperswil (HSR) der Annex 40 im Wärmepumpenprogramm (HPP) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) unter der Titel "Heat Pump Concepts for Nearly Zero Energy Buildings" lanciert, der sich mit Wärmepumpenkonzepten für NZEB beschäftigt. Der Annex 40 wird vom Institut für Energietechnik der HSR im Auftrag des Bundesamts für Energie geleitet. In der zweiten Jahreshälfte 2012 sind dem Annex 40 neben der Schweiz bisher die fünf Länder Japan, Niederlande, Norwegen, Schweden und die USA beigetreten. Belgien, Deutschland, Finnland und Kanada sind an einer Teilnahme interessiert, sind aber noch in der Phase der Projektorganisation zur Finanzierung der nationalen Beiträge.

Ziel des IEA HPP Annex 40 ist die Anpassung von Gebäudetechnik an die Anforderungen von Netto-Nullenergiegebäuden. Der Annex 40 umfasst die jeweiligen Gebäudetechnologien, wie sie in den einzelnen Teilnehmerländern erforderlich sind. Für die USA und Japan zählen auch Kühlung und Entfeuchtung zu den Grundanforderungen an die Gebäudetechnik. Der Annex 40 ist in vier Projektphasen, die als Task bezeichnet werden, eingeteilt:

### Task 1: Stand der Technik

Im Rahmen der Analyse bestehender Netto-Nullenergiegebäude soll die eingesetzte Technik und Konzepte sowie Definitionen von NZEB in den Mitgliedsländern verglichen werden. Als

Ergebnis sollen die Konzepte systematisiert und eine Technologiematrix zusammengestellt werden.

### Task 2: Systemanalyse

Aufbauend sollen in Task 2 vertiefte Analysen von integrierten Systemen mit Berechnung und Simulation durchgeführt werden. Ziel ist eine Verbesserung der Gebäudetechnik und Systemintegration sowie Auslegungshinweise und Regelstrategien für den Einsatz in Netto-Nullenergiegebäuden.

### Task 3: Technologien und Feldtest

In Task 3 sollen Komponenten und Systeme anhand von Prototypen, Labor- und Feldtests zu angepassten NZEB-Technologien weiterentwickelt werden.

### Task 4: Integration ins Energiesystem

Task 4 bezieht sich auf die Integration von NZEB in das Energiesystem, Möglichkeiten des Lastmanagements mit NZEB, Potenzialen von Informations- und Kommunikationstechnologien und der lokalen Integration von Speichern.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die geplanten Beiträge der bereits beigetretenen und an einer Teilnahme interessierten Länder.

<b>Geplante Projektbeiträge im Annex 40</b>	
Belgien (Uni Liège, DAIKIN Europe, Th!nk e)	Feldtest eines Bürogebäudes in Herten (DE) Sanierung eines belgischen Bauernhauses auf NZEB Lastmanagement mit Wärmepumpe
Kanada (Hydro-Quebec, CANMET Energy)	Kombination von Wärmepumpen mit Wärme-Kraft-Kopplung Integration von Eisspeichern in Wärmepumpensysteme Weiterentwicklung CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe
Schweiz (IET-HSR, IEBau-FHNW, Energie solaire SA)	Integration von Solarkomponenten und Wärmepumpe für Heizung, Warmwasser und Kühlbetrieb für Büro- und Wohngebäuden
Deutschland (Uni Nürnberg, HLK Stuttgart, Fhg-ISE)	Klein-DC-Wärmepumpenentwicklung Systemintegration und Feldergebnisse von Wohn- und Bürogebäuden

Finnland (SULPU, VTT, Uni Aalto)	Modellierung und Regelung von NZEB mit Wärmepumpe Vergleich von Systemlösungen
Japan (Uni Nagoya, Hersteller)	Multi-split Klimatisierungssysteme Bewertung des Zusammenspiels von Wärmepumpe und Solarkomponenten
Niederlande (SEV, TNO)	Feldtests in Wohn- und Nichtwohngebäuden und Vergleich von Systemkonzepten mittels Simulation
Norwegen (SINTEF, NTNU)	Prototypentwicklung und Feldmessung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln für nordisches Klima
Schweden (SP, Hersteller)	Prototypentwicklung von Wärmepumpen für Ein- und Mehrfamilien Netto-Nullenergiehäusern
USA (ORNL, NIST, Uni Maryland)	NZEB-Testhaus für Wärmepumpensysteme Feldtest und Prototypentwicklung von integrierten Wärmepumpen inklusive Entfeuchtung Softwareentwicklung zur Komfortbeurteilung

**Table 1:** Übersicht der vorgestellten Projektbeiträge der interessierten Länder.

Schwerpunktmässig werden im Annex 40 Wohngebäude und kleinere Verwaltungsgebäude betrachtet. Systemlösungen sollen hinsichtlich der Energieeffizienz und der Systemkosten beurteilt werden. Für Wärmepumpentechnologien in NZEB werden in folgenden Bereichen Entwicklungspotenziale gesehen:

- Integration von Wärmepumpen mit solaren Technologien in der Gebäudehülle
- Systemauslegung unter der Randbedingung der Netto-Nullenergiebilanz
- Regelungsverfahren für das Zusammenspiel und die Optimierung des "Load Match"
- Direkte elektrische Kopplung von PV und Wärmepumpe
- Leistungsbereich und Leistungsregelung von Wärmepumpen
- Angepasster Temperaturhub
- Einsatz natürlicher Kältemittel
- Effizienter Warmwasserbetrieb, solarer Deckungsanteil
- Mehrquellensysteme zur Nutzung des bestverfügbaren Quellentemperaturniveaus für die Wärmepumpe

Integrierte Systeme der Wärmepumpe mit solaren Technologien für Wohngebäude werden auch im IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 untersucht. Für den Einsatz in NZEB tritt aber die Randbedingung der Nullenergiebilanz hinzu.

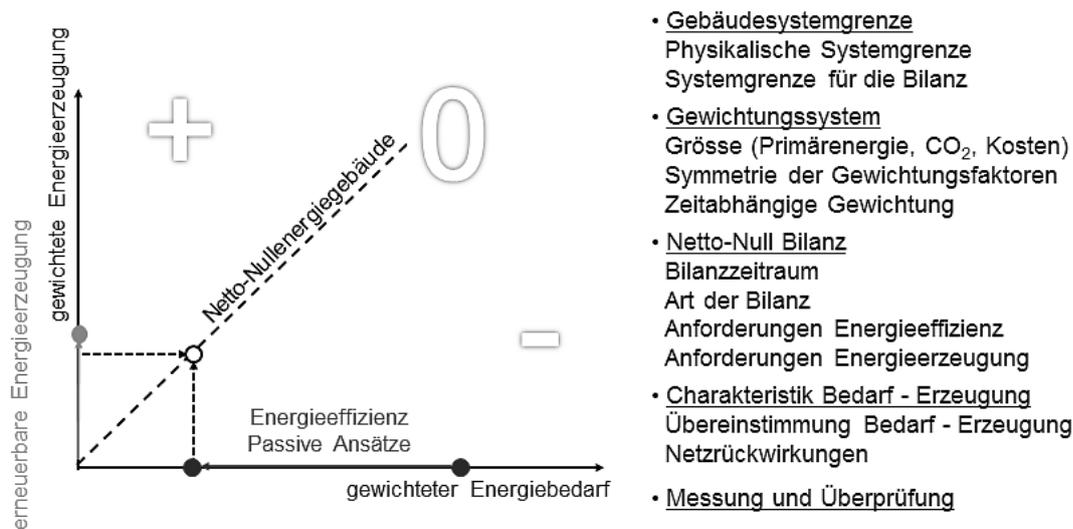
Damit kann die Auslegung der Systeme abweichen. In Bürogebäuden ist zudem der Kühlbetrieb von Bedeutung.

Je nach Systemkombination und verfügbaren Speichern im Gebäude kann mit der Regelung eine Kurzzeitoptimierung des Eigenverbrauchs erreicht werden, ein Thema, dem zurzeit wachsende Aufmerksamkeit zukommt, obwohl es in den bisherigen Definitionen noch keine explizite Anforderungen gibt. Die Kopplung von Wärmepumpen und PV kann auch auf elektrischer Seite interessant sein, wenn mit einem grossen Eigenverbrauch zu rechnen ist. In einigen Ländern wird auch an einem angepassten Leistungsbereich der Wärmepumpen gearbeitet. Weiterhin können je nach Anwendungen Optimierungen hinsichtlich des Temperaturhubs erfolgen. Zudem wird bei effizienten Gebäuden der Warmwasserbetrieb wichtiger.

Zu Beginn des Jahres 2013 haben die bereits beigetretenen Länder mit der Analyse des Standes der Technik in den jeweiligen Ländern begonnen. Die Bearbeitung der Task 1 wird im Sommer 2013 abgeschlossen. Zwischenergebnisse der Analyse werden auf dem nächsten Arbeitstreffen des Annex 40 Ende Mai in Norwegen diskutiert und im Folgenden vorgestellt.

## **Null gleich Null? – Stand der Definitionen von NZEB**

Trotz der starken Fokussierung der politischen Strategien auf Netto-Nullenergiegebäude und der scheinbaren Einfachheit einer ausgeglichenen Jahresbilanz als Bewertungskriterium gibt es bisher noch keine einheitliche und umfassende Definition eines Netto-Nullenergiehauses. Im Rahmen des Gemeinschaftsprojekts IEA ECBCS Annex 52/SHC Task 40 des Gebäude- (ECBCS) - und Solarprogramms (SHC) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) sind statt einer detaillierten Definition Kriterien erarbeitet worden, die eine vollständige und konsistente Definition umfassen sollte [2]. Das grundlegende Prinzip von Netto-Nullenergiegebäuden und die Kriterien, die in fünf Kategorien zusammengefasst werden, sind in Bild 1 dargestellt.



**Bild 1:** Prinzip des Netto-Nullenergiegebäudes und Kriterien für eine vollständige Definition

Auch in der Schweiz gibt es zurzeit noch keine einheitliche Definition. Mit dem MINERGIE-A<sup>®</sup> Label, das im März 2011 eingeführt worden ist, wird ein Netto-Null(betriebs)energiehaus ohne Berücksichtigung des Haushaltsstroms definiert.

Das Produkt wird auf dem Markt mit bereits über 200 zur Zertifizierung angemeldeten Gebäuden gut akzeptiert. Wendet man die Definitionskriterien aus Bild 1 auf den MINERGIE-A<sup>®</sup> Label an, so ergibt sich die Übersicht aus Tabelle 2.

<b>MINERGIE-A<sup>®</sup></b>	
<b>Systemgrenze</b>	
Physikalische Grenze	Gebäude
Bilanzgrenze	Wärmeenergie (Heizung, Warmwasser) inklusive der Energie für Kühlung, Lüftung und Hilfsantriebe
<b>Gewichtungssystem</b>	
Messgrösse	Energiegewichtung mit MINERGIE <sup>®</sup> Gewichtungsfaktoren
Symmetrie	Symmetrische Gewichtung Bedarf und Erzeugung
Zeitabhängige Gewichtung	Nicht betrachtet
<b>Netto-Null-Bilanz</b>	
Bilanzperiode	Jahresbilanz
Art der Bilanz	Bedarf-/Erzeugungsbilanz
Energieeffizienz	Anforderung an Elektrogeräte
Energieerzeugung	Erneuerbare Energien sind zu bevorzugen
<b>Charakteristik Bedarf und Erzeugung (Load match)</b>	
Load matching	Nicht betrachtet, aber Effizienzanforderung
Netzurückwirkungen	Nicht betrachtet
<b>Messung und Verifikation</b>	
	MINERGIE <sup>®</sup> Nachweisformular, Ertragssimulationen Monitoring, Erfolgskontrollen

**Tabelle 2:** Kriterien zur Definition von NZEB am Beispiel MINERGIE-A<sup>®</sup>

Darüber hinaus ist von der Innovationsgruppe Plusenergiehaus des Energiecluster ein Arbeitspapier zur Strategie Plusenergiehäuser erarbeitet worden [4]. Als bilanzierte Energien wird hier der Haushaltsstrom in der Bilanz berücksichtigt. Es werden 3 Bilanzierungsstufen definiert, die Stufe 2 enthält zusätzlich die graue Energie und die weitreichendste Stufe 3 umfasst auch die Mobilität. Da der Haushaltsstrom in effizienten Gebäuden 30-50% des Gesamtenergiebedarfs betragen kann, wird deutlich, dass dieses Detail der Definition grossen Einfluss auf die Systemlösungen und -auslegung haben kann.

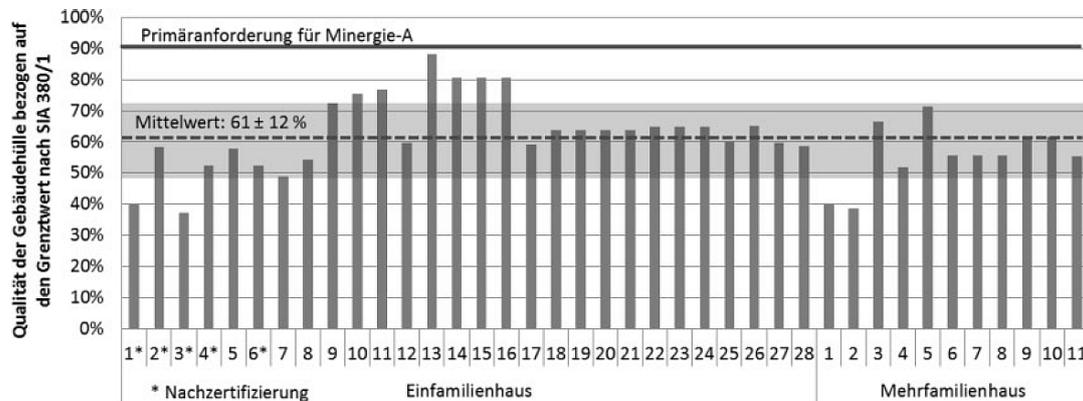
Die zeitliche Übereinstimmung von Bedarf und Energieerzeugung (engl. load match) wird zurzeit weder in der Definition von MINERGIE-A<sup>®</sup> noch für die Plusenergiehäuser nach Energiecluster berücksichtigt. Insbesondere der Ausgleich der Bilanz über Photovoltaik hat aber neben dem Tagesgang auch einen ausgeprägten Jahresgang durch die geringere solare Einstrahlung in den Wintermonaten. Bei PV tritt also ein „load mismatch“ auf, was zurzeit durch die in fast allen Fällen verfügbare Anbindung an das öffentliche Stromnetz ausgeglichen wird. Bei der an-gestrebten Einführung des Konzepts ab 2020 bzw. einem angestrebten massiven Ausbau der Photovoltaik können aber verstärkt Netzzrückwirkungen auftreten, so dass die Einspeisung ins Stromnetz Kosten verursachen kann. In Deutschland sind die Auswirkungen einer verstärkten Photovoltaik-Einspeisung teilweise bereits spürbar. Damit können mit einer breiteren Einführung von Netto-Null- oder Plusenergiehäusern die Kriterien "Load match" und Netzzrückwirkungen (engl. "Grid interaction") je nach Entwicklung der Energiewirtschaft und je nach in Zukunft verfügbaren Speichertechnologien an Bedeutung gewinnen. In der Tat werden bereits Möglichkeiten untersucht, über Informations- und Kommunikationstechnologien, den sogenannten "Smart Technologies" (Smart Metering, Smart Home, Smart Grid, Smart City) ein lokales Lastmanagement und eine Optimierung des Eigenverbrauchs sowie eine Minimierung der Netzzrückwirkungen der am Gebäude erzeugten Elektrizität zu erreichen.

Eine asymmetrische Gewichtung, bei der die exportierte Elektrizität schlechter gewichtet wird als die importierte Elektrizität könnte für dieses lokale Lastmanagement Anreize setzen.

Auch aus dieser Betrachtung wird deutlich, dass die Kriterien „Load match“ und „Gewichtung“ je nach Berücksichtigung in der Definition ebenfalls Einfluss auf die Bewertung von Systemlösungen haben können.

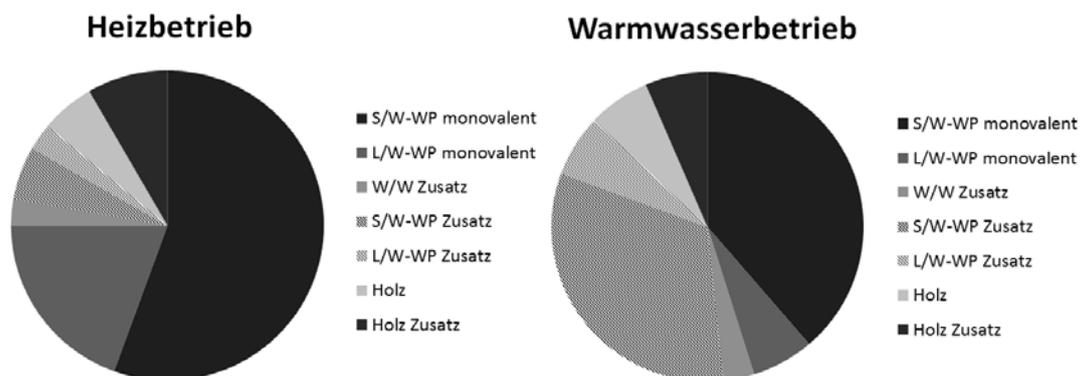
### **Eingesetzte Systeme in MINERGIE-A<sup>®</sup>-Gebäuden**

Im Oktober 2012 erfolgte eine Auswertung von MINERGIE-A<sup>®</sup> Gebäuden [5] anhand einer Stichprobe von 39 zertifizierten Gebäuden, 28 Einfamilienhäusern und 11 Mehrfamilienhäusern. Bild 2 zeigt die Auswertung der Primäranforderung.



**Bild 2:** Eigenschaften der Gebäudehülle von 39 MINERGIE-A Gebäuden [5]

Interessant ist, dass trotz der gegenüber MINERGIE-P<sup>®</sup> gelockerten Primäranforderung beim MINERGIE-A<sup>®</sup> Label auf den Wert von 90% der gesetzlichen Anforderung von den meisten der ausgewerteten Gebäude trotzdem fast die MINERGIE-P<sup>®</sup> Anforderung eingehalten wird. Bei den ausgewerteten Gebäuden ist eine effiziente Gebäudehülle also die Grundlage des MINERGIE-A<sup>®</sup>-Konzepts. Die eingesetzte Gebäudetechnik für den Heiz- und Warmwasserbetrieb ist in Bild 3 dargestellt.

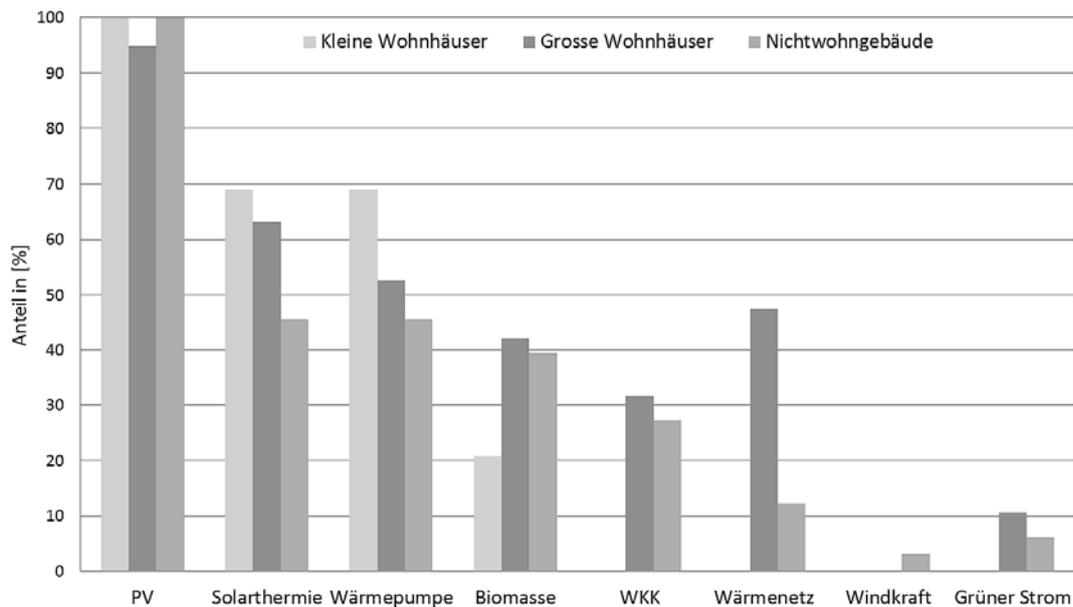


**Bild 3:** Gebäudetechnik der untersuchten MINERGIE-A-Gebäude

Bei den meisten zertifizierten MINERGIE-A<sup>®</sup>-Gebäuden wird also eine effiziente Gebäudehülle mit einer PV-Anlage zum Ausgleich der Bilanz kombiniert. In ca. 80% der Häuser kommen Wärmepumpen als zentrale Komponente der Gebäudetechnik zum Einsatz, die teils mit Solarthermie kombiniert werden.

## Eingesetzte Systeme in internationalen Projekten

Für die Auswertung von in internationalen Projekten eingesetzten Systemen sind die Projektbeschreibungen der Veröffentlichungen von Musall und Voss [6] und Hegger et al. [7] zugrunde gelegt worden. Hier sind zusätzlich zu Projekten von Einfamilienhäusern, grossen Wohnhäusern und Siedlungen auch Projekte zu Nichtwohngebäuden erfasst, die die Nutzungen Bürogebäude, Produktion und Verwaltung, Bildungsgebäude und Dienstleistung (Hotel, Supermarkt) umfassen. Bei den Einfamilienhäusern und kleinen Wohngebäuden zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei den MINERGIE-A<sup>®</sup> zertifizierten Gebäuden. Photovoltaik (100% der Gebäude), Solarthermie (ca. 70% der Gebäude) und Wärmepumpe (ca. 70% der Gebäude) dominieren die Haustechnik, Biomasse ist nur in 20% der Gebäude installiert. In grossen Gebäuden und bei Siedlungen gibt es einzelne Projekte, bei denen keine Photovoltaik installiert ist, aber die PV ist immer noch mit über 90% die dominierende Technologie. Der Anteil der Solarthermie (ca. 60% der Projekte) und Wärmepumpe (ca. 50% der Projekte) fallen etwas zurück, während Biomasse mit ca. 40% sowie als zusätzliche Technologien die Wärme-Kraft-Kopplung (WKK, ca. 30%) und Wärmebezug über Wärmenetze (ca. 50%) hinzutreten. In 10% der Projekte wird auch Grüner Strombezug zum Ausgleich der Bilanz eingesetzt.

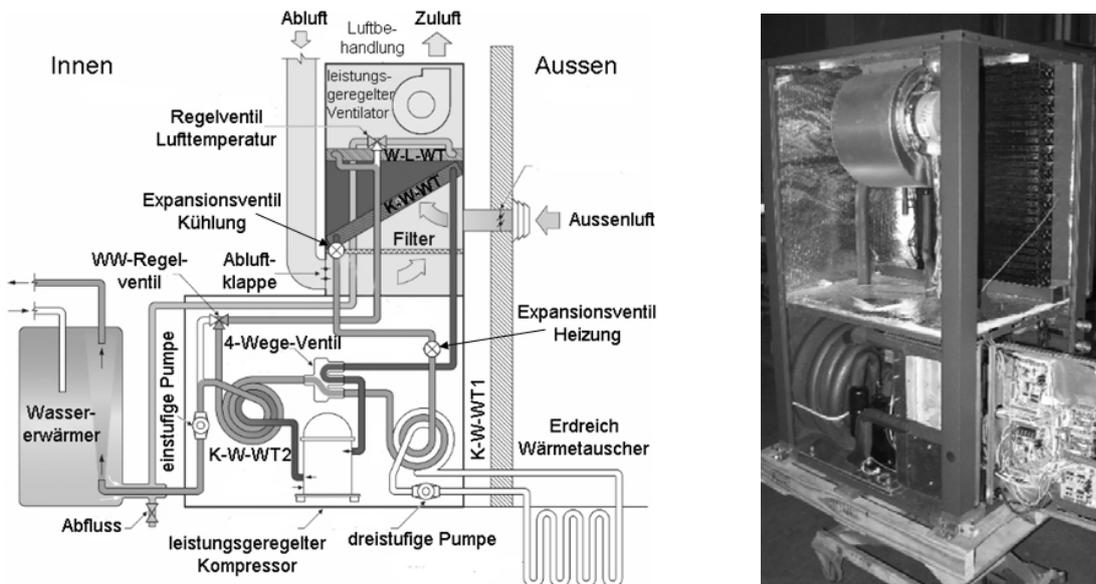


**Bild 4:** Auswertung der Gebäudetechnik von internationalen NZEB-Projekten

Bei den Nichtwohngebäuden sinkt der Anteil der Solarthermie und der Wärmepumpe auf ca. 40%, während auch hier die Wärme-Kraft-Kopplung (ca. 30%), Biomasse (ca. 40%), Nahwärme (ca. 10%) und Grüner Strom (ca. 5%) eine grössere Rolle spielen. Windkraft am Gebäude wird auch bei den Nichtwohngebäuden mit ca. 5% selten eingesetzt.

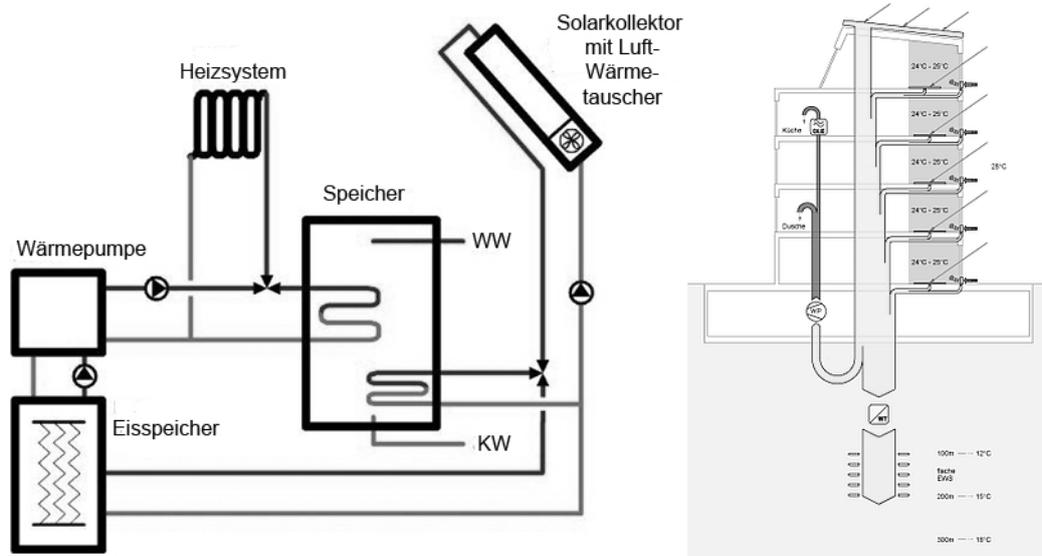
## Stand der Technik Integrierte Systemlösungen

In den meisten beschriebenen Projekten wird die Wärmepumpe unabhängig von der anderen Gebäudetechnik betrieben. Integrierte Systemlösungen werden zurzeit in ersten realisierten Anlagen und Forschungs- und Demonstrationsprojekten untersucht.



**Bild 5:** Prinzipschema einer in den USA entwickelten integrierten Erdreich-Luft-Wärmepumpe (links) und Prototyp der ersten Generation (rechts), Quelle: Baxter

In den USA sind sukzessive zwei Systeme hochintegrierter Wärmepumpen (IHP - integrated heat pump) als Luft-/Luft und Erdreich-/Luftsystem entwickelt worden, die sämtliche Gebäudefunktionen inklusive einer Entfeuchtung in einem Gerät abdecken. Das Prinzipschema und eine Abbildung des entwickelten Prototyps sind in Bild 5 dargestellt. Das System befindet sich zurzeit im Feldtest und Redesign. Ziel ist es, dass integrierte Wärmepumpensysteme für NZEB bis zum Jahr 2020 marktverfügbar sind. Durch interne Wärmerückgewinnung bei kombinierten Betriebsmodi wie einer Entfeuchtung mit gleichzeitiger Warmwassererwärmung und dem Einsatz leistungs-geregelter Komponenten werden Einsparpotenziale durch die integrierte Technik von ca. 50% gegenüber marktverfügbarer Standardtechnologie nach minimaler Effizienzanforderung erreicht.



**Bild 6:** Solar-Eisspeicher-System SOLAERA (Quelle: Miara) und Erdreichkopplung mit Hybridkollektoren (Quelle: viaggialla.ch)

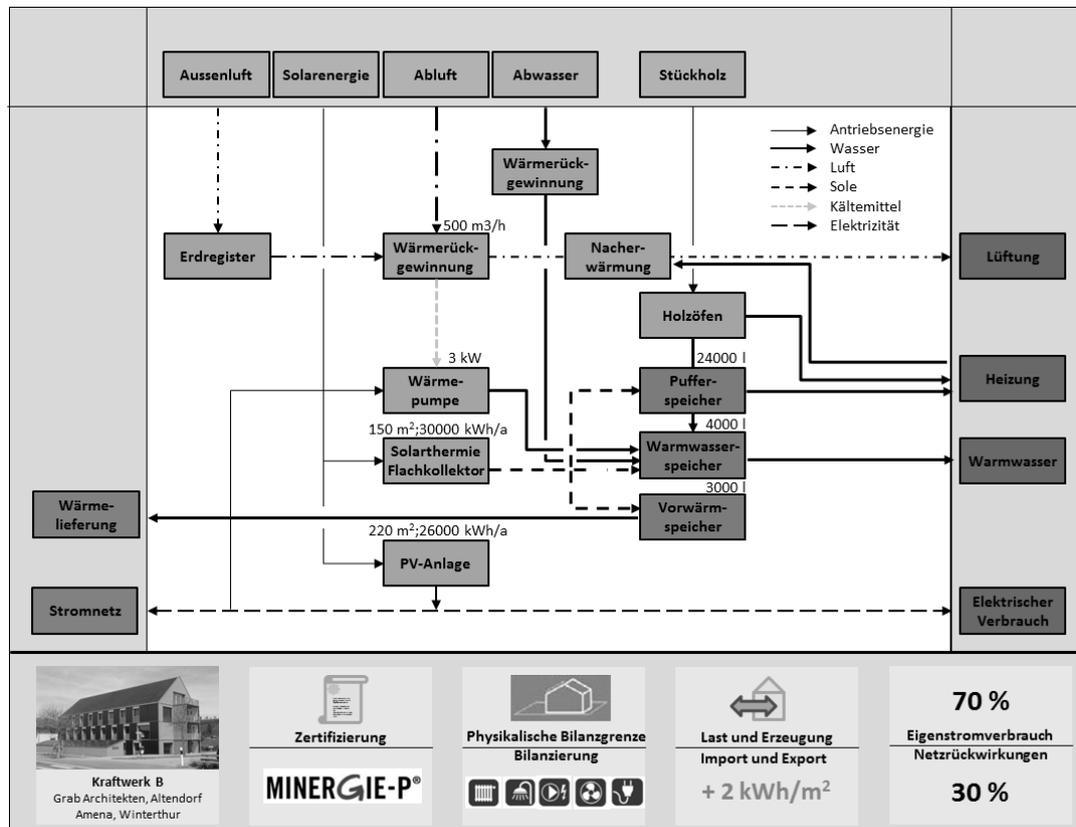
Konzepte mit Integration von Solarthermie und Wärmepumpen werden im Hinblick auf marktverfügbare Anlagen zur Versorgung von Wohngebäuden im IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 untersucht. Hochintegrierte Systeme nutzen die Solarkollektoren neben der Warmwassererzeugung und der Heizungsunterstützung auch als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Es wird an unterschiedlichen Varianten gearbeitet. Zwei Beispiele sind in Bild 6 dargestellt, in dem der Solarkollektor über einen Eisspeicher als Wärmequelle ins System eingebunden ist (links, Systemschema Solaera der Firma Consolar mit Hybridkollektor, der mit Luft durchströmt werden kann, Bild aus [9]) oder durch die Solartechnik die Erdreichwärmequelle regeneriert bzw. das Erdreich als Speicher genutzt wird (rechts, Beispiel System Sol<sup>2</sup>ergie mit PV/T Hybridkollektoren, Quelle: Leibundgut, www.viaggialla.ch).

Im Schweizer Beitrag zum Annex 40 wird die Systemkombination aus Solarkollektor und Wärmepumpe für die Funktionen Heizung, Warmwasser und Kühlung primär für die Anwendung in Bürogebäuden betrachtet, wo neben dem Heizbetrieb der Kühlbetrieb ausgeprägter als im Wohnbau ist. Im Projekt sollen mittels Simulationen unterschiedliche Systemkonfigurationen bewertet werden und im Anschluss mit realen und emulierten Komponenten Systemtests durchgeführt werden.

Insbesondere das Zusammenspiel der Komponenten bei einem passiven Kühlbetrieb und die Notwendigkeit für einen aktiven Kühlbetrieb über die Wärmepumpe sollen bewertet werden und die Systemkonfiguration und Komponenten für den Lastfall Bürogebäude angepasst werden.

## Darstellung von NZEB-Konzepten

Zur einheitlichen Darstellung von NZEB-Systemkonzepten wird zurzeit im Annex 40 das sogenannte "Square View"-Diagramm diskutiert.



**Bild 7:** Entwurf der Darstellung des Kraftwerk B als "Square View"-Diagramm (Bilanzwerte fiktiv)

Es wird bereits in verschiedenen Publikationen (z.B. Voss/Musall [6], Hegger et al. [7]) diese Darstellungsform gewählt, aber nicht einheitlich verwendet wird.

In der IEA SHC Task 44/ HPP Annex 38 ist diese Darstellungsweise für die Systemkombinationen von Solarthermie und Wärmepumpe definiert worden [8]. Zurzeit werden Erweiterungen für NZEB-Konzepte im Annex 40 diskutiert, um möglichst auf dieser vereinheitlichten Darstellung und den bereits geleisteten Arbeiten aufbauen zu können. Für die Darstellung von NZEB-Konzepten sollten Informationen zur Definition und Bilanz im Diagramm ergänzt werden. Bild 7 zeigt als Beispiel einer ergänzten Systemdarstellung des Kraftwerk B [10Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.] mit fiktiven Bilanzwerten. Des Weiteren könnten auch Technologien der Gebäudehülle berücksichtigt werden. Hier ist aber eine Abwägung zwischen Detaillierungsgrad und Übersichtlichkeit des Diagramms zu treffen.

## Zusammenfassung und Ausblick

Politische Strategien im Gebäudebereich in Europa wie auch in Nordamerika und Japan stellen Niedrigstenergiegebäude bzw. Netto-Nullenergiegebäude in den Mittelpunkt der Anforderungen nach 2020. Bisher besteht jedoch keine einheitliche Definition von Netto-Nullenergiegebäuden.

Die Schweiz hat mit der Einführung des MINERGIE-A<sup>®</sup> Labels eine vollständige Definition eines Netto-Nullenergiegebäudes vorgelegt, die aber (zunächst) den Haushaltsstrom nicht berücksichtigt und zurzeit nur Wohngebäude umfasst. Eine Erweiterung des Labels bezüglich Gebäudekategorien und weiterer Bilanzierungskriterien sind in Diskussion. Trotz des relativ kurzen Zeitraums seit Einführung ist das Label mit über 200 Zertifizierungsanträgen auf dem Markt gut etabliert. Parallel werden vom der Innovationsgruppe Plusenergiegebäude des Energiecluster Definitionen und Strategien für Plusenergiehäuser ausgearbeitet.

Netto-Nullenergiegebäude befinden sich zurzeit eher in der Pilot- und Demonstrationsphase. Die meisten realisierten Systemkonzepte ergänzen eine sehr gute Gebäudehülle mit PV-Anlagen, um die Nullenergiebilanz zu erreichen, wobei Wärmepumpen die häufigsten Wärmeerzeuger sind. In neueren Projekten wird zunehmend eine Ankopplung der regenerativen Energieerzeugung am Gebäude an die Wärmepumpe untersucht und in Anlagen realisiert.

Zielsetzung des IEA HPP Annex 40 ist eine Weiterentwicklung von Wärmepumpentechnologie inklusive der Quellen- und Senkensysteme für Netto-Nullenergiegebäude. Gegenüber herkömmlichen Niedrigenergiehaussystemen ergeben sich Unterschiede hinsichtlich der Dimensionierung durch die Randbedingung der Netto-Nullenergiebilanz, Möglichkeiten der Systemintegration durch regenerative Energieerzeugung am Gebäude und Anforderungen an die Regelung der Systeme. Auch die Einbindung der Gebäude in das Energiesystem, insbesondere die bidirektionale Einbindung als "Prosumer" (Producer and Consumer) können Potenziale durch optimierte Regelung bieten.

Die Analyse des Standes der Technik wird im Sommer 2013 abgeschlossen. Die teilnehmenden Länder arbeiten parallel bereits an den Arbeitspaketen zur Analyse von Systemlösungen und Prototypentwicklungen. Auch verschiedene Feldtests laufen bereits, die in Task 3 untersucht werden. Darüber hinaus besteht weiteres Interesse von anderen Ländern, dem Annex 40 beizutreten.

Ende Mai 2013 werden Zwischenergebnisse der Analyse des Standes der Technik auf einem Arbeitstreffen bei SINTEF Energy Research in Trondheim, Norwegen diskutiert und Festlegungen für die Arbeit an den folgenden Task 2-4 getroffen.

## Quellen

- [1] EU: Directive 2010/31/EU of the European Parliament and Council of May 19, 2010 on the energy performance of buildings (recast), Journal of the European Union L 153/13, 18.6.2010, EU
- [2] Sartori, I., Napolitano, A., Voss K: Net zero energy buildings: a consistent definition framework, Energy and Buildings (2012), doi:10.1016/j.enbuild.2012.01.032
- [3] EnDK: Energiepolitische Leitlinien, Konferenz Kantonaler Energiedirektoren (EnDK), Beschluss der Generalversammlung vom 4. Mai 2012, Bern, Mai 2012
- [4] Energiecluster: Strategie zum Plusenergie-Gebäude, Arbeitspapier, Stand Januar 2013, Innovationsgruppe Plusenergie-Gebäude, energiecluster.ch, Bern
- [5] M. Hall: Vom MINERGIE-A zum Nullenergiegebäude, Bauphysik (34), Ernst und Sohn-Verlag, 2012
- [6] K. Voss, E. Musall (Hrsg.) Nullenergiegebäude - Internationale Projekte zum klimaneutralen Wohnen und Arbeiten, detail green book, München, 1. Auflage 2011
- [7] M. Hegger, C. Fafflok, J. Hegger, I. Passig: Aktivhaus – das Grundlagenwerk: Vom Passivhaus zum Energieplushaus, Callwey, München, 2012
- [8] E. Frank, M. Haller, S. Herkel, J. Ruschenburg: Systematic classification of combined solar thermal and heat pump systems, Proceedings EuroSun 2010, Graz, Sept. 29, 2010
- [9] M. Miara, H.M. Henning: Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Lösungsansätze, Chancen und Grenzen, in: Proceedings 19. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Mai 2009
- [10] A. Gütermann: Erfolgskontrolle Plusenergie Mehrfamilienhaus Bennau, Schlussbericht BFE-Projekt, Amena AG, Dezember 2011

Jean-Christophe Hadorn, dipl. Ing. EPFL, HEC MBA Lausanne  
Operating Agent of T44A38 for the Swiss Federal Office of Energy  
BASE consultants SA  
8 rue du Nant  
CH-1207 Genève  
jchadorn@baseconsultants.com  
<http://task44.iea-shc.org>

## IEA SOLAR AND HEAT PUMPSYSTEMS SOLAR HEATING AND COOLING TASK 44 & HEAT PUMP PROGRAMME ANNEX 38

### ***Abstract***

*The objective of Task 44 of the Solar Heating and Cooling program of the IEA is to assess performances and relevance of combined systems using solar thermal and heat pumps, to provide a common definition of performances of such systems, and to contribute to successful market penetration of these new promising combinations of renewable technologies. The Task is also Annex 38 of the Heat pump program and thus called T44A38. It gathers 12 countries and 55 participants.*

*This paper presents the organization of the work and some results of the activity, which started in January 2010 and will last until December 2013.*

### ***Résumé***

*L'objectif de la Tâche 44 du programme "Solar Heating and Cooling" de l'Agence Internationale de l'énergie (AIE) est d'évaluer les performances et la pertinence des systèmes combinés utilisant des pompes à chaleur et des capteurs solaires, afin de fournir une définition commune des performances de ces systèmes, et de contribuer à la réussite de la pénétration du marché pour ces nouvelles combinaisons prometteuses des technologies renouvelables. Le projet est également l'annexe 38 du programme des pompes à chaleur de l'AIE et est donc appelé T44A38. Il regroupe 12 pays et 55 participants.*

*Ce document présente l'organisation du travail et les premiers résultats de l'activité, qui a débuté en Janvier 2010 et durera jusqu'en Décembre 2013.*

## Scope of T44A38

SHC Task 44 / HPP Annex 38 started in January 2010. Its scope considers solar thermal systems in combination with heat pumps, for the supply of domestic hot water and heating in family houses. The main target market is small systems in the range of 5 to 20 kW. Any type of solar collector can be considered: using a liquid heat transfer fluid, air, hybrid collectors, or even hybrid thermal and photovoltaic or “PV/T” collectors, glazed or unglazed.

Any type of source of heat for the heat pump can be considered: air, water or ground source. The main focus is on heat pumps driven by electricity as the market is so oriented. However thermally driven heat pumps would be welcome but no such project has yet been presented by a participant.

To limit the scope, comfort cooling of buildings is not directly addressed in the Task common work, although it is not forbidden for a heat pump to be used in reverse mode for cooling purposes besides its main heating objective. The Task covers market available solutions as well as advanced solutions, which may be still in a laboratory stage or still will be developed during the course of the Task.

The Task is a joint effort of the Solar Heating and Cooling Programme (SHC) and the Heat Pump Programme (HPP) of the International Energy Agency. It is Task 44 for SHC and Annex 38 for HPP, T44A38 as acronym. Participating countries are from HPP: Finland, Germany, Switzerland (Operating Agent), and from SHC: Austria, Belgium, Canada, Denmark, France, Germany, Italy, Spain, Sweden, Switzerland, USA.

## Task organization

The Task is organized in four Subtasks each lead by an expert:

Subtask A: Solutions and generic systems (Lead Country: Germany, Fraunhofer ISE, Sebastian Herkel)

The objective of Subtask A is to collect, create and disseminate information about the current and future solutions for combining solar thermal and heat pump to meet heat requirements of a one family house. Subtask A deals mainly with manufactured systems and systems installed and monitored.

Subtask B: Performance assessment (Lead Country: Austria, AIT, Ivan Malenkovic, Michael Hartl in 2013)

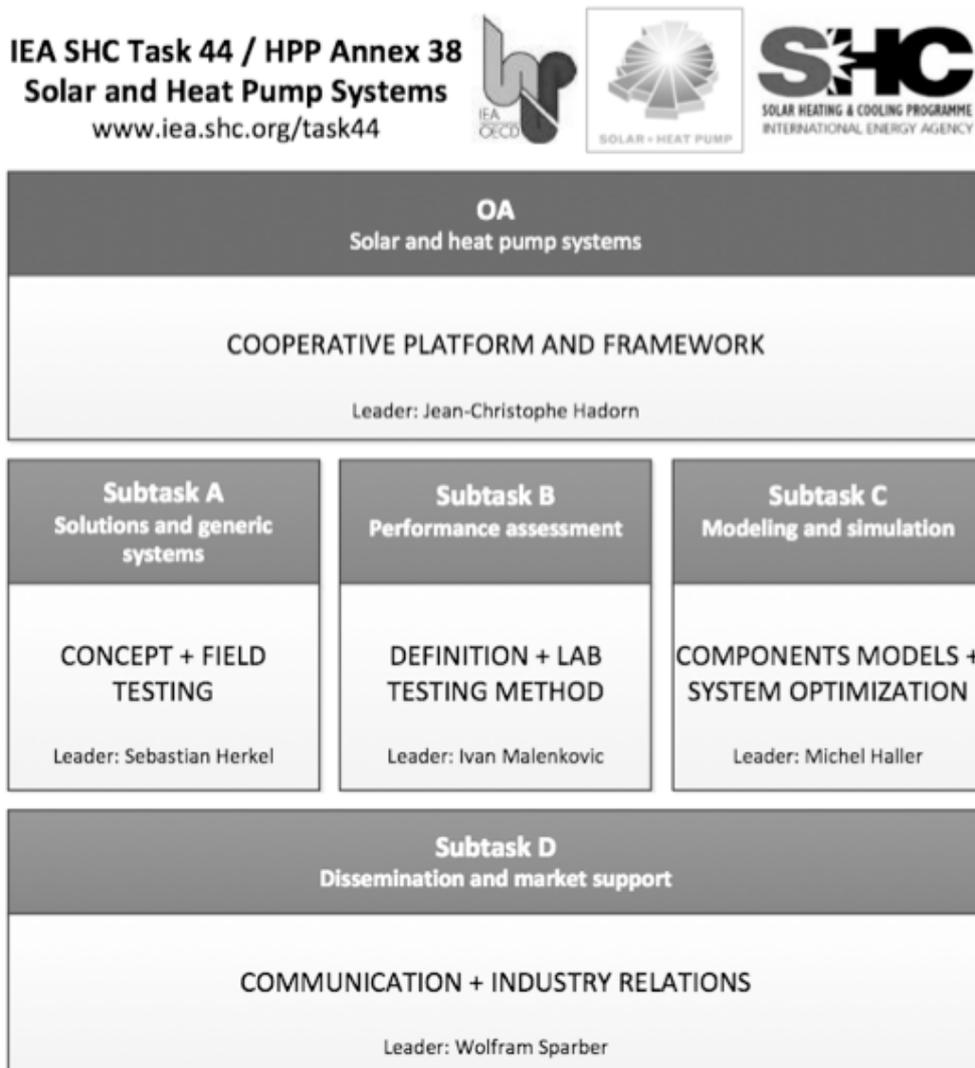
The objective of this subtask is to reach a common definition of the figures of merits of solar + heat pump systems and how to assess them. This work can lead to pre-normative definition on how to test and report the performance of a combined solar and heat pump system.

Subtask C: Modeling and simulation (Lead Country: Switzerland, SPF, Michel Haller)

The objective of subtask C is to provide modeling tools of all generic solar and heat pump systems and to report sensitivity analysis on most of the systems such as being able to pinpoint important features and marginal ones in a given system configuration. Sizing of systems will also be possible using the output of this Subtask, either with the computing tools developed or with general or system specific tables.

Subtask D: Dissemination and market support (Lead Country: Italy, EURAC, Wolfram Sparber).

The objective of this subtask is to provide information to the external world during the course of T44A38 so that value added created by the participants can be transferred as fast as possible to a growing market. A second objective is to deliver the final book of T44A38 aimed as a reference document in the field of solar heat and heat pumps.



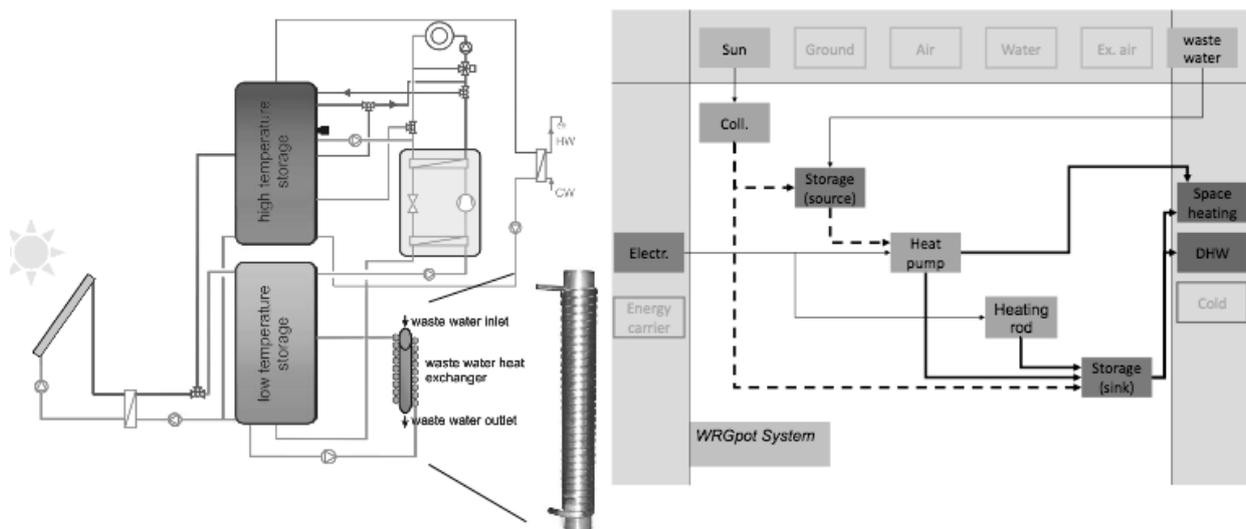
**Figure 1:** T44A38 organization in subtasks

## The energy flow chart: a new tool

There are several ways to represent an energy system. From the hydraulics scheme that can be as close as possible to the built system to an energy flow diagram whose lines are made proportional to any flow size (Sankey diagram).

Within IEA SHC Task 44 / HPP annex 38 considering the complexity of possible combinations of solar and heat pumps, we have decided to develop a representation that could easily make a system configuration understandable and its components rapidly identified.

System representation is therefore focused on the energy flows, both thermal and electric, established among all components and between the system and the “rest of the world”: building, electricity grid and all other energy sources (renewable and fossil) exchanging energy with the system. T44A38 has called the representation the „energy flow chart“ and will make a thorough use of it to describe system, to delimit sub-system boundaries, to define monitoring points and to report energy flow results.



**Figure 2:** Hydraulics scheme and T44A38 energy flow chart representation

## The four generic systems

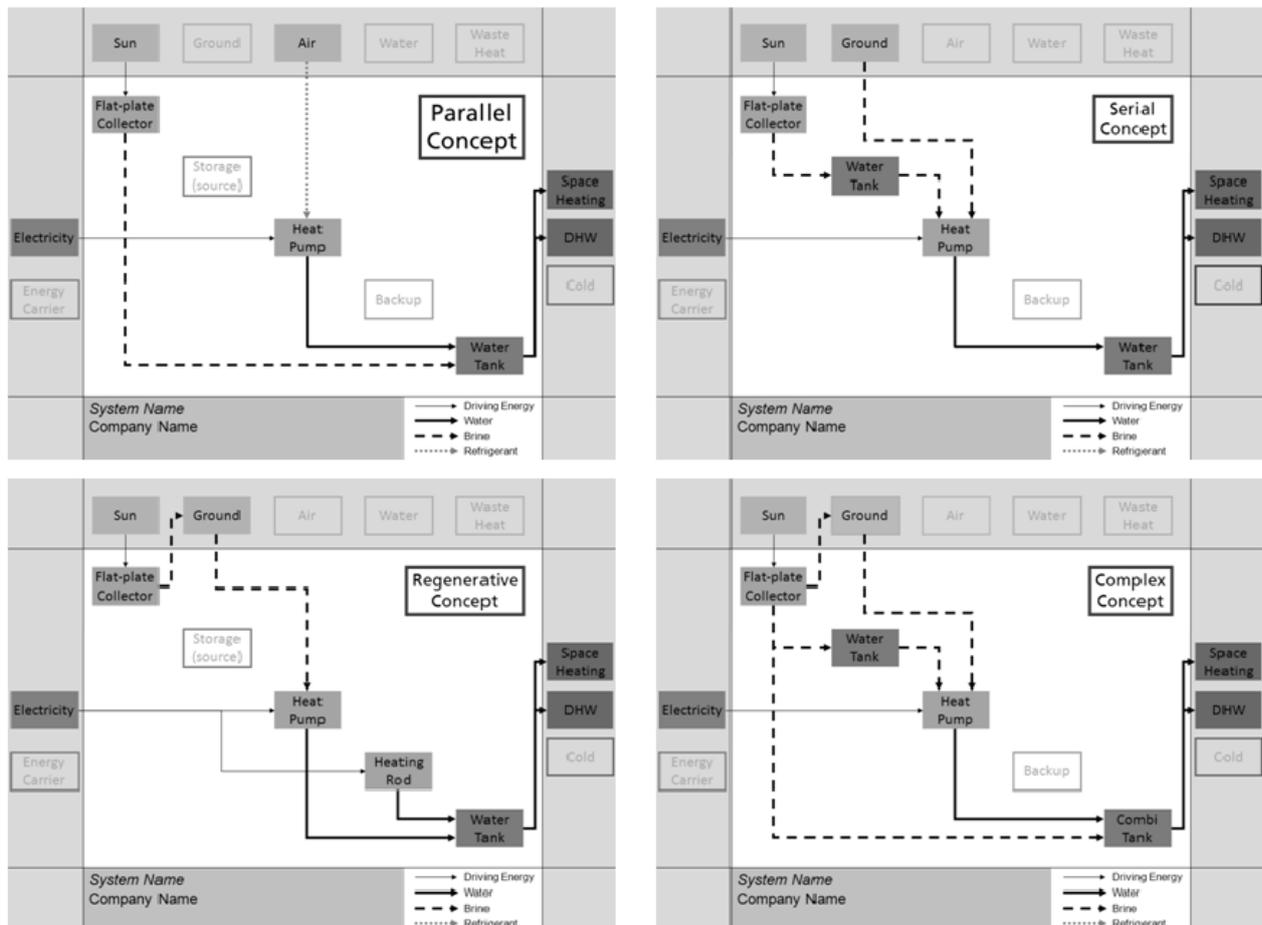
T44A38 decided early to classify all systems in four new categories: the parallel concept, the serial, regenerative and the complex concept.

The parallel concept is the simplest one: solar and heat pump work separately in a common heat storage.

The serial system is the case where solar collectors are supplying heat to the evaporator side of the heat pump. Solar energy is here a heat source for the heat pump. The collectors play also a role of ambient heat exchanger in that case.

The regenerative concept appears when the solar collectors can supply in summer some heat to a ground heat exchanger. It is not really a seasonal storage process that will occur but the average long-term temperature of the ground can be kept undisturbed which is good for the resource. This is important when boreholes cannot be the necessary length for instance.

More complex configurations can be found. Whether they bring added value is still to be discussed with coming T44A38 results.



**Figure 3:** The four generic systems and their energy flow chart representation

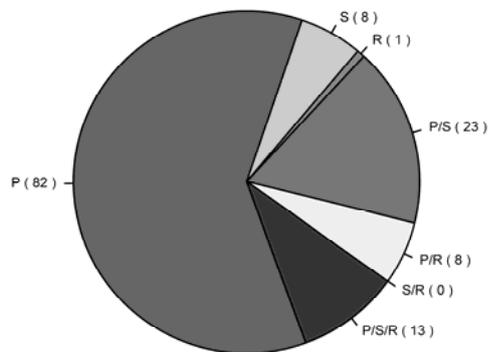
## Market survey

T44A38 asked 88 companies among 11 participating countries mostly in Europe to participate to a solar and heat pump systems survey in 2010 / 2011 [6].

The classification approach introduced previously, applied to the surveyed systems, results in a fragmentation that is shown in figure 4.

The “parallel only” concept, which is simpler in design, installation and control, clearly dominates (61 %). SHP systems with “serial only” (6 %) or “regenerative only” concepts (1 %) are rare. Most impressively, complex concepts with any combination of parallel, serial

and/or parallel modes amount to no less than 33 %. It is anticipated that such systems might be too complex for one family houses but this is not yet based on measured data.



**Figure 4:** The 4 generic systems in the surveyed systems (135 systems analyzed)

## Performance definitions

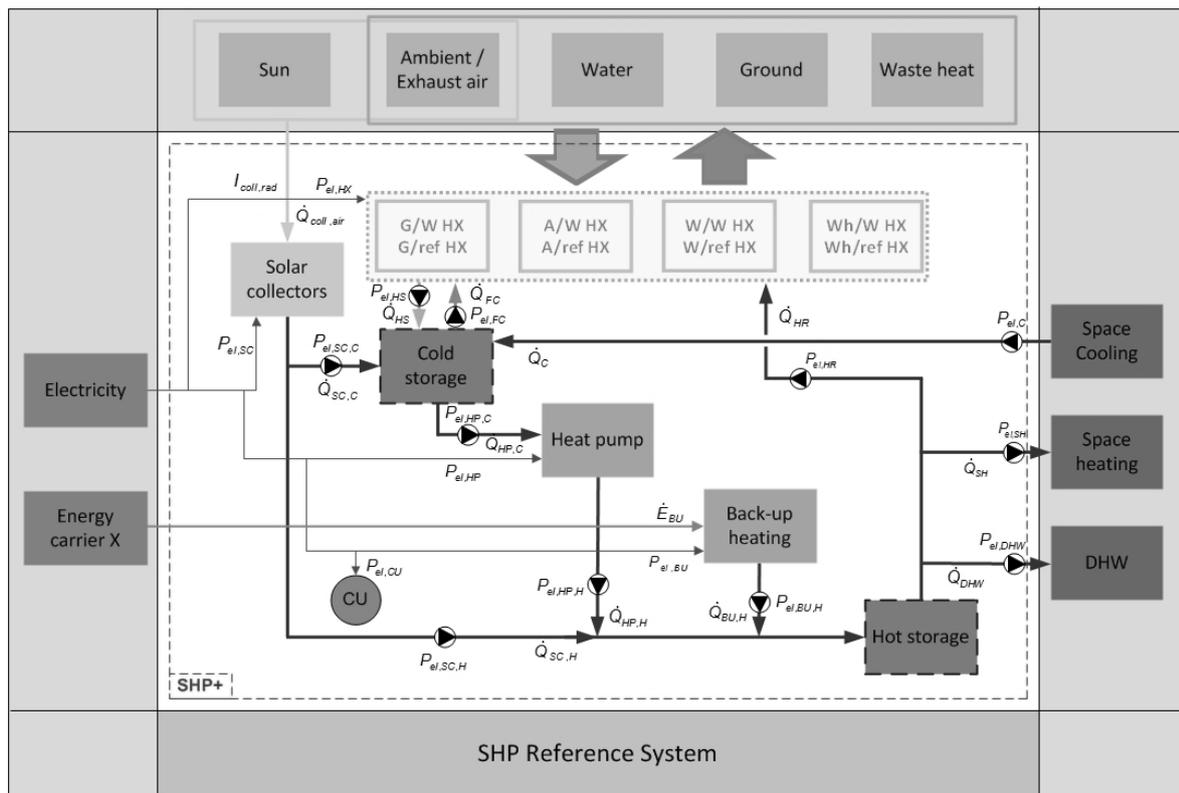
In order to compare different layout scheme of Solar and Heat Pump systems within the IEA SHC Task 44 / Annex 38, a common definition on the performance calculation method has been discussed. As reported in [1], a series of indexes have been suggested to better quantify and represent the influence of solar energy exploitation on heat pumps seasonal performance. Each derived indicator is relevant to a system boundary that T44A38 has defined for all.

There are six different SPF (seasonal performance factors) depending on the boundary under consideration.

As an example, the so called System boundary « SHP+ » - Solar and Heat Pump System with Useful Energy Distribution Systems contains all components of the system, including the heating, cooling and DHW distribution systems. The useful energy for heating is considered at the interface between the SHP system and the heat distribution system, e.g. before the heating manifold. The useful energy for DHW considered depends on the system configuration:

Reverse heat flows from the user, not intended for space cooling e.g. for defrosting of air-source heat pumps, have to be taken into account and subtracted from the useful energy provided.

The energy input into the system (on the left hand side of the chart) includes overall energy input to all system components, including the heating and DHW distribution systems with all their components such as all liquid pumps, fans, controls, and additional heating of the distribution pumps.



**Figure 5:** the boundary defining the SHP+ performance factor includes all element inside the system even all pumps and fans

## Evaluation of the environmental impact

In order to compare systems and technologies in terms of their environmental impact, T44A38 decided that two main indicators could be used:

- CEDNRE - Cumulative Energy Demand (CED), non-renewable: It quantifies the non-renewable primary energy used to provide the final energy, including the energy used for construction of the electric grid and power plants. This indicator accounts for the primary energy from fossil, nuclear and primary forest resources (i.e. original forests that are destroyed and replaced by farmland) defined in terms of [kWhPE / kWhFE]
- GWP: Global Warming Potential is the weighted addition of the emission of different greenhouse gases when providing final energy, including emissions generated during construction of the electric grid and power plants. It is expressed in terms of [kg\_CO2\_eq/kWhFE] for a time frame of 100 years.

Participants in T44A38 are free to use these indicators when presenting their results.

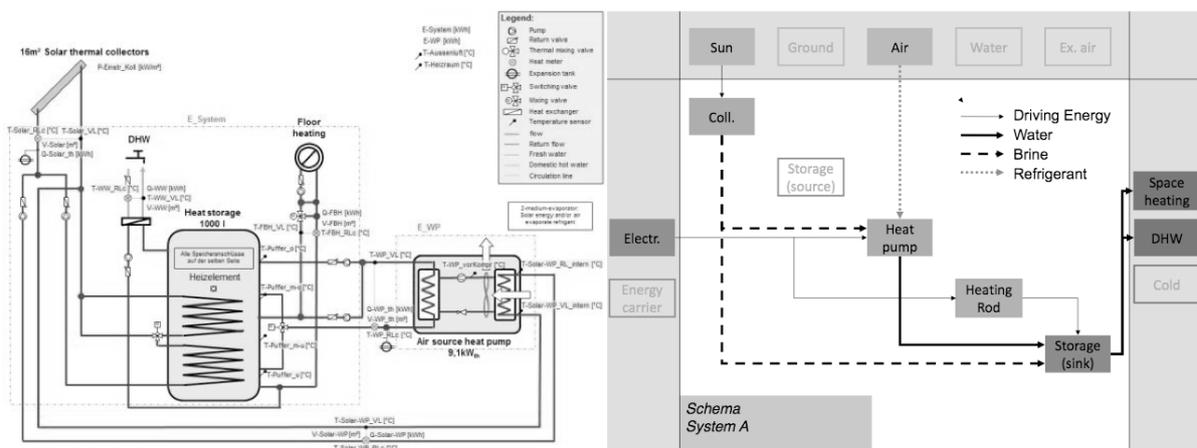
## Monitoring results of installations in participating coun

T44A38 has around 20 projects being monitored to serve as reference cases on one hand and as validation cases for simulation models on the other hand.

As an example of results T44A38 will produce, consider a combined air source heat pump and solar thermal heating system that has been installed into a single family house in Austria) and monitored from October 2010 to February 2012 [3]. The system provides domestic hot water (2685 kWh/y) for 4 people and space heating (28094 kWh/y) for 300 m<sup>2</sup> heated floor area. The 9.5 kW air source heat pump and the 15 m<sup>2</sup> flat-plate collectors deliver heat to a combistore of 1000 l water volume. The energy from the solar collectors can also support the heat pump evaporator.

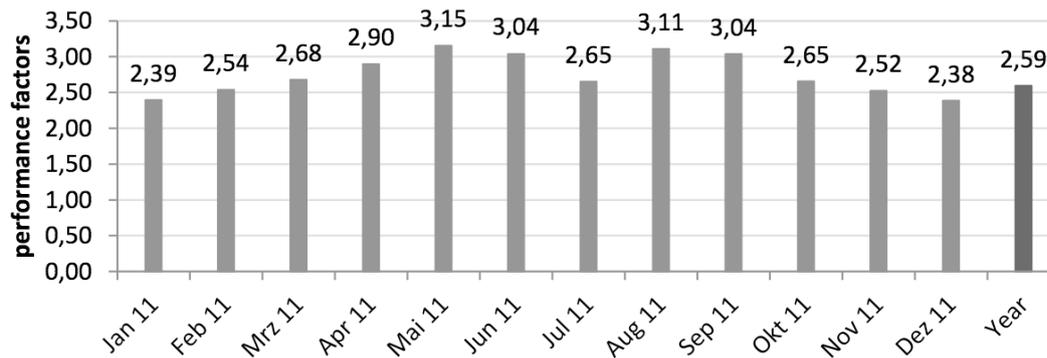
Location	Trofaiach, Austria Coordinates: 47.4° N, 15.0° E Elevation: 685 m
Building	Typology: Single-family house (4 people) Living area: 300 m <sup>2</sup> Space heating demand: 93.65 kWh/(m <sup>2</sup> y) Domestic Hot Water: 8.95 kWh/(m <sup>2</sup> y)
Heat Pump	Source: ambient air and water (solar energy) Heating capacity: 9.5 kW Performance: COP 3.3 (A2/W35 EN 255)
Solar collectors	Orientation: 35° West Typology: flat-plate solar thermal collectors Thermal efficiency: $\eta_0=0.746$ , $a_1=3.232$ W/(m <sup>2</sup> K), $a_2=0.014$ W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ) Aperture area: 15 m <sup>2</sup>
Storage	1000 l combi-storage with 2 immersed heat exchangers

**Table 2:** Technical data of an example of a monitored solar and heat pump installation (source: AEE Intec, Austria)



**Figure 6:** hydraulics and flow chart of a solar and heat pump system monitored during 1 year in Austria

The solar collectors produced 487 kWh/m<sup>2</sup>/y. The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 11868 kWh/y. The system performance factor was 2.59 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 2.65 and the storage efficiency reached 82%. The total system losses are about 6700 kWh/y, which equals to 17% of the total produced energy.



**Figure 7:** monthly performance factor SPF “SHP+” of the monitored system [source: AEE Intec].

Many more systems have been monitored and reported in T44A38. The results will appear in coming technical reports and in publications to conference (SHC2012 in San Francisco and SHC2013 in Freiburg)

For some systems, simulation will be made in order to be able to optimize the combination of solar collectors and a heat pump in real conditions.

For this purpose T44A38 has produced a detailed reference framework for comparison purposes and that is described in detail in [4,5] and is worth to know.

## Conclusions

The IEA SHC Task 44 HPP Annex 38 “Solar and heat pump systems” has been working on solar and heat pump combinations for domestic heating since January 2010 with about 40 to 50 experts from 12 countries.

In Subtask A, a survey of market available systems has been conducted and the report is now available [6].

More than 20 monitored systems in different countries during 1 to 3 years will be reported with monthly performance factors, covering a wide range of system configurations.

In Subtask C, a simulation framework has been produced and used to better understand the relationship between all parameters of a given system and to optimize the combinations. It is also a necessary tool to understand the best use of a solar and heat pump combination.

In Subtask B, a comprehensive review of system performance factors has been made so that analysts can talk the same language and compare systems along the same boundaries. This was really a gap when T44A38 started its work.

Research activities have been devoted in T44A38 to better understand the value and merits of the combination of solar energy and heat pump in domestic installations.

All results will be published by end of 2013 in some 20 reports and a final handbook is expected for 2014.

## References

<http://task44.iea-shc.org/>

- [1] Malenkovic, I., Eicher, S., Bony, J., "IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38. Definition of main system boundaries and performance figures for reporting on SHP systems. A technical report of Subtask B. Deliverable B1.1, 2012
- [2] Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part A: Summary, A technical report of subtask C - Report C2 Part A – Final Draft Date: 7 March 2013, Michel Y. Haller, E. Bertram, R. Dott, T. Afjei, F. Ochs, C. Sunliang, K. Siren, and J.-C. Hadorn, + Part B Collectors 31 pages, Part C Heat Pumps 64 pages, Part D Ground Heat Exchange 53 pages, and Part E Storage 28 pages
- [3] Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W. "Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen", OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2012.
- [4] M.Y. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony. The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part A: General Simulation Boundary Conditions, March 2013, IEA SHC T44A38
- [5] R. Dott, M.Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony. The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load, October 2012, IEA SHC T44A38
- [6] Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkell with contributions from W. Becke, M. D'Antoni, S. Eicher, K. Ellehauge, H. Focke, M. Haller, M. Huber, I. Katić, A. Loose, I. Malenković, A. Thür and M. Vukits, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, March 2013, IEA SHC T44A38

Michel Haller, Dr. techn., dipl. Natw. ETH, Robert Haberl, dipl. Ing. FH,  
Elimar Frank, Dr. Ing.  
Institut für Solartechnik SPF  
Hochschule für Technik HSR  
Oberseestrasse 10  
CH-8640 Rapperswil  
[michel.haller@solarenergy.ch](mailto:michel.haller@solarenergy.ch)  
[www.solarenergy.ch](http://www.solarenergy.ch)

## Integration von Kombispeichern in Solar-Wärmepumpenanlagen

### *Zusammenfassung*

*Sowohl in Feldmessungen als auch im Labor hat sich gezeigt, dass die Effizienz von Systemen in welchen Wärmepumpen mit Kombispeichern eingesetzt werden oft deutlich unter den Erwartungen liegt. Am Institut für Solartechnik SPF wurden Labor-Messungen an Systemen mit Kombispeichern, Solarwärme und Wärmepumpen durchgeführt. Auf Grund der Mess-Resultate wurden verschiedene Varianten der hydraulischen und regeltechnischen Integration der Wärmepumpe in das System simuliert und miteinander verglichen. Die Simulationen zeigen eine überaus grosse Abhängigkeit der Effizienz der Anlage von der Integration und Regelung der Wärmepumpe. Varianten mit ungünstig gewählter Hydraulik und/oder Regelung führten zu einem erhöhten Bedarf an elektrischer Energie von bis zu 47% (>1000 kWh/a) gegenüber einer guten Variante mit gleicher Wärmepumpe, gleichem Speicher, und gleichem Kollektorfeld. Entscheidend für eine hohe Effizienz der Anlage waren dabei 1. eine ausreichende Distanz des Warmwassersensors von der Raumwärme-Zone des Speichers, 2. eine klare Trennung der Speicherzone welche von der Wärmepumpe im Warmwassermodus beladen wird von der Zone welche für die Raumwärme bewirtschaftet wird und 3. eine gute Speicherschichtung.*

### *Abstract*

*Field tests as well as laboratory measurements have shown that the performance of systems that combine heat pumps with combi-storages is often lower than expected. Laboratory measurements on systems with combi-storages, solar heat, and heat pumps have been carried out at the Institut für Solartechnik SPF. Inspired by the results of these measurements, different variants of hydraulic integration and control of the heat pump into the system were simulated and the results compared. The results show a high dependency of the performance of the system on the integration and control of the heat pump. Variants with poor hydraulics and/or control led to additional electric energy demand of up to 47% (>1000 kWh/a)*

*compared to a well-designed reference solution with the same heat pump, the same storage, and the same collector field. Crucial elements for a good performance in the simulations were 1. a safe distance of the sensor for domestic hot water charging from the zone of the storage that is used for space heating, 2. a clear separation of the zone charged for domestic hot water by the heat pump from the zone used for space heating, and 3. a good storage stratification efficiency.*

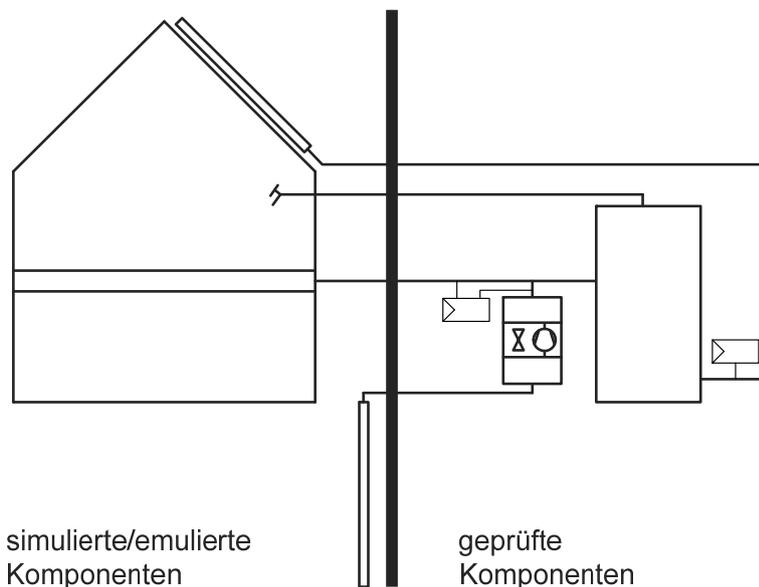
## **Einleitung**

Die Kombination von Solarwärme mit Wärmepumpen erfreut sich wachsender Beliebtheit. Insbesondere in Kombination mit solaren Kombispeichern (d.h. für kombinierte Speicherung von Wärme für Brauchwarmwasser und Raumheizung in einem einzigen Speicher mit unterschiedlichen Zonen) liegen jedoch sowohl aus Feldstudien als auch aus Labor-Messungen Resultate vor die die Erwartungen an die Leistung solcher Systeme nicht erfüllen [1,2]. In mehreren Fällen wurde festgestellt, dass das Temperaturniveau des Wärmepumpen-Vorlaufs (Wasseraustritt aus dem Kondensator) deutlich höher ist als das Temperaturniveau des Wärmebedarfs [1,3]. Durch die starke Abhängigkeit der Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) von der Temperaturspreizung zwischen Quelle und Senke führen diese Fälle zu einem erheblich grösseren Strombedarf für den Betrieb der Anlage. Zwei am OTTI Symposium Thermische Solarenergie 2013 präsentierte Beiträge behandelten diese Thematik sowohl anhand der Auswertung von Messungen [4] als auch durch Simulationsstudien [5]. Diese Arbeiten werden hier zusammengefasst und mit zusätzlichen Resultaten ergänzt präsentiert.

## **Methoden – Labor-Messung**

Seit über 13 Jahren verfügt das Institut für Solartechnik über einen Prüfstand, in welchem komplette Heizungssysteme, welche Brauch-Warmwasser und Raumwärme bereitstellen, aufgebaut und dynamisch mit einem hardware-in-the-loop Verfahren vermessen werden können. Bild 1 zeigt schematisch anhand eines Wärmepumpen-Solar-Systems, welche Komponenten dabei Teil der Prüfung sind, und welche Komponenten durch die Software des Prüfstands simuliert und durch die Hardware des Prüfstands emuliert werden. Den Kern der Methode bildet eine 12-tägige kontinuierliche Messung des Systems im dynamischen Betrieb, wobei die vermessene Anlage selbständig arbeiten muss, um an jedem der 12 Tage auf die meteorologischen Gegebenheiten eines anderen Tages im Kalenderjahr und damit auch auf einen anderen Raumwärmebedarf zu reagieren. Die dem Test zu Grunde liegenden Wetterdaten entsprechen in ihrem Verlauf den Klimadaten eines durchschnittlichen Jahres im Schweizerischen Mittelland. Der Test legt das Betriebsverhalten des Systems offen und ist dazu geeignet, Fehlfunktionen zu erkennen und die Funktionalität des Gesamtsystems zu bewerten. Dieses Testverfahren sowie der Prüfstand wurden in den Jahren 2000 – 2006 im

Rahmen des Projektes KombiKompakt+ entwickelt<sup>1</sup> und für solare Kombisysteme in Kombination mit Öl- und Gasheizungen eingesetzt [6], später erfolgte die Erweiterung auf Pelletsheizungen (2006-2009) [7], und seit 2010 im Rahmen des vom BFE unterstützten Projektes SOL-HEAP die Erweiterung des Prüfstandes um die Simulation und Emulation der Umweltwärme für Systeme mit Wärmepumpen, um auch diese im realistischen und dynamischen Betrieb testen zu können. Mit diesem Messverfahren wurde für die hier vorgestellten Untersuchungen ein Heizsystem getestet, welches für die Bereitstellung von Raumwärme und Warmwasser eine Sole-Wärmepumpe (8.2 kW @ B0W35), Flachkollektoren (10 m<sup>2</sup> Apertur), sowie einen Kombispeicher (900 Liter) einsetzt. Der simulierte und emulierte Heizwärmebedarf entsprach demjenigen eines Hauses mit 14 000kWh/a Heizenergiebedarf (EBF 140 m<sup>2</sup>) und 2900 kWh/a Warmwasser. Weitere Details zu diesem Testverfahren sowie zum getesteten System sind dokumentiert in [4].

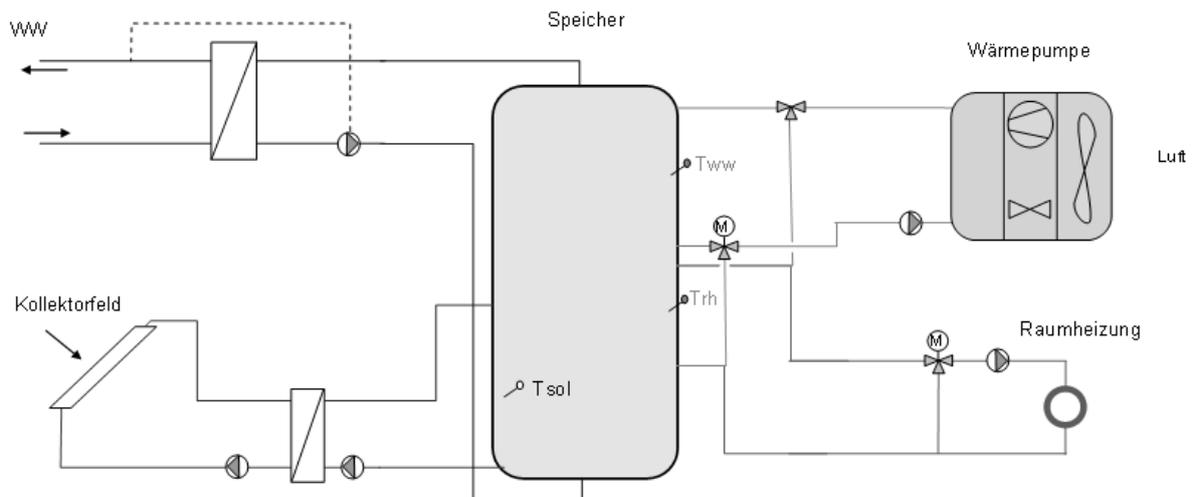


**Bild 1:** Konzept der Laborprüfung. Das Haus mit Heizverteilung (Fußbodenheizung), die Kollektoren sowie die Erdsonden sind simuliert bzw. emuliert. Wärmepumpe und Speicher, Rohrleitungen, Ventile sowie alle Regel- und Steuergeräte sind installiert und werden geprüft.

## Methoden – System-Simulationen Hydraulik und Regelung

Ein solares Kombisystem mit Luft-Wärmepumpe (WP) für Raumheizung (RH) und Brauchwarmwasser (Warmwasser, WW) in einem Einfamilienhaus wurde wie in Bild 2 gezeigt in TRNSYS modelliert und mit einem Simulations-Zeitschritt von zwei Minuten simuliert. Dieses System entspricht NICHT der in den Labor-Messungen getesteten Anlage. Im Fokus der Simulationen stand dabei die hydraulische Einbindung der Wärmepumpe in das System sowie deren Regelung.

<sup>1</sup> Vgl. <http://www.spf.ch/index.php?id=116>



**Bild 2:** Vereinfachte System-Hydraulik des simulierten Solar-WP-Systems in der Referenz-Variante.

Die Randbedingungen für Klima, Raumwärme und Warmwasserbedarf wurden von den Definitionen aus dem IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 (T44A38) übernommen [8,9]. Tabelle 1 zeigt die Charakteristik der Randbedingungen von Klima und Heizlast für den verwendeten Standort Strasbourg (FR).

Parameter	Einheit	SFH15 (35/30)	SFH45 (35/30)	SFH100 (35/30)
Raumheizwärmebedarf	kWh/a	2 500	6 500	14 000
Warmwasserbedarf	kWh/a	2 100	2 100	2 100
Heizlast bei Auslegung <sup>a)</sup>	kW	1.8	4.1	7.4
Vorlauf-/Rücklauf-Temperatur der Raumheizung bei Auslegung <sup>a)</sup>	°C	35/30	35/30	35/30 <sup>b)</sup>
Wärmeleistung der WP bei A2W35	kW	4.7	9.3	11.2
Volumenstrom WP im Raumheizungsbetrieb	kW	940	1 880	2 260

a) Auslegungstemperatur -10 °C

b) Standard in T44A38 sind 55/45. Diese Temperaturen wurden hier angepasst, um auch für hohen Wärmebedarf mit tiefen Vorlauftemperaturen eine Aussage über den Einfluss der hydraulischen Verschaltung zu erhalten.

**Tabelle 1:** Randbedingungen für die Simulationsstudien nach T44/A38 für das Klima Strasbourg.

Weitere Details zu den Modellen für die Simulation der Komponenten sowie deren Parametrisierung sind dokumentiert in [5]. Ausgehend von einer Basis-Variante für die hydraulische Verschaltung (Variante "Ref" in Bild 3) wurden verschiedene Varianten simuliert, von denen hier eine Auswahl der in [5] gezeigten präsentiert wird:

### ***Referenz „Ref“ – Doppelte Umschaltung***

Die Referenz-Variante verfügt über je ein Dreiweg-Ventil im Rücklauf und im Vorlauf der WP, mit welchen vom Heizungsbetrieb (RH) auf den Boilerladebetrieb (WW) umgeschaltet werden kann. Der Rücklauf der WP im WW-Betrieb wurde 9 cm höher am Speicher angesetzt als der Vorlauf zur Beladung und Entladung im RH-Betrieb. WW-Zone und RH-Zone des Speichers überlappen sich nicht. Der WW-Temperaturfühler (T<sub>ww</sub>) hat einen komfortablen Abstand von >50 cm gegenüber dem Vorlaufstutzen der RH.

### ***Varianten<sup>2</sup> H,I – Nur ein Rücklauf & WW Sensor nur knapp über RH-Zone***

Das Dreiweg-Ventil im Rücklauf der WP wurde eingespart. Die Wärmepumpe bedient sich auch im WW-Betrieb aus der gleichen Speicherhöhe wie im RH-Betrieb und schaltet lediglich den Vorlauf je nach Anforderung um. Dadurch entsteht eine Überlappung von WW-Beladezone und der RH-Zone von 35 cm (180 Liter). Zudem ist die Position des WW-Sensors deutlich tiefer als in der Referenz, so dass der Abstand zum RH-Vorlauf nur noch 2.5 cm beträgt. In der Variante I wurde zusätzlich zu Variante H der Volumenstrom im WW-Modus auf einen Drittel des Volumenstroms im RH-Modus verringert, um durch eine grössere Temperaturspreizung über die Wärmepumpe ein schnelleres Erreichen der Ausschalttemperatur am WW-Sensor zu erreichen und damit einen vollständigen Umsatz der WW-Zone zu vermeiden.

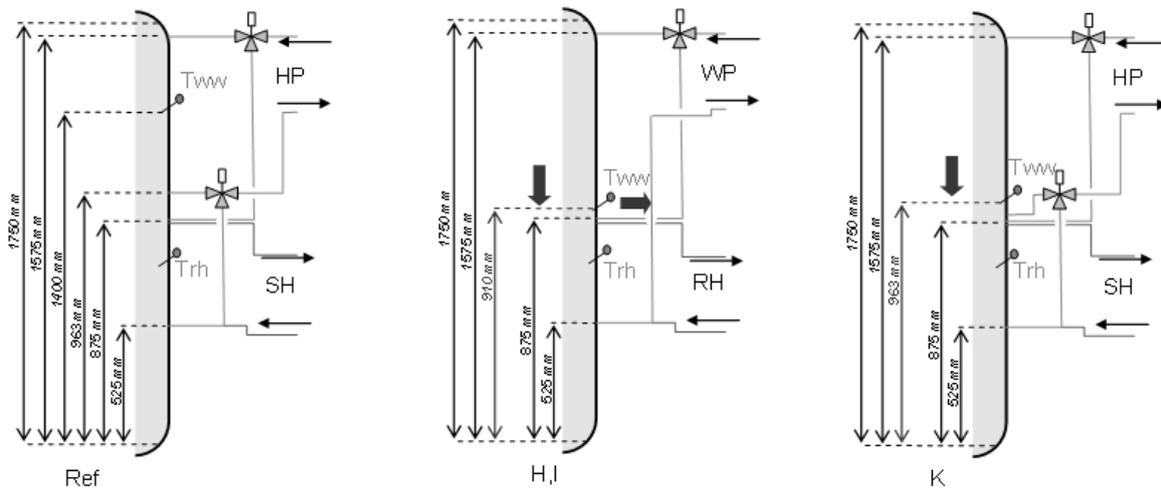
### ***Variante K – Doppelte Umschaltung mit drei Anschlüssen***

Hier ist wie in der Referenz die doppelte Umschaltung mit zwei Dreiweg-Ventilen realisiert, jedoch ist der WP-Rücklauf bei WW-Ladung auf gleicher Höhe am Speicher wie der Vorlauf bei RH-Betrieb. Damit können die beiden Leitungen kombiniert und als einen Speicheranschluss realisiert werden. Der WW-Sensor ist auch hier relativ tief positioniert (9 cm Abstand zur RH-Zone).

Alle Varianten wurden einmal mit WW-Vorrang simuliert (Heizkreispumpe während der Beladung der WW-Zone durch die Wärmepumpe ausgeschaltet) und einmal ohne WW-Vorrang.

---

<sup>2</sup> Ausgehend von „Ref“ wurden die untersuchten Varianten aufsteigend mit Grossbuchstaben beziffert. In diesem Beitrag wird nur eine Auswahl davon vorgestellt.



**Bild 3:** Hydraulische Varianten der Wärmepumpen-Anbindung; Ref: Referenz; H,I: Nur ein Rücklauf & WW-Sensor knapp über RH-Zone; K: Doppelte Umschaltung, jedoch Rücklauf zur WP im WW-Betrieb auf gleicher Höhe wie Vorlauf der Raumheizung & WW-Sensor deutlich tiefer als in der Referenz. Die roten Pfeile weisen auf die Unterschiede zur Referenz-Variante hin.

## Methoden – System-Simulationen Speicherschichtung

Störung der Speicherschichtung durch Turbulenzen oder Fluid-Walzen welche entstehen können, wenn das Wasser mit zu hoher Geschwindigkeit in den Speicher eintritt, können im eindimensionalen Speichermodell, welches hier für die Simulationen eingesetzt wurde, nicht realitätsgetreu abgebildet werden. Interne Mischungsprozesse können jedoch in der Simulation erzeugt werden, indem die effektive Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums willkürlich erhöht wird. Dadurch werden die Temperaturunterschiede im Verlauf der Zeit schneller ausgeglichen, und die Schichtungseffizienz des Speichers erniedrigt. Dieses Verfahren wurde gewählt, um den Einfluss der Schichtungseffizienz des Speichers auf die Jahresarbeitszahl und den elektrischen Energiebedarf des Systems zu ermitteln. Zur Bestimmung der Schichtungseffizienz in der Simulation wurde der in [10] vorgeschlagene und in [11] leicht abgeänderte Schichtungseffizienz basierend auf dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik nach Gl. 1 berechnet:

$$\text{Gl. 1: } \eta_{S_{irr}} = \frac{\Delta S_{irr,exp}}{\Delta S_{irr,mix}}$$

Dabei ist:

$\eta_{S_{irr}}$  Schichtungseffizienz-Kennzahl (100% = perfekte isentrope Schichtung)

$\Delta S_{irr,exp}$  Entropieproduktion im realen (getesteten oder simulierten) Speicher

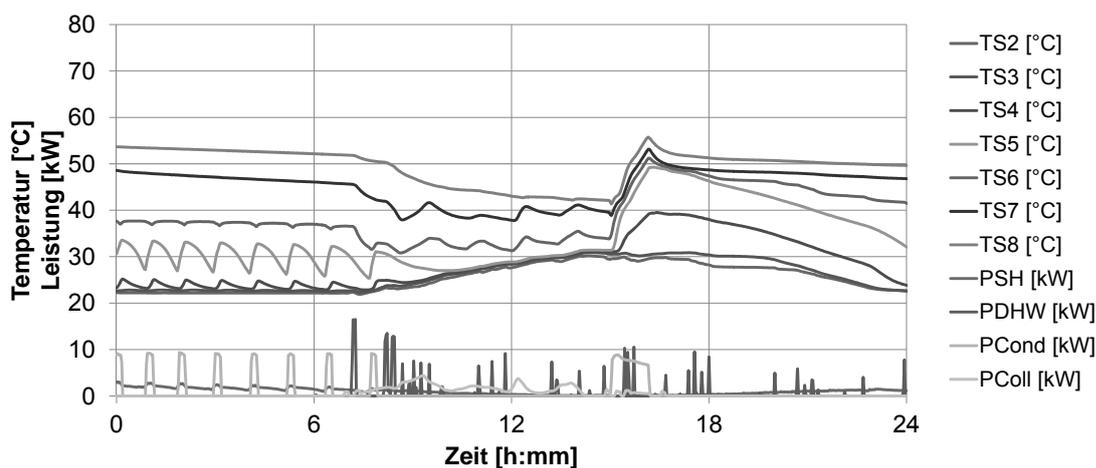
$\Delta S_{irr,mix}$  Entropieproduktion eines gleich grossen Speichers der vollständig durchmischt ist, dieselben Wärmeverluste aufweist, und mit den gleichen Wärmeleistungen und Volumenströmen bewirtschaftet wird wie der reale Speicher

## Resultate Messungen

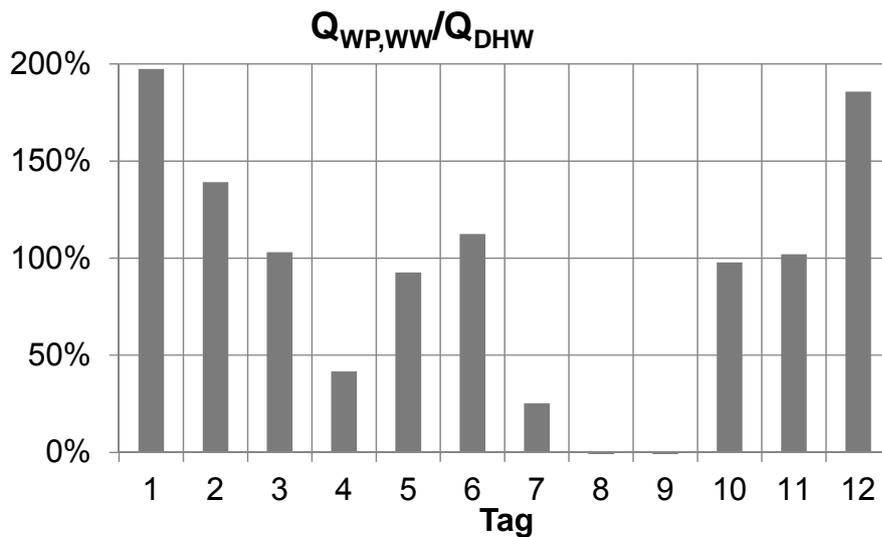
Bild 4 zeigt eine Warmwasser-Beladung durch die WP am Testtag 5 (von 12 gemessenen Tagen), beginnend um 15:00 Uhr. Die Temperaturfühler TS4 und TS5 sind im Raumheizungs-Bereich. Diese werden durch die Boilerladung auf fast 50 °C gehoben. Wärme auf diesem Niveau wird danach (zwischen 18:00 – 24:00 Uhr) für die Raumheizung (ca. 30 °C Vorlauf) verwendet. In dieser Zeit findet keine Ladung des Raumheizungsbereichs durch die Wärmepumpe mehr statt, dafür ist ein starkes absinken von TS4 und TS5 zu erkennen.

Bild 5 zeigt das Verhältnis zwischen den Wärmemengen der Boilerladungen ( $Q_{WP,WW}$ ) und des Warmwasserbezugs ( $Q_{WW}$ ) an den einzelnen Testtagen.

Geht man davon aus, dass das Warmwasser im unteren Teil des Speichers auf die Temperatur der Raumheizung (ca. 35 °C) vorgewärmt wird, so sollte die an die WW-Zone gelieferte Wärmemenge  $Q_{WP,WW}$  selbst im Winter deutlich geringer ausfallen als die ab Speicher bezogene Warmwassermenge  $Q_{WW}$ . Werte von bis zu 200 % sind ein Hinweis darauf, dass eine signifikante Verfrachtung von Energie aus der Warmwasserzone in die Raumwärmezone stattfindet, mit entsprechend negativen Auswirkungen auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe, die eine stark überhöhte Wärmemenge auf unnötig hohem Temperaturniveau mit entsprechend schlechteren COP in den Speicher bringen muss.



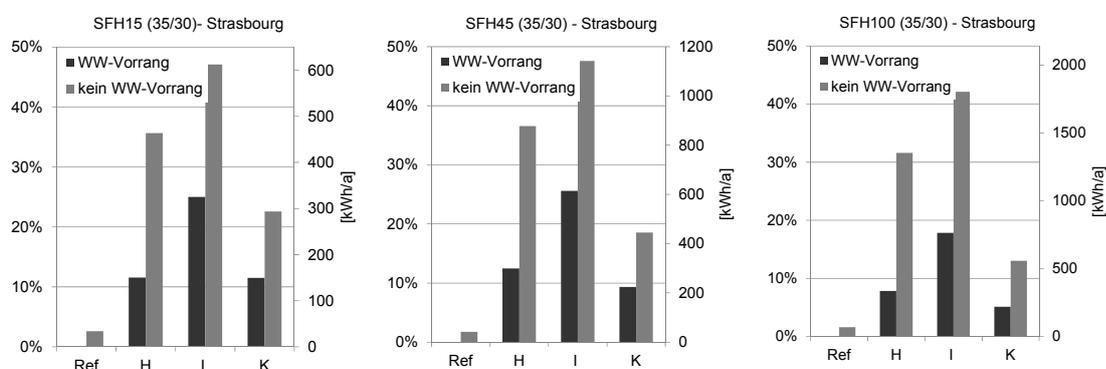
**Bild 4:** Gemessene Temperaturen und Leistungen am Testtag 5. TS2 bis TS8 = Temperaturen im Kombispeicher (mit TS2 = Speicher unten und TS8 = Speicher oben); PSH = Heizleistung; PDHW = WW-Zapfleistung; PCond = Über den Kondensator gelieferte Wärmeleistung; PColl = Über die Solaranlage eingetragene Leistung.



**Bild 5:** Wärmemenge von der Wärmepumpe im Boiler-Lade Modus geliefert ( $Q_{WP,WW}$ ) im Verhältnis zu bezogener Warmwasser-Wärmemenge ( $Q_{WW}$ ). Die einzelnen Testtage 1 bis 12 entsprechen Referenzbedingungen aus den Monaten Januar bis Dezember eines Jahres.

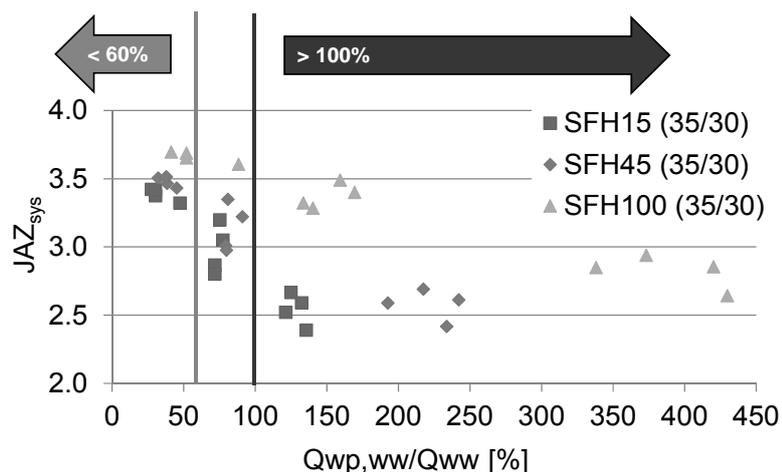
## Resultate Einfluss von Hydraulik und Regelung (Simulationen)

Der Einfluss der hydraulischen Verschaltung und Regelung der verschiedenen Simulationen wurde ausgewertet, indem der elektrische Bedarf für den Betrieb der Anlage (Kompressor und Ventilator der WP, Pumpen, Regler, etc.) jeweils über ein Jahr simuliert wurde. Den geringsten elektrischen Bedarf erzielte dabei das Referenzsystem (Ref) mit WW-Vorrang (vgl. Varianten – Ref (A) Doppelte Umschaltung sowie Bild 3). Bild 6 und Bild 7 zeigen den zusätzlichen elektrischen Bedarf der verschiedenen Varianten gegenüber der Referenz in % (linke Achse) respektive in absoluten Werten (rechte Achse) für die verschiedenen Gebäudelasten (SFH15, SFH45, SFH100), jeweils mit WW-Vorrang und ohne WW-Vorrang.



**Bild 2:** Zusätzlicher el. Energiebedarf gegenüber der Referenz für SFH15, SFH45 und SFH100, jeweils mit Heizsystem 35/30 °C.

Der zusätzliche elektrische Energiebedarf gegenüber der Referenz wird in der Folge als Mehrkosten bezeichnet. Je nach gewählter Variante für die Hydraulik und Regelung betragen die Mehrkosten an elektrischer Energie gegenüber dem Referenzsystem bis zu 48 % (SFH45), respektive 1800 kWh<sub>el</sub>/a (SFH100 35/30). In allen Simulationen inklusive Referenz führt eine WW-Vorrangschaltung zu besseren Ergebnissen. Dies kann dadurch erklärt werden, dass ohne Warmwasser-Vorrang während der Boilerladung durch die Wärmepumpe dem Speicher gleichzeitig Energie für den Heizkreis entzogen wird. Dadurch wird der Rücklauf der Wärmepumpe ausgekühlt und der Vorlauf erreicht länger die Soll-Temperatur für Warmwasser nicht. Die Boilerladung dauert entsprechend länger und es wird mehr Energie auf hohem Temperaturniveau bereitgestellt. Dass die Mehrkosten, respektive tiefe Jahresarbeitszahlen, mit der von der Wärmepumpe im Boilerlade-Modus bereitgestellten Energie korrelieren, zeigt eindrücklich Bild 7. Hier sind die erzielten Jahresarbeitszahlen verschiedener Varianten über der Boilerlade-Wärmemenge aufgetragen. Dabei ist die von der WP im Boilerlademodus gelieferte Wärmemenge ( $Q_{wp,ww}$ ) relativ zum Warmwasserbedarf dargestellt welcher vom Speicher bezogen worden ist ( $Q_{ww} = 2100$  kWh/a für alle Anlagen). Für ein System mit guter Integration und Regelung der Wärmepumpe beträgt dieses Verhältnis 30% – 40%. Dieser tiefe Prozentsatz ist das Resultat von solarer Abdeckung über einen grossen Teil des Jahres einerseits sowie der Vorwärmung im unteren Bereich des Speichers, welche dazu führt, dass im WW-Bereich das Wasser anstatt von 10 °C nur noch von ca. 35 °C auf 55 °C aufgeheizt werden muss. Bei schlechter hydraulischer Einbindung, insbesondere bei Beeinflussung des WW-Sensors durch den Raumheizbetrieb, kann  $Q_{wp,ww}$  um bis zu Faktor 10 steigen, mit entsprechend negativen Auswirkungen auf die Jahresarbeitszahl.



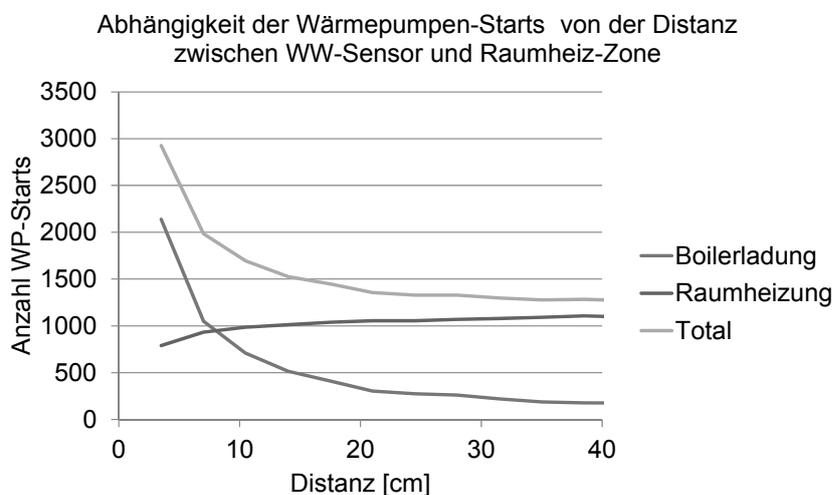
**Bild 7:** System-Jahresarbeitszahlen von SFH15, SFH45 & SFH100 (35/30) verschiedener Varianten in Abhängigkeit der Wärmemenge, welche von der Wärmepumpe im Boilerlade-Modus erzeugt wird ( $Q_{wp,ww}$ , WW-Bedarf  $Q_{ww}$  konstant = 2100 kWh/a).

### **Verzicht auf Umschaltventile**

Der Verzicht auf ein 3-Weg-Ventil im Rücklauf der WP führt zu Strom-Mehrkosten bis zu 15 % (SFH15) respektive 450 kWh<sub>el</sub>/a (SFH100 35/30). Eine Reduktion des Volumenstroms über die Wärmepumpe bei Boilerladung zum schnelleren Erreichen der Soll-Temperatur (T<sub>ww</sub>) führt wider Erwarten zu noch höheren Mehrkosten (Variante I). Ein Grund dafür könnte eine mit der Reduktion des Durchflusses einhergehende Erhöhung der Vorlauftemperaturen sein. Eine möglich Verringerung des Wärmeübertragungskoeffizienten des Kondensators bei einer Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit des beheizten Mediums oder der Einfluss von tieferen Rücklauftemperaturen auf das Temperaturniveau der Kondensation wurden im Vorlauftemperatur-basierten Simulationsmodell nicht abgebildet.

### **WW-Temperatursensor**

Die Ergebnisse zeigen, dass die Position des WW-Temperatursensors im Speicher einen entscheidenden Einfluss auf die Resultate hat. In der Simulation war auch ein Abstand von 9 cm zwischen diesem Sensor und dem Raumheizungs-Vorlauf nicht ausreichend, um zu verhindern, dass der Raumheizungsbetrieb die Temperaturen im Speicher in Sensornähe beeinflusst und zu einem häufigeren Einschalten der Wärmepumpe für die Boilerladung führt.

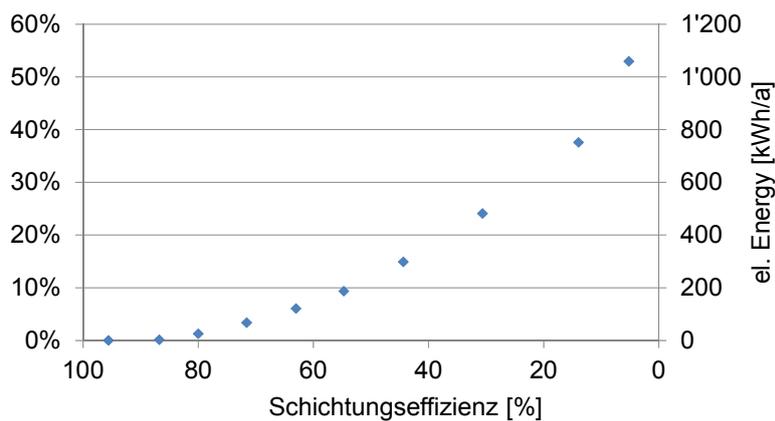


**Bild 8:** Abhängigkeit der Wärmepumpen-Starts von der Distanz zwischen WW-Sensor und Raumheiz-Zone des Speichers. Simulationen durchgeführt mit SFH45.

Bild 8 zeigt die Abhängigkeit der Anzahl Boilerladungen von der Position des WW-Sensors für SFH45. In diesen Simulationen führt erst ein Abstand von 20 cm zwischen dem WW-Sensor und dem RH-Vorlauf zu einer zufriedenstellenden Reduktion der Boilerladungszyklen. Dies obwohl sich mit dem grösseren Abstand auch das Warmwasser-Bereithaltungsvolumen verkleinert.

## Einschränkungen

Die Simulationsergebnisse sind mit Vorsicht zu genießen, respektive unter Berücksichtigung der Annahmen und Grenzen der eingesetzten Modelle zu interpretieren. Zum Beispiel wurden Turbulenzen, die auf Grund eines Fluidstromes entstehen können, welcher mit hoher Geschwindigkeit in den Speicher eintritt, vom Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Hier besteht die Unsicherheit, dass selbst der simulationstechnisch ermittelte Mindest-Abstand von 20 cm zwischen WW-Sensor und RH-Vorlauf in der Realität nicht ausreichend sein könnte.



**Bild 9:** Zusätzlicher el. Energiebedarf in Abhängigkeit der Speicherschichtung

## Schlussfolgerungen und Empfehlungen

Der Beitrag zeigt anhand eines Einfamilienhaus-Solarwärmesystems mit Kombispeicher und Wärmepumpe, dass für den Betrieb hydraulisch und regeltechnisch schlechter Varianten oder mit schlechter Speicherschichtung – bei sonst gleichen Anlagen-Komponenten - bis zu 50 % mehr elektrische Energie aufgewendet werden muss als für eine hydraulisch und regeltechnisch gute Lösung mit gut schichtendem Speicher. Bei den aktuellen Strompreisen für Privatkunden im Europäischen Raum entspricht dies Mehrkosten für den elektrischen Energiebedarf im Bereich von 120 – 360 €/a.

Auf Grund der gemachten Erfahrungen im Prüfstand sowie der ergänzenden Simulationsstudien können folgende Empfehlungen gemacht werden:

1. Die Position des Temperatursensors für die Beladung der Warmwasser-Zone muss einen Mindestabstand gegenüber der Raumwärme-Zone des Speichers einhalten. Dieser ist system-spezifisch (respektive abhängig vom Schichtungsverhalten des Speichers). Als erster Richtwert kann von einem minimalen Abstand von ca. 20 cm ausgegangen werden. Das Schichtungsverhalten des Speichers ist mit den real auftretenden Volumenströmen der Be- und Entladung zu testen, da bei ungenügender Schichtung der Raumwärmebetrieb ein Abkühlen im Bereich des WW-Sensors und

damit eine frühzeitige Beladung der Warmwasserzone auslösen kann, oder bei Beladung der Warmwasserzone der Speicher durchmischt wird.

2. Der Speicher-Anschluss des Rücklaufs zur Wärmepumpe im Warmwasser-Betrieb ist oberhalb der Raumwärme-Zone des Speichers anzusetzen. Zudem kann es von Vorteil sein, den Speicher bei Betrieb der Wärmepumpe im Raumheizungs-Modus ganz zu umgehen.
3. Negative Einflüsse auf die Speicherschichtung, zum Beispiel durch Beladevolumenströme (Fliessgeschwindigkeiten) die für die vorhandenen Speicheranschlüsse zu hoch sind, müssen unbedingt vermieden werden.

Die Möglichkeit, den Speicher im Raumheizungsbetrieb gänzlich zu umfahren, wurde in diesen Studien ausgeklammert. Bei modulierenden Wärmepumpen, insbesondere in Kombination mit Raumheizsystemen, welche immer einen Mindest-Durchfluss garantieren können, ist dieser Betrieb jedoch in Erwägung zu ziehen. Die Einbindung des Speichers in den Raumheizungsbetrieb der Wärmepumpe ist nur für die Nutzung von Solarwärme oder für die Verlängerung der WP-Laufzeiten zu empfehlen.

## Danksagung

Die Autoren danken dem Schweizerischen Bundesamt für Energie (BFE), welches diese Studien im Rahmen des SOL-HEAP Projektes finanziell unterstützt hat.

## Quellen

- [1] A. Thür, M. Vukits, W. Becke, W. Heinz & W. Lerch: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen - Langfassung. In: 22. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, OTTI e.V. Regensburg, 2012.
- [2] J. Ruschenburg, A. Palzer, D. Günther & M. Miara: Solare Wärmepumpensysteme in Einfamilienhäusern - Eine modellbasierte Analyse von Feldtestdaten. In: 22. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, OTTI e.V. Regensburg, 2012.
- [3] M. Haller & E. Frank: System-Jahresarbeitszahl grösser 4.0 mit Luft-Wasser Wärmepumpe kombiniert mit Solarwärme. In: 22. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, OTTI e.V., Regensburg, 2012.
- [4] R. Haberl, M.Y. Haller, A. Reber & E. Frank: Solare Kombispeicher mit Wärmepumpen: Labormessungen der Jahresleistung zeigen Optimierungspotential. In: 23. Symposium Thermische Solarenergie, 24.-26. April 2013, OTTI e. V., Regensburg, 2013.

- [5] M.Y. Haller, R. Haberl, I. Mojic & E. Frank: Solare Kombispeicher mit Wärmepumpen: Scheinbare Details entscheiden über die Performance! In: 23. Symposium Thermische Solarenergie, 24.-26. April 2013, OTTI e. V., Regensburg, 2013.
- [6] M. Haller & P. Vogelsanger: Kombi-Kompakt+ Schlussbericht, korrigierte Version von 2005. Bundesamt für Energie BFE, Bern. 2015.
- [7] L. Konersmann, M. Haller & P. Vogelsanger: PelletSolar - Leistungsanalyse und Optimierung eines Pellet-Solarkombinierten Systems für Heizung und Warmwasser. im Auftrag des Bundesamt für Energie BFE, Bern, 2007.
- [8] M.Y. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs & J. Bony: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - General Boundary Conditions - A technical Report of Subtask C. Report C1 Part A Final Revised, 2013.
- [9] R. Dott, M.Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs & J. Bony: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C. Report C1. 2012.
- [10] M.Y. Haller, E. Yazdanshenas, E. Andersen, C. Bales, W. Streicher & S. Furbo: A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses. Solar Energy, 84(6), 2010, p.997–1007.
- [11] W. Logie, E. Frank, M.Y. Haller & M. Rommel: Investigation of Immersed Coil Heat Exchangers in regard to Heat Transfer and Storage Stratification. In: Proc. of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria, 2010.

Thomas Afjei, Prof., Dr. sc. techn. ETH, Ralf Dott, dipl.-Ing. TH  
Christian Winteler, Dr. phil. nat  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
Sankt-Jakobs Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
thomas.afjei@fhnw.ch  
www.fhnw.ch

## Wärmepumpen, Photovoltaik und Eisspeicher - Anforderungen an erfolgreiche Systeme

### *Zusammenfassung*

*Eine lokale, solare Energiegewinnung mit solarthermischen Kollektoren oder Photovoltaikmodulen kombiniert mit einer Umgebungswärme-Nutzung durch Wärmepumpen bietet für eine erneuerbare Energieversorgungsstrategie grosse Umsetzungspotenziale bei der Wärmeversorgung von Gebäuden. In diesem Beitrag werden im ersten Teil sechs Wärmeversorgungssysteme mit solarer Wärme- oder Stromerzeugung miteinander verglichen und bewertet. Das Vergleichsobjekt ist ein Einfamilienhaus, das in drei Dämmklassen simuliert wird. Im zweiten Teil wird ein Solar-Eisspeicher-System detailliert untersucht und die energetische Effizienz bewertet. Die Gegenüberstellung der Systeme zeigt Systemlösungskonzepte auf, welche abhängig von der Zielsetzung entweder den Elektrizitätsbedarf reduzieren oder einen Strom-Überschuss produzieren oder konzeptionell beides bereitstellen können. Die Analyse und Bewertung des Eisspeicher-Systems zeigt, dass Arbeitszahlen mit denen von Erdwärmesonden vergleichbar sind.*

### *Abstract*

*A local solar energy generation with solar thermal collectors or photovoltaic modules combined with the use of ambient heat by heat pumps can provide powerful solutions in building heat supply for a renewable energy supply strategy. This article shows and characterises in the first part six heat generation system concepts with solar heat or electricity generation and in the second part analyses and evaluates a solar-ice-storage-system, using in both parts the example of a single family house with three different thermal qualities of the building envelope. The juxtaposition of the six systems shows solution pathways, which reduce the electricity consumption or which generate surplus renewable electricity or provide both on a conceptual level. The analysis and examination of the solar-ice-storage-system shows, that the seasonal performance factor is comparable with ground coupled heat pump systems.*

## Einleitung

Null- oder sogar Plus-Energie-Gebäude werden in den nächsten Jahren beim Neubau zum Standard werden. Neben einer ausreichend gedämmten Gebäudehülle ist eine hoch effiziente Gebäudetechnik massgebend. Der Wärmebedarf soll zu einem grossen Teil mit den lokal verfügbaren Energiequellen Solarstrahlung, Wind, Umgebungswärme oder Biomasse erzeugt werden. Die in diesem Kontext entwickelten Systeme sollten dann auf die Anforderungen in Bestandsbauten angepasst sowie in den Nachweis- und Berechnungsverfahren abgebildet werden können.

Das Projekt SOFOWA (Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik und Waermepumpen) zielt in diesem Umfeld auf die Optimierung des Gesamtsystems Wärmepumpe-Solar mit direkter Nutzung von solarer Wärme für Heizung oder Trinkwassererwärmung, indirekter Nutzung für die Anhebung der Quelltemperatur der Wärmepumpe, sowie der möglichen Integration einer solaren Stromerzeugung (PV/T). Ausgeschlossen sind Systeme, welche die Solarstrahlung einzig zur Elektrizitätserzeugung für den Betrieb einer Wärmepumpe nutzen.

Dieser Beitrag setzt sich aus zwei Teilen zusammen, im ersten Teil werden verschiedene Systemkonzepte mit einem hohen Anteil erneuerbarer Energie miteinander verglichen und im zweiten Teil wird eine Systemlösung mit einem Solarabsorber und einem Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe detailliert untersucht.

## Methode

Beide Teile wurden als Simulationsstudie durchgeführt. Dabei wird die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme zur Warmwasserbereitung und Beheizung eines Einfamilienhauses genutzt, das in IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44 "Solar and heat pump systems" (A38T44) 0, 0 als Referenzwärmelast definiert wurde. Für die Simulation werden 3 Gebäudetypen definiert, SFH15, SFH45 und SFH100, wobei SFH für "single family house" steht und die nachfolgende Zahl den jeweiligen Jahreswärmebedarf von 15 kWh/m<sup>2</sup>/a, 45 kWh/m<sup>2</sup>/a oder 100 kWh/m<sup>2</sup>/a beziffert, welcher durch unterschiedliche Dämmstärken entsteht.

## Referenzbedingungen

Für sämtliche Simulationen werden folgende Referenzbedingungen entsprechend A38T44 gewählt:

- Klimadaten für Strasbourg, entsprechen gemässigtem Mitteleuropäischem Klima. Auf die Erlaubnis von Meteotest ([www.meteotest.ch](http://www.meteotest.ch)) zur Nutzung der Meteororm Klimadaten für Simulationen im A38T44 sei an dieser Stelle dankend hingewiesen.
- Warmwasser Zapfprofil, mit einer täglichen Wassermenge von 140 l/d bei 45 °C, welche einem Wärmebedarf von 5.8 kWh/d (2133 kWh/a) entspricht. Die saisonale

Schwankung des Wärmebedarfs zur Warmwasserbereitung wird durch eine sinusförmige Variation der Kaltwassertemperatur approximiert.

Die Warmwasserbereitung erfolgt durch einen Warmwasserspeicher mit einem nachgeschalteten Mischventil um die festgelegte Entnahmetemperatur zu regeln.

Die Wärmeabgabe erfolgt in SFH15 und SFH45 über eine Fussbodenheizung, in SFH100 über einen Radiator. Die Vorlauftemperaturen welche benötigt werden um den Gebäudewärmebedarf zu decken betragen 30 °C für SFH15, 34 °C für SFH45 und 48 °C für SFH100.

## **Solar- und Wärmepumpen-Systeme**

Im ersten Teil des Beitrags werden zur Einordnung möglicher Lösungsvarianten in einen zukünftigen Energieversorgungskontext grundlegende Systemvarianten an den A38T44 Referenzbedingungen untersucht und bewertet. Die Systemauswahl erfolgt ausgehend von der Frage, wie ein Solar-Wärmepumpen-System in Zukunft in ein Versorgungssystem mit hohem Anteil erneuerbarer Energie eingebunden sein kann und welche Systemvarianten darin unter unterschiedlichen Randbedingungen sinnvoll eingesetzt werden können. Zur Einschränkung der Kombinationsvielfalt sind Erdwärmesonden als Wärmequelle für die Wärmepumpe ausgenommen.

### **Methode**

Die Simulationsstudie zur Einordnung der Systeme wurde mit Polysun<sup>®</sup> 0 durchgeführt. Der Wärmebedarf wird dabei nicht mit einem detaillierten Gebäudemodell abgebildet, sondern als Wärmelastprofil mit vorgegebenen stündlichen Wärmeentnahmemengen und Entnahmetemperaturen. Diese Wärmemengen zur Warmwasserbereitung und Raumheizung werden in allen Systemvarianten in diesem ersten Teil des Beitrags aus einem warmen Pufferspeicher entnommen. Das Trinkwarmwasser wird dann über eine Frischwasserstation bereitgestellt. Es wurden sechs grundlegende Varianten von Solar-Wärmepumpen-Systemen zur Wärmeerzeugung definiert. Diese sechs Systeme werden jeweils an den drei im A38T44 definierten Referenzwärmelasten angewandt und ihre grundlegenden Eigenschaften und Charakteristiken dabei beobachtet.

### **Systeme**

Zur Verfügung steht eine südorientierte und 45° geneigte Dachfläche von 50 m<sup>2</sup>, welche entweder mit solarthermischen Absorbern oder Photovoltaik-Paneeelen (PV) oder

photovoltaisch-thermischen Absorbern (PVT) oder einer Mischung der genannten Komponenten bedeckt werden kann. Die PV-Paneele speisen allen erzeugten Strom in Netz. Weiterhin wird aller genutzte Strom aus dem Netz bezogen. Es wird also keine Stromspeicherung berücksichtigt. Zur Abschätzung einer möglichen Eigennutzung erfolgt eine Bilanzierung von erzeugtem und bezogenem Strom auf Tagesbasis, mit der Annahme, dass das Wärmeerzeugungssystem den zur Verfügung stehenden Strom eines Tages in Wärme umsetzen und diese Wärme speichern kann, wenn eine fortgeschrittene, zum Zeitpunkt der Studie noch nicht abbildbare, Regelung angewendet würde. Die Autoren sind sich der unterschiedlichen Behandlung von Wärme- und Stromspeicherung wohl bewusst, konzentrieren sich aber in dieser Studie auf die thermische Betrachtung der Systeme und betrachten die photovoltaisch erzeugte Elektrizität als potenzielle weitere Nutzung der von den 50 m<sup>2</sup> noch verfügbaren Dachfläche.

System 1 bildet bezogen auf die Effizienz die Referenzvariante als reines Wärmepumpen-System ohne solarthermischen Wärmeerzeugungs-Anteil. Eine Luft/Wasser-Wärmepumpe (L/W-WP) erzeugt alle benötigte Wärme. Dadurch bleibt die Dachfläche vollständig frei für eine Photovoltaik-Anlage (PV) von 50 m<sup>2</sup>.

System 2 ergänzt die Wärmeerzeugung mit der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit verglasten, solarthermischen Kollektoren von 8 m<sup>2</sup> Aperturfläche, welche ihre Wärme nur auf direkt nutzbarem Temperaturniveau an den Kombispeicher abgeben. Somit reduziert sich die PV-Fläche auf 42 m<sup>2</sup>.

System 3 nutzt die vollständige, verfügbare Dachfläche mit verglasten solarthermischen Kollektoren zur direkt nutzbaren Wärmeerzeugung und saisonalen Speicherung in einem für diesen Fall auf 10 m<sup>3</sup> vergrößerten, warmen Pufferspeicher. Es kann somit keine PV-Anlage mehr auf dem Dach untergebracht werden.

System 4 wendet PVT-Module zur kombinierten Strom- und Wärmeerzeugung auf der vollständigen Dachfläche von 50 m<sup>2</sup> an. Diese geben die erzeugte Wärme soweit direkt nutzbar an den warmen Pufferspeicher ab. Weiterhin dienen sie der Wärmepumpe über einen zwischengeschalteten kalten Pufferspeicher von 600 Liter als einzige Wärmequelle.

System 5 behält das hydraulische Konzept von System 4 mit direkter und indirekter Wärmeerzeugung aus den Solarkollektoren bei. Allerdings werden hier klassische, unverglaste Kunststoffabsorber eingesetzt. Auch hier kann keine PV-Anlage realisiert werden.

System 6 entspricht vollständig System 5, ausser dass selektiv beschichtete, unverglaste Kissenabsorber anstelle der klassischen, unverglasten Kunststoffabsorber eingesetzt werden.

## Ergebnisse

In den Bildern 1 bis 3 werden folgende Ergebnisse für die sechs ausgewählten Systemvarianten aufgezeigt:

- Wärmebedarf für Raumheizung und Warmwasser-Erzeugung in kWh
- gesamte erzeugte Wärme für Raumheizung & Warmwasser-Erzeugung in kWh
- Anteil direkt solar erzeugter Wärme der Solarkollektoren, geliefert an den warmen Pufferspeicher in Prozent der gesamt erzeugten Wärme für Raumheizung und Warmwasser-Erzeugung als Zahlenwert oben in der Grafik
- gesamter, bilanzierter Netzstrombezug des Heizsystems in kWh
- gesamter, bilanzierter PV-Eigenstrombezug des Heizsystems in kWh, welcher vom aufgeführten PV-Generator auf Basis täglicher Energiebilanzen bezogen werden kann
- überschüssige Elektrizität der PV-Anlage am Wechselrichter (abgabeseitig) in kWh, welche nach dem Eigenbezug für Raumheizung oder Warmwasser-Erzeugung übrig bleibt

Bild 1 zeigt die Ergebnisse der energetischen Betrachtung für das Gebäude SFH15, auf Niveau Minergie-P / Passivhaus; Bild 2 für das Gebäude SFH45, auf Neubau-Niveau; und Bild 3 für das Gebäude SFH100, für ein älteres bestehendes Gebäude.

Die Systeme mit geringem Anteil solarthermisch direkt nutzbar erzeugter Wärme, bei denen also die Wärme vorwiegend mit der Wärmepumpe erzeugt wird (Systeme 1, 4 & 5), gehen mit den niedrigsten erzeugten Wärmemengen einher. Andersherum bedeutet ein hoher Anteil solarthermisch direkt erzeugter Wärme entsprechend höhere Wärmeverluste, welche für das Gebäude SFH15 fast eine Verdoppelung gegenüber dem Wärmebedarf bedeuten. Mit höherem Wärmebedarf wirkt sich dieser Effekt aus den Wärmeverlusten geringer aus, beim SFH45 eine Steigerung um 47% und beim SFH100 nur noch um 24%. Die vergleichsweise hohe erzeugte Wärmemenge bei solarthermisch erzeugter Wärme wirkt sich wiederum nur relativ gering auf den Elektrizitätsbezug aus, da die solarthermische Wärmeerzeugung mit hohen Wirkungsgraden einhergeht. Dies führt bei allen Gebäudevarianten zum jeweils geringsten, gesamten Elektrizitätsbezug (in den Grafiken die Summe aus PV Eigenbezug und Elektrizitätsbezug ab Netz) – deutlich sichtbar jeweils für die Systeme 3 und 6. Demgegenüber haben die Systeme mit vorwiegender Wärmepumpen-Wärmeerzeugung (1, 4 & 5) aufgrund der im Vergleich mit der Solarthermie geringen Effizienz den jeweils höchsten gesamten Elektrizitätsbezug.

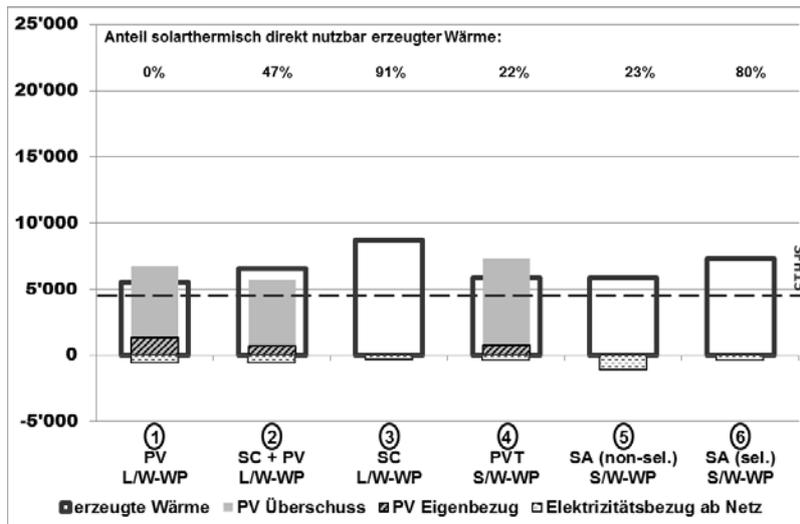


Bild 1: Ergebnisse des Systemvergleichs für das Gebäude SFH15

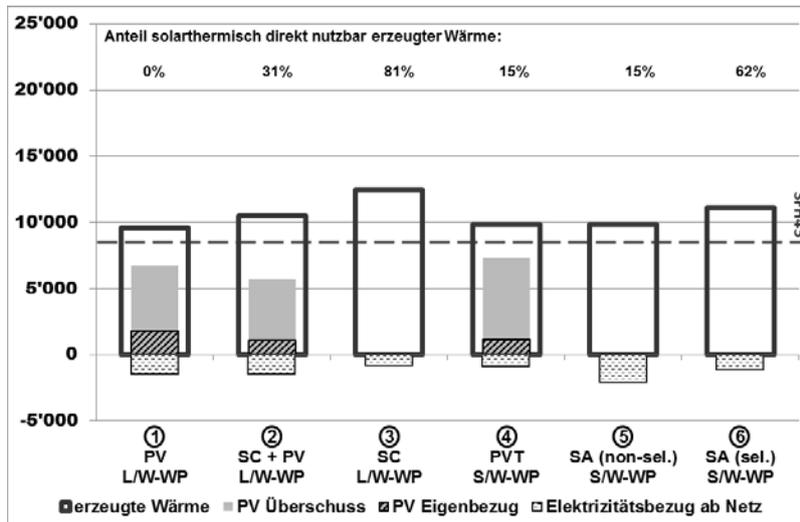


Bild 2: Ergebnisse des Systemvergleichs für das Gebäude SFH45

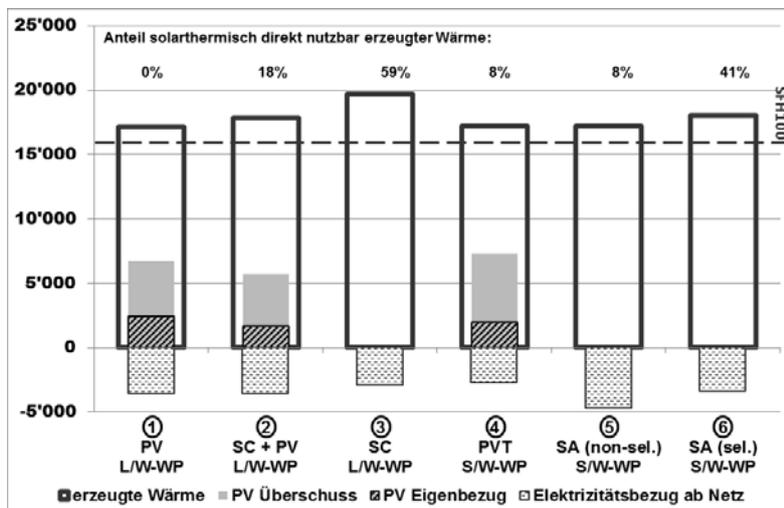


Bild 3: Ergebnisse des Systemvergleichs für das Gebäude SFH100

Betrachtet man den Elektrizitätsbezug ab Netz, bei dem gegebenenfalls selbst erzeugte Elektrizität ab eigener Photovoltaik-Anlage abgezogen ist, so ergibt sich eine abweichende Bewertung mit der Annahme der für diese Betrachtungen begrenzten Dachfläche. Bei den Systemen 3, 5 und 6 ist die Dachfläche jeweils vollständig mit thermischen Kollektoren respektive Absorbern belegt, es kann keine PV-Anlage realisiert werden, jeglicher Elektrizitätsbezug erfolgt ab Netz. Bei den Systemen 1, 2 und 4 kann in der Dachfläche über die Photovoltaik-Anlage auch Strom erzeugt werden, welcher in dieser Betrachtung in erster Linie im Heizsystem verwendet wird. In den Systemen 1 und 2 kommt eine klassische Photovoltaik-Anlage von 50 m<sup>2</sup> beziehungsweise 42 m<sup>2</sup> zum Einsatz, in System 4 ein kombinierter photovoltaisch-thermischer-Kollektor von 50 m<sup>2</sup>. Der Elektrizitätsbezug erfolgt nur teilweise ab Netz. Tabelle 1 fasst die für diese Betrachtung wichtigen Grössen für alle drei Gebäudestandards und alle sechs Systemvarianten zur Wärmeerzeugung zusammen. Dabei werden für jede Kombination aus Gebäudestandard und Wärmeerzeugungssystem vier Ergebnisgrössen aufgeführt:

- das Verhältnis aus erzeugter Wärme bezogen auf den Wärmebedarf
- der nicht in der Wärmeerzeugung verwendete PV-Strom (PV Überschuss)
- der gesamte Elektrizitätsbezug der Wärmeerzeugung (Elektrizitätsbezug)
- der Elektrizitätsbezug ab Netz (Netzstrombezug)

Vergleicht man nun den Netzstrombezug für jeweils einen Gebäudestandard anstelle des gesamten Elektrizitätsbezuges so zeigt sich, dass mit der Annahme / dem Ziel einer möglichst vollständigen, tagesweisen Nutzung des PV-Stromes im Heizsystem der Netzstrombezug signifikant reduziert werden kann. Für die beiden Systemvarianten 1 und 2 mit reiner Wärmepumpen-Wärmeerzeugung bzw. geringem solarthermischem Anteil kann der Netzstrombezug auf unter ein Drittel des reinen Wärmepumpen-Systems reduziert werden. Mit einer kombinierten elektrischen und thermischen Nutzung der Dachfläche mit PVT-Kollektoren als Quelle für die Wärmepumpe (System 4) kann der Netzstrombezug auf das Niveau einer hocheffizienten, grossflächigen solarthermischen Wärmeerzeugung (System 3) gesenkt werden. Darüber hinaus steht nun bei Nutzung der Solarstrahlung zur Elektrizitätserzeugung im Sommer überschüssige Elektrizität für andere Anwendungen zur Verfügung, welche in fast allen Fällen grösser ist als der Elektrizitätsbedarf.

Gebäudestandard		SFH15		SFH45		SFH100	
Wärmeerzeugung							
WP + PV	1	123%	5'452 kWh	113%	4'980 kWh	108%	4'342 kWh
		1'888 kWh	590 kWh	3'224 kWh	1'454 kWh	5'958 kWh	3'550 kWh
WP + PV + ST-klein	2	145%	5'021 kWh	123%	4'626 kWh	112%	4'042 kWh
		1'265 kWh	584 kWh	2'541 kWh	1'464 kWh	5'202 kWh	3'541 kWh
WP + ST-gross	3	194%	0 kWh	147%	0 kWh	124%	0 kWh
		309 kWh	309 kWh	860 kWh	860 kWh	2'951 kWh	2'951 kWh
WP mit PVT als Quelle	4	130%	6'545 kWh	116%	6'120 kWh	108%	5'350 kWh
		1'107 kWh	362 kWh	2'068 kWh	886 kWh	4'695 kWh	2'730 kWh

Legende:

erzeugte Wärme / Bedarf	PV Überschuss
Elektrizitätsbezug	Netzstrombezug

WP = Wärmepumpe; PV = Photovoltaik; ST = Solarthermie; PVT = Photovoltaisch-thermischer Kollektor;

SFH = Einfamilienhaus;

Die Differenz aus dem gesamten Endenergiebezug und dem Netzstrombezug wird aus selbsterzeugtem

**Tabelle 1:** Zusammenfassung der Simulationsergebnisse für die untersuchten Gebäudetypen und ausgewählte Systemvarianten der Wärmeerzeugung

## Schlussfolgerung

Eine parallele Wärmeerzeugung mit solarthermischen Kollektoren und einer Wärmepumpe, welche beide Wärme an einen Kombispeicher oder Pufferspeicher liefern, ab dem die Raumheizung und Trinkwarmwasser-Bereitung erfolgt, kann den Elektrizitätsbedarf bei steigendem solarthermischem Anteil minimieren und, unter Berücksichtigung der Anforderungen an einen effizienten Systemeinsatz, technisch robust umgesetzt werden. Eine Kombination von Wärmepumpe und Photovoltaik stellt eine technisch einfach und flexibel umsetzbare Lösungsvariante dar, mit welcher der Elektrizitätsbezug ab Netz, bei optimierter eigener PV-Strom-Nutzung, deutlich, aber auf ein Niveau leicht höher dem der solarthermischen Variante, gesenkt werden kann. Eine optimierte Kombination von Wärmepumpe und PVT-Kollektor als Quelle für die Wärmepumpe bietet den höchsten Energieertrag pro Kollektorfläche und kann, mit auf den Einsatz angepassten Komponenten, bei einem Netzstrombezug vergleichbar mit dem einer hocheffizienten rein solarthermischen Systemlösung, zusätzlich einen sommerlichen PV-Überschuss bieten.

## Eisspeicher-Systeme

Im zweiten Teil des Beitrags wird eine Systemvariante mit Solarabsorber und Eisspeicher im Detail untersucht. Gegenwärtig sind Erdwärmesonden die effizientesten Wärmequellen für Wärmepumpen. Latentwärmespeicher, insbesondere Eisspeicher, wurden in den letzten Jahren vermehrt als ähnlich effizient bei vergleichbaren Kosten angepriesen, wobei auf Tiefenbohrungen und die damit verbundenen Risiken und Bewilligungen verzichtet werden kann. Ausserdem können Eisspeicher auch in Gebieten eingesetzt werden, in denen

Tiefenbohrungen nicht möglich oder verboten sind. Da Eisspeicher nur mit Wasser gefüllt sind, können sie sogar in Gewässerschutzzonen verbaut werden.

Ziel dieser Untersuchung ist es in einer Simulationsstudie die Jahresarbeitszahl (JAZ) des Solar-Eis-Systems, bestehend aus Solarkollektor, Wärmepumpe und Eisspeicher, für drei Gebäudevarianten mit unterschiedlichen Wärmelasten zu ermitteln und sie mit der mittleren JAZ von Systemen mit einer Erdwärmesonde  $JAZ \approx 4$ , zu vergleichen.

## **Methode**

Die Simulationsstudie wurde mit MATLAB<sup>®</sup>/SIMULINK<sup>®</sup> 0 und dem CARNOT-Blockset 0 durchgeführt. Systemkomponenten sind eine Sole/Wasser Wärmepumpe, unabgedeckte Solarabsorber als Quelle für die Wärmepumpe und ein vergrabener Eisspeicher, der als alternative Quelle für die Wärmepumpe dient und von den Absorbern wieder aufgeladen (regeneriert) wird. Unabgedeckte Absorber nutzen solare Einstrahlung und Umgebungswärme, über konvektive Wärmegewinne, zur Wärmeerzeugung. Die thermische Anbindung des Eisspeichers an die ihn umgebende Erdschicht, welche auch zur Regeneration beiträgt, wird ebenfalls berücksichtigt. Die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme wird zur Warmwasserbereitung und Beheizung eines Einfamilienhauses genutzt, das in A38T44 als Referenzwärmelast definiert wurde. Die verwendeten Simulationsmodelle der Gebäude unterscheiden sich leicht von den Referenzmodellen was zu einem erhöhten Wärmebedarf führen kann, verursacht durch eine veränderte Heizungsregelung. Es ist allerdings in diesem Teil nicht das Ziel den Wärmebedarf möglichst genau an die Referenzwerte anzupassen, sondern die Unterschiede des Wärmeerzeugersystems bei verschiedenen Wärmelasten zu ermitteln.

Für die Trinkwarmwasserbereitung wurde ein vereinfachtes Warmwasser Zapfprofil verwendet, das die tägliche Wassermenge von 140 l/d bei 45 °C, entsprechend einem Wärmebedarf von 5.8 kWh/d (2133 kWh/a), auf eine reduzierte Anzahl von 3 Zapfungen verteilt (07:00, 12:00 und 19:00).

Die Warmwasserbereitung erfolgt durch einen Warmwasserspeicher mit einem nachgeschalteten Mischventil um die festgelegte Entnahmetemperatur zu regeln. Der Boiler wird ausschliesslich durch die Wärmepumpe beheizt.

Die Wärmeabgabe erfolgt in SFH15 und SFH45 über eine Fussbodenheizung, in SFH100 über einen Radiator. Die Vorlauftemperaturen welche benötigt werden um den Gebäudewärmebedarf zu decken betragen 30 °C für SFH15, 34 °C für SFH45 und 48 °C für SFH100.

Das Solar-Eisspeicher System wird vom Hersteller mit vier verschiedenen Wärmepumpen angeboten, mit den thermischen Leistungen von 6, 8, 10 und 13 kW. Um das Verhalten des Systems in Verbindung mit den oben genannten Referenzgebäuden zu untersuchen, wird für jede Gebäude die Wärmepumpe gewählt, deren thermische Leistung der Norm-Heizlast des

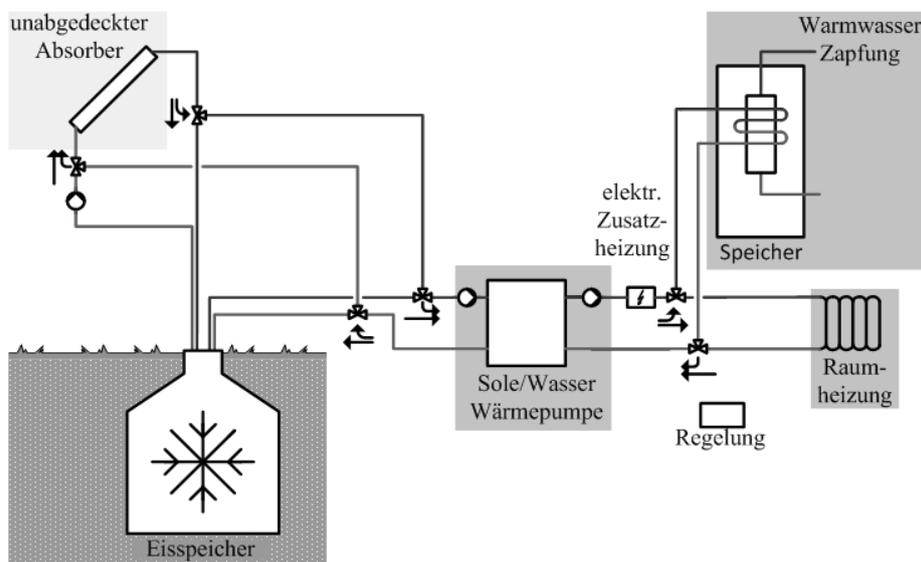
Gebäudes (1.8 kW für SFH15, 4 kW für SFH45 und 7.3 kW für SFH100) entspricht oder sie übertrifft.

Die Regelung der Wärmepumpe erfolgt über eine Heizkurve, welche die Rücklauftemperatur als Funktion der Aussentemperatur vorgibt. Die Heizkurve wird so eingestellt, dass die Raumtemperatur bei  $20 \pm 0.5$  K liegt. Die Warmwasserbereitung hat Vorrang vor dem Heizbetrieb.

Die Absorber Module werden auf einem Dach mit Südausrichtung montiert, mit einem Neigungswinkel von  $40^\circ$ . Die Absorberfläche beträgt rund  $10 \text{ m}^2$  bei SFH15 und SFH45 und rund  $20 \text{ m}^2$  bei SFH100.

### Anlagenschema

Eine schematische Darstellung des *SolarEis*-Wärmequellensystems sowie die hydraulische Verbindung mit den Wärmeverbrauchern ist in Bild 4 gegeben. Der unabgedeckte Solarabsorber und der Eisspeicher dienen beide als Quelle für die Wärmepumpe. Der vergrabene Eisspeicher ist nicht isoliert, so dass ein Wärmeaustausch mit dem umliegenden Erdreich stattfinden kann. Der Absorber liefert zusätzlich Wärme zur Regeneration des Eisspeichers.



**Bild 4:** Anlagenschema SolarEis-System.

Die Wärmepumpe liefert die gesamte benötigte Wärme, sowohl für die Raumheizung, als auch zur Warmwasserbereitung. Die elektrische Zusatzheizung kommt zum Einsatz, falls die Quellentemperatur unter die minimale Betriebstemperatur der Wärmepumpe fällt.

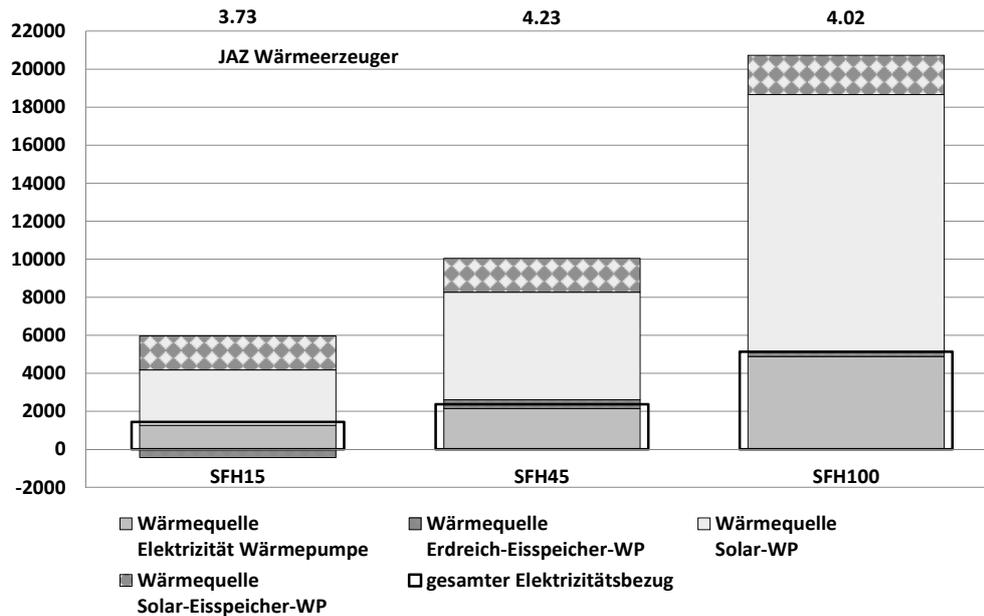
## Werkzeuge und Parameterdaten

Alle Simulationen werden mit MATLAB<sup>®</sup>/SIMULINK<sup>®</sup> und dem CARNOT-Blockset durchgeführt. Das CARNOT-Blockset ist eine Erweiterung zur Berechnung und Simulation thermischer Komponenten von Heizungssystemen. Der Simulationszeitraum umfasst jeweils ein ganzes Jahr von Juli bis Juli mit 300 Tagen Vorlauf, was einer gesamten Heizperiode entspricht. Die Wärmelasten, d.h. die Gebäude, werden mit dem *simple house* Modell des CARNOT-Blocksets simuliert, welches anhand der Gebäudedefinitionen aus A38T44 parametrisiert wird. Das Isocal *SolarEis*-Wärmequellensystem 0 besteht aus Isocal-SLK-S-Rohrabsorber Modulen und einem Isocal-SES-Eisspeicher. Der Absorber wird anhand der Ausführungen in 0 modelliert und mit den Daten aus 0 parametrisiert. Kondensationseffekte sowie Einflüsse durch Vereisung resp. Reifbildung werden nicht berücksichtigt. Das Absorbermodell wurde validiert durch Prüfstandsmessungen von einem zertifizierten Prüfinstitut sowohl mit als auch ohne Einstrahlung. Für das Wärmepumpenmodell wird das allgemeine Wärmepumpenmodell aus CARNOT verwendet, mit den Leistungsdaten der Viessmann Vitocal 300 G BW Sole/Wasser Wärmepumpen BW 301.A06 (6 kW) und BW 301.A10 (10 kW) 0. Der Warmwasserspeicher wird mit dem CARNOT Speichermodell simuliert, das anhand der Spezifikationen eines Viessmann Vitocell 100-V CVW 0 parametrisiert wird. Sämtliche Simulationsmodelle wurden anhand von Feldmessungen validiert.

## Resultate

Ausgewählte Resultate der Systemsimulationen für die drei Gebäudetypen sind in Bild 5 und Tabelle 2 gegeben. Die folgenden Resultate sind darin abgebildet:

- Die gesamthaft erzeugte Wärme, sowohl Raumheizung als auch Warmwasserbereitung in Kilowattstunden (kWh). Die erzeugte Wärme ist aufgeteilt in die Beiträge der einzelnen Wärmequellen der Wärmepumpe: Elektrizität, Solarabsorber oder Eisspeicher. Der Beitrag des Eisspeichers ist weiter aufgeteilt in einen solaren (*Solar-Eisspeicher-WP*) und einen Erdreich (*Erdreich-Eisspeicher-WP*) Anteil, abhängig davon wie die dem Eisspeicher entnommene Wärme regeneriert wird. Da der Wärmeaustausch zwischen Eisspeicher und Erdreich in beide Richtungen stattfindet ist der angegebene Wert die Netto Jahresenergiebilanz. Der Latenzwärmebeitrag kann hier nicht ausgewiesen werden, da er in der Jahresbilanz auf null summiert.
- Der gesamte Elektrizitätsbezug aller Systemkomponenten in kWh.
- Die JAZ des Wärmeerzeugers als Verhältnis der von der Wärmepumpe erzeugten Wärme zur Summe der Elektrizitätsbezüge von Wärmepumpe, Wärmepumpenregelung, Pumpe zwischen Absorber und Eisspeicher, Quellenpumpe und elektrischer Zusatzheizung.



**Bild 5:** Simulationsergebnisse für die untersuchten Gebäudetypen

Die Variante SFH15 entspricht einem Gebäude von sehr hoher thermischer Qualität und hat mit 5'260 kWh die geringste Wärmeerzeugung. Die Hauptwärmequelle der Wärmepumpe ist der Solarabsorber, welcher 2'908 kWh der benötigten 4'267 kWh Wärme liefert. Die restliche Wärme wird vom Eisspeicher bereitgestellt, welcher wiederum durch den Absorber regeneriert wird. Im Durchschnitt liegt die Eisspeichertemperatur über der Temperatur des umgebenden Erdreiches. Dieser Wärmeüberschuss wird vom Eisspeicher ans Erdreich abgegeben was zu einem negativen Erdreichbeitrag in Bild 2 führt. Die JAZ des Wärmeerzeugers liegt mit 3.73 knapp unter der angestrebten 4.0.

A38T44 Gebäude-typ	Absorber Fläche in m <sup>2</sup>	Total erzeugte Wärme in kWh	Vor- /Rücklauf- temperatur in °C	JAZ Wärme- erzeuger	Elektrizitäts- bezug Wärme- erzeuger in kWh	Elektrizitäts- bezug Hilfssysteme in kWh
SFH15	10	5'260	30/25	3.73	1'412	150
SFH45	10	9'731	34/29	4.23	2'301	161
SFH100	20	20'249	48/38	4.02	5'040	158

**Tabelle 2:** Simulationsergebnisse für die untersuchten Gebäudetypen

Die Variante SFH45 entspricht einem sanierten Gebäude mit guter thermischer Qualität der Gebäudehülle, welches gegenwärtigen Gebäudevorschriften entspricht. Von den gesamthft erzeugten 9'731 kWh Wärme werden 7'351 kWh zur Raumheizung verwendet. Die Hauptwärmequelle der Wärmepumpe ist der Solarabsorber. Sein Beitrag von 5'654 kWh an

den gesamten Wärmebedarf von 7'906 kWh ist wesentlich grösser als die 2'252 kWh welche dem Eisspeicher entzogen werden. In der Jahresbilanz wird der Eisspeicher nicht ausschliesslich vom Absorber regeneriert, sondern bezieht weitere 467 kWh aus dem Erdreich. Die thermische Leistung der Wärmepumpe von 6 kW entspricht ziemlich gut der Wärmelast, was in der höchsten JAZ von 4.23 unter den untersuchten Gebäudetypen resultiert.

Die Variante SFH100 entspricht einem unsanierten Bestandsgebäude und hat dadurch den höchsten Wärmebedarf. Zur Raumheizung werden 17'681 kWh der gesamthaft erzeugten 20'249 kWh verwendet. Die 20 m<sup>2</sup> Solarabsorber liefern 13'549 kWh Wärme, die der Wärmepumpe als Quelle dienen. Die verbleibenden 2'298 kWh an Quellenenergie werden dem Eisspeicher entzogen. In der Jahresbilanz entzieht der Eisspeicher dem umliegenden Erdreich 233 kWh Wärme, der Rest wird vom Absorber bereitgestellt. Der Wärmeerzeuger erreicht eine JAZ von 4.02.

## Diskussion

Für alle drei Gebäudetypen liegt der Heizwärmebedarf deutlich über den Referenzwerten in 0: 21 kWh/m<sup>2</sup>/a für SFH15, 52.5 kWh/m<sup>2</sup>/a für SFH45 und 126 kWh/m<sup>2</sup>/a für SFH100. Der Hauptgrund für diese Abweichung liegt darin, dass in den vorliegenden Simulationen keine Thermostatventile eingesetzt werden, die den Massenfluss im Wärmeabgabesystem regulieren. Dies führt zu durchschnittlich höheren Raumtemperaturen und damit zu grösseren Wärmeverlusten. Da dies bei allen Varianten der Fall war, hat es auf die Vergleichbarkeit, d.h. auf die Differenz zwischen den Varianten, keinen grossen Einfluss.

Das Hauptresultat der Simulationsstudie ist, dass das *SolarEis*-System eine JAZ nahe bei 4.0 oder sogar höher erreicht. Mit einer JAZ von 3.73 ist die Variante SFH15 die einzige mit einer JAZ unter 4.0. Dafür gibt es zwei Hauptgründe:

1. Die thermische Leistung der Wärmepumpe ist mit 6 kW 2-3 Mal höher als die Wärmelast des Gebäudes. Dies führt zu einer Verschlechterung der JAZ der Wärmepumpe.
2. Der Anteil des Elektrizitätsbezugs der Hilfssysteme (hier die Wärmepumpenregelung, die Pumpe zwischen Absorber und Eisspeicher, die Quellenpumpe und die elektrische Zusatzheizung), liegt mit 150 kWh im Vergleich zum gesamten Elektrizitätsbezug von 1'412 kWh bei rund 11 %, was zu einer starken Reduktion der JAZ führt wenn die Systemgrenze von der Wärmepumpe (JAZ 4.17) auf den Wärmeerzeuger (JAZ 3.73) ausgedehnt wird.

Betrachtet man die Palette an Wärmepumpen, die vom Hersteller für dieses Wärmequellensystem vorgesehen sind, mit thermischen Leistungen von 6 kW und mehr, wird schnell klar, dass das *SolarEis* System nicht für Gebäude mit sehr niedrigem

Heizwärmebedarf, wie z.B. SFH15, ausgelegt ist. Unter diesem Aspekt ist eine JAZ von 3.73 ein bemerkenswertes Ergebnis.

Für den Gebäudetyp SFH100 erreicht der Wärmeerzeuger eine JAZ von 4.02, was dem angestrebten Zielwert von 4.0 entspricht. In dieser Variante wird die JAZ der Wärmepumpe durch die höheren Vorlauftemperaturen verschlechtert, die benötigt werden, um den Wärmebedarf des Gebäudes zu decken. Um diese höheren Temperaturen zu erzeugen benötigt die Wärmepumpe deutlich mehr Elektrizität, was sich negativ auf die JAZ auswirkt.

Die beste JAZ wird für die Variante SFH45 erreicht. Hier liegt die thermische Leistung der Wärmepumpe sehr nahe bei der Gebäudewärmelast und moderate Vorlauftemperaturen reichen aus um den Heizwärmebedarf über eine Fussbodenheizung zu decken.

### **Schlussfolgerungen**

Die Simulationsstudie zeigt, dass das *SolarEis*-Wärmequellensystem zusammen mit der Wärmepumpe für unterschiedliche Wärmelasten effizient Wärme bereitstellt. Eine JAZ > 4 wird für Gebäude mit mittlerem (SFH45) sowie hohem (SFH100) Heizwärmebedarf mit unterschiedlichen Wärmeabgabesystemen erreicht. Das System ist nicht optimal ausgelegt für Gebäude mit sehr geringem Heizwärmebedarf (SFH15), aber erreicht dennoch eine JAZ nahe bei 4.

### **IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44**

Das Projekt „SOFOWA – Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik und Wärmepumpen“ ist ein nationaler Beitrag zum Projekt „Solar and Heat Pump Systems“ der International Energy Agency IEA und wird in einem gemeinsamen Projekt als Annex 38 im Heat Pump Programme HPP und Task 44 im Solar Heating and Cooling Programme SHC durchgeführt ([www.iea-shc.org/task44](http://www.iea-shc.org/task44)). Das Projekt SOFOWA begann im April 2010 läuft bis März 2014.

Das Projekt SOFOWA trägt im IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44 vorwiegend zum Subtask C „Modeling and Simulation“ bei. Die Beiträge umfassen bisher die Federführung bei der Erstellung der Referenzgebäude-Definition und dem Bericht zur Modellierung von Wärmepumpen. Neben dem Bericht zur Modellierung von Wärmepumpen werden im Subtask C Berichte zur Modellierung von Kollektoren, Erdreichwärmetauschern und Wärmespeichern erstellt. Die abgeschlossene Referenzgebäude-Definition dient zusammen mit den generellen Randbedingungen (Klima und Warmwasserbezug) dazu, die untersuchten Systeme anhand einer einheitlichen Wärmelast-Definition vergleichbar zu machen. Der Bericht zur Modellierung von Wärmepumpen trägt verfügbare Beschreibungen von Wärmepumpenmodellen für die Anwendung in Norm-Rechenverfahren, dynamischen Jahres-simulationen und Kältekreis-Abbildungen zusammen und fasst die Entwicklungen bei der Modellierung von Wärmepumpen im A38T44 zusammen.

## Verdankungen

Die Autoren bedanken sich beim Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung und die Projektbegleitung sowie für die Unterstützung durch die Viessmann Werke GmbH & Co. KG und Isocal HeizKühlsysteme GmbH.

## Quellen

- [1] M. Y. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs und J. Bony: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, 2011
- [2] R. Dott, M. Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs und J. Bony: Reference Buildings Description of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, 2011
- [3] Polysun Designer Simulation Software Version 5.9.6.16241, Velasolaris AG, Winterthur, Schweiz, 2012
- [4] Matlab®/Simulink® Version R2011b, The Mathworks, Inc.
- [5] CARNOT Toolbox für Matlab/Simulink Ver. 5.2, August 2012
- [6] Das Wärmequellensystem SE 12 - Informationsblatt, Isocal HeizKühlsysteme GmbH, Friedrichshafen, Deutschland, 2012
- [7] E. Frank, Modellierung und Auslegungsoptimierung unabgedeckter Solarkollektoren für die Vorerwärmung offener Fernwärmenetze, Kassel University Press, 2007
- [8] Data set for Viessmann Vitocal 300-G BW series , in Planungsunterlagen für Wärmepumpen - Ausgabe 05/2012, Viessmann Deutschland GmbH, Allendorf, Germany, 2012
- [9] Datenblatt Viessmann Vitocell 100-V Typ CVW - 06/2009, Viessmann Deutschland GmbH, Allendorf, Germany, 2009

François Maréchal, Prof., Dr. Ing.  
EPFL SCI-STI-FM  
ME A2 402 (Bâtiment ME) , Station 9  
CH-1015 Lausanne  
[francois.marechal@epfl.ch](mailto:francois.marechal@epfl.ch)  
<http://ipese.epfl.ch>

## Heat pumping and cogeneration systems integration in industrial processes

### *Abstract*

*A systematic method has been developed to study the integration of polygeneration systems in industrial processes and/or urban systems. Several aspects are analyzed with a holistic vision. For given system's boundaries, the energy services and energy requirements are first characterized. This requires the analysis of the different services and production operations needed. In an industrial process, the process requirements are considered by looking at the requirement of the process unit operations. Having identified the possible heat recovery by heat exchange using a pinch analysis, the Grand composite curve defines the energy services to be supplied. This defines a set of energy conversion units that are used to convert the energy resources into useful process energy.*

*The use of mixed integer linear programming techniques based on pinch analysis and mass integration constraints is used to model the optimal integration of the system. It selects the energy conversion unit options, optimizes the value of the flows in the system and optimizes the efficiency of the integrated energy conversion system. This leads to the definition of the overall system balance whose inefficiency is evacuated from the system in the form of heat that could be valorized.*

*Based on an example from the food industry, it is demonstrated how the combination of cogeneration, heat pumping and mechanical vapor compression can be used to increase the energy conversion efficiency of the process.*

## Introduction

In a given socio-economic and environmental context, energy is the driving force of the development. The role of the energy systems is to convert the available renewable and non renewable resources into useful products and energy services. The efficiency of the energy use highly relies on the amount and of the quality of energy requirement (i.e. the exergy), but also on the quality of the conversion system and its ability to satisfy the different energy requirements. Understanding the system's integration is therefore a critical issue when engineers have to design efficient systems.

In industrial systems, the energy is the main driver used to deliver the services. To do so the energy resources have to be converted into useful energy for the system. The useful energy is defined as heat, cold or electricity. In most of the systems, each requirement is produced by a specific unit like boiler, refrigeration cycle and the electrical grid.

Trigeneration systems aim at producing simultaneously more than one of the energy services required in a given system, the efficiency of such integration is therefore mainly defined by the quality of the system integration.

The design of trigeneration system is often based on the definition of the energy requirement. It is important to follow a systematic methodology in order to define the best system design. In the following example, we are discussing the integration of a trigeneration energy conversion system in a brewing process.

## Process integration and trigeneration

The first step of the methodology is the definition of the energy requirement. In an industrial process, the energy requirement is defined by the set of streams to be heated up and cooled down. The definition of the requirement is obtained from a process model in which the process units are calculated in order to define the hot and cold streams enthalpy-temperature profiles. The details of the analysis used in this study are presented in [6], the focuss being here to comment on the integration of the energy conversion system. This analysis results in the definition of the hot and cold composite curve of the process (Figure 1) that allows one to calculate the possible heat recovery by heat exchange between process streams. Resulting from the heat balance of the process requirement, the hot and cold composite define also the heating and cooling requirement of the process. The calculation of the Grand composite curve (Figure 2) defines the enthalpy-temperature profile of the heating, cooling and refrigeration requirement. Resulting from the pinch analysis, the heat recovery potential corresponds to 1143 kW i.e. 45 % of the actual consumption. This also corresponds to more or less doubling the present heat exchange recovery.

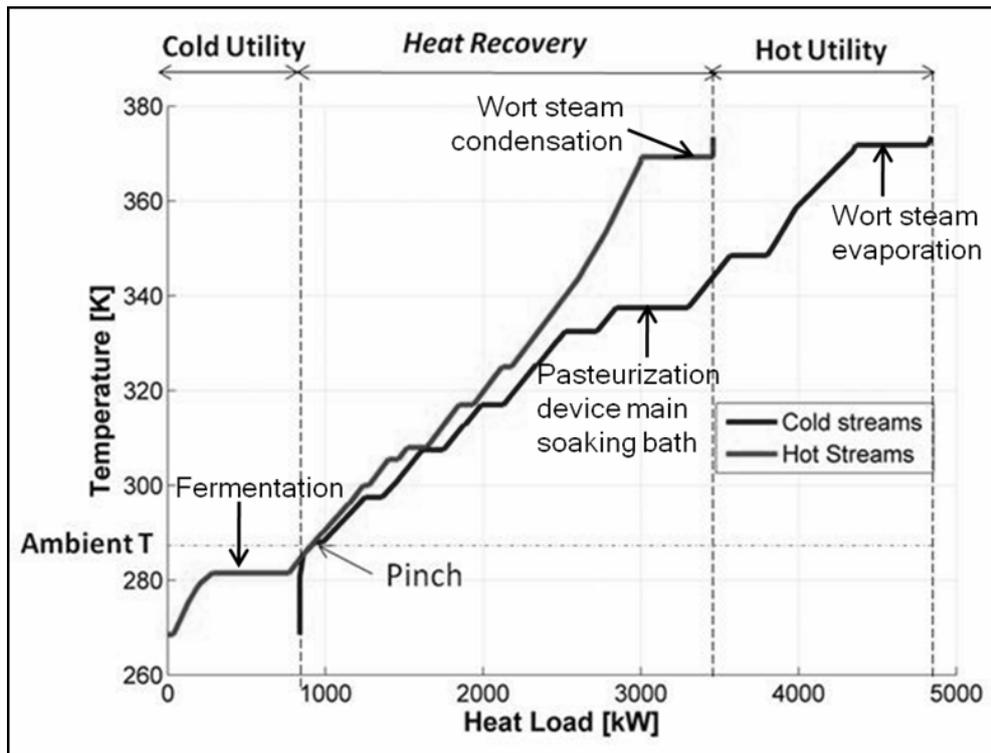


Figure 1: Hot and cold composite curves of the process

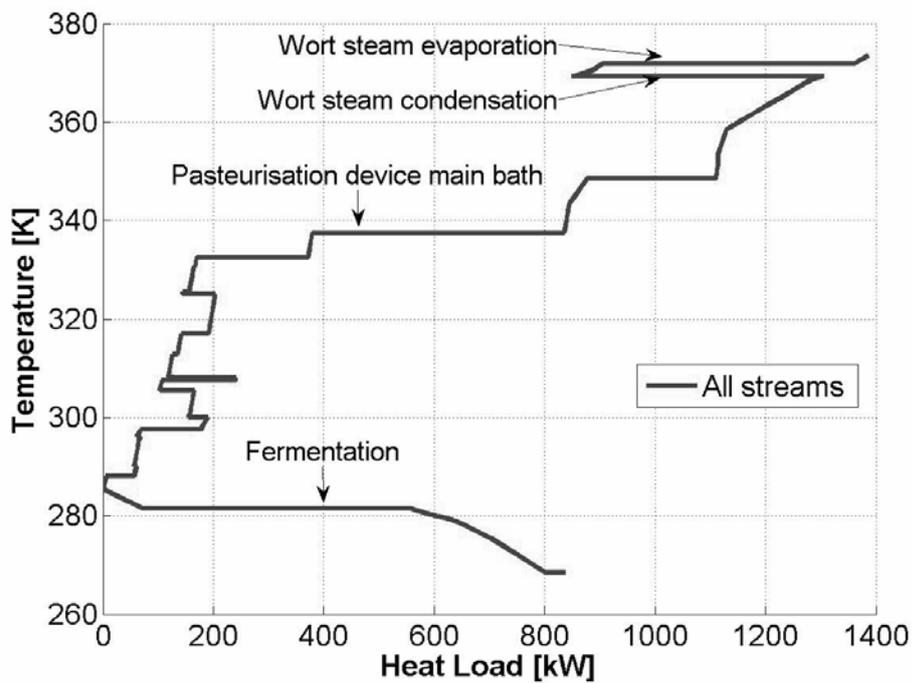


Figure 2: Grand composite curve of the process

The analysis of the energy requirement leads to the following conclusion

- The pinch temperature ( $T_{\text{pinch}} = 12.5^{\circ}\text{C}$ ) corresponds to the inlet conditions of the process water and therefore also to the cooling water conditions. The pinch temperature therefore also defines the refrigeration temperature limit.
- A refrigeration system is needed below the ambient temperature to satisfy the refrigeration requirement
- The maximum temperature of the system corresponds to the evaporation of the wort a little bit above  $100^{\circ}\text{C}$ .
- A self sufficient zone corresponds to the recovery of the evaporated steam to preheat the process water.
- The process heat requirement can be satisfied by a cogeneration engine.
- The pinch location shows the possible integration of a heat pump system that could produce the refrigeration requirement and, in the same time, deliver useful medium temperature heat.

## Integration of the utility system

Calculating the utility system integration aims at defining the best way to supply the process requirement using distributed energy resources. The calculation of the utility system is based on a MILP formulation ([9]) that will calculate the optimal flows of the utility streams.

The utility integration method proceeds in three steps :

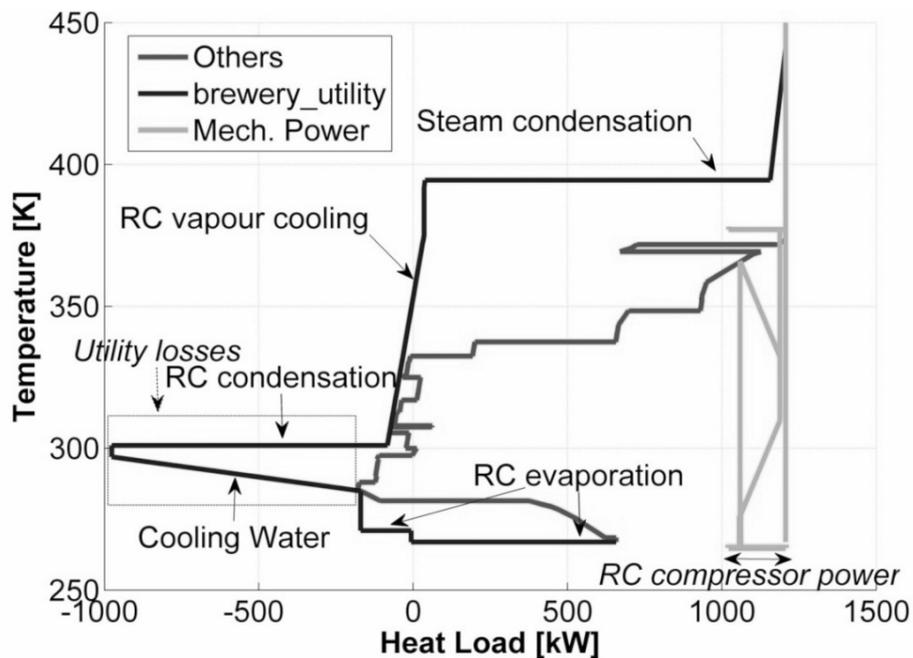
- Based on the analysis of the Grand Composite curve, the list of the possible utility streams and utility cycles is defined. For each option, the enthalpy-temperature profiles of the hot and cold streams and the mechanical power production/consumption are calculated using a simulation model.
- The mixed integer linear programming model ([9]) selects in the list of the utility streams the one that will at best satisfy the requirement and calculates the flows of each of the streams of the utility system in order to obtain the balanced composite curves with the lowest operating cost. This defines the complete list of streams in the system to design heat exchanger network that will concern not only the process streams but also the utility streams. It should be noted that the model used for the energy conversion integration can be adapted to account for the restricted matches ([1]) and can be applied to solve multi-period problems of batch processes ([2]).
- Analyze the obtained integrated composite curves to verify that the list of optional utility streams is complete and that the operating conditions of the utility streams is

optimal. If not, go back to step 1. The integrated composite curves concept presented in [8] is an interesting way of visualizing and analyzing the integration of the utility sub-systems. In addition, working with the Carnot factor dimension to draw composite curves ([5, 7]) allows to have an attractive indicator to graphically optimize the choice and the operating conditions in the utility system. When several options exist, choosing the refrigerant, the cycle configuration and the operating conditions (pressures) may require the use of optimization techniques (e.g. [3]).

It should be mentioned that the utility integration method integrates the constraints of the heat cascade and therefore assumes that the process heat recovery will be realized together with the utility system integration. This is important since it allows to avoid oversized utility systems that would prevent further energy savings investment.

### **The present energy conversion system**

In the present system, a boiler fed with natural gas is currently generating steam at high pressure (8.5bar) that is distributed to the process at a lower pressure (2.2bar/123.3°C). The refrigeration requirement is satisfied by a NH<sub>3</sub>-refrigeration cycle with two evaporation levels, at -4°C and -8°C. The cooling requirement is satisfied by cooling water. The integration results are presented on figure 3 using the integrated composite curve of the utility system. The utility streams are represented by the line “brewery\_utility” and the process requirements correspond to the grand composite curve “Others”. The mechanical work supplied to compressors (heat pump and refrigeration cycle) is represented by the line “Mech. Power”. It can be observed that this situation in addition to realizing the process heat recovery already realizes heat recovery from the refrigeration system and therefore corresponds to an attractive energy saving. However, the major part of the refrigeration cycle hot streams is removed by the cooling water and evacuated to the environment. In the integrated solution, the refrigeration cycle consumes 184 kWe. This corresponds to a reduction of 225 kWe (56%) of the present mechanical power consumption of the refrigeration cycle. This is mainly explained by the fact that in the present situation, the refrigeration cycle is used in penalizing heat exchangers that use the refrigeration cycle to cool down a stream above the cooling water temperature. Reaching the minimum cycle consumption requires therefore to identify the penalizing heat exchangers through the cooling water temperature.



**Figure 3:** Current Utility Setup: Boiler & Refrigeration Cycle (RC)

### Improvement of the energy conversion system integration

The analysis of Figure 3 reveals that the current utility configuration could be improved by replacing the high temperature steam used in the process by a cogeneration unit that could supply heat at lower temperature while producing electricity. The analysis of the refrigeration cycle integration suggests that the temperatures at which the heat is removed could be optimized by better staging the refrigeration requirement and by increasing the temperature of the  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$  level to be closer from the  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  temperature of the requirement. In addition, applying the rules for the proper integration of heat pumps, it can be suggested to increase the condensation temperature of the refrigeration cycles in order to create a heat pumping effect. As the COP of the refrigeration cycle depends on the compression ratio and therefore of the temperature lift in the cycle, several condensation levels will be assessed. For each combination of condensation/evaporation levels, the  $\text{NH}_3$  cycle is calculated and a collection of cycles is added in the utility sub-systems list.

### Cogeneration system integration

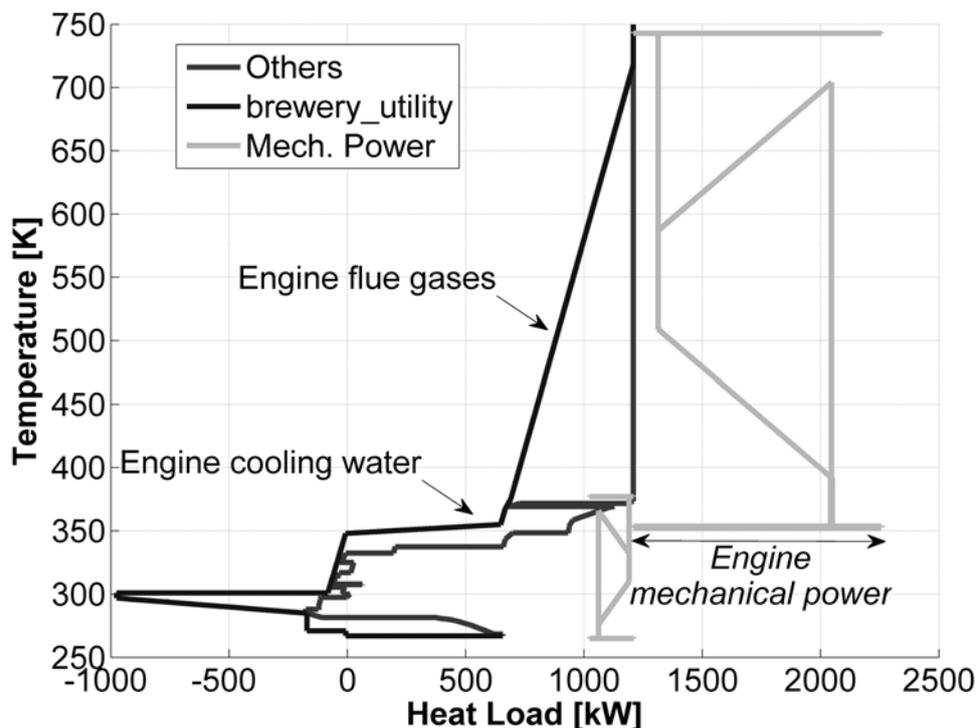
A reciprocating engine appears to be an adequate technology : it has a attractive electrical efficiency and it is possible to recover heat from both exhaust gases and cooling water. Table 1 shows the characteristics of the cogeneration engine using natural gas as fuel.

As mentioned in the analysis of the Grand composite curve, there is the possibility of recovering the condensation of water in the flue gases of the gas engine. The data of the engine with gas condensation are given in the second section of table 1.

Figure 4 shows the result of the cogeneration engine integration, the exhaust gases enable wort evaporation ( $T^{\text{sat}}=373\text{K}$ ), whereas the engine water cooling provides heat to the process streams below  $360\text{K}$ . The power production corresponds to  $1047\text{ kWe}$  in the integrated situation, the mechanical power will be used to drive the refrigeration cycle compressors ( $184\text{ kWe}$ ). This results in a net production of electricity that can be exported to the grid or used for other usage in the process.

Description	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\Delta T_{min}$	Power [kW]	Efficiency [%]
$\dot{M}_{fuel}$ [kWe LHV]				2605	
$\dot{W}_e$ [kWe]				1063	40.8
$\dot{Q}_{th}$ [kW]				1190	46.0
Without water condensation in the flue gases					
$\dot{Q}_{Gas}$ [kW]	470	120	15	537	21.0
$\dot{Q}_{Cooling}$ [kW]	87	80	5	653	25.0
With water condensation in the flue gases					
$\dot{Q}_{Cooling}$ [kW]	87	80	5	653.	25.07
$\dot{Q}_{Gas}$ [kW]	470	60	15	632.	24.26
$\dot{Q}_{Gas}$ [kW]	60	40	15	209.	8.02

**Table 1:** Cogeneration unit characteristics based on GE-Jenbacher data, power range : 500-1100kW (<http://www.gejenbacher.com>)



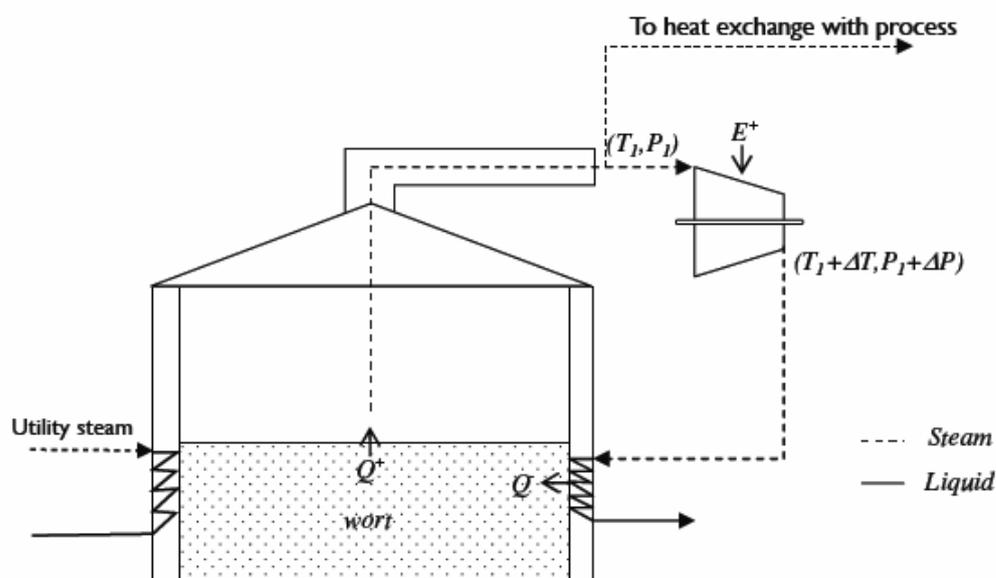
**Figure 4:** Boiler Replaced with a CHP System

## Heat pumping system integration

Following the rules for the optimal integration of heat pumps in industrial processes, a heat pump is well integrated in a process if it takes heat from below to above the pinch point [10]. In the case study, the pinch point is also corresponding to the ambient temperature. The heat pump integration will therefore first concern the refrigeration cycle.

Below the ambience, it can be seen that the refrigeration cycle temperature could be optimized in order to better use the intermediate refrigeration level. From the analysis of the Grand composite curve (Figure 2), it appears useful to create a heat pumping effect by the integration of the refrigeration cycle. This is realized by increasing the condensation temperature of the cycle. However as the flow of the combustion gases of the cogeneration engine creates a utility pinch point (Figure 4) that defines the fuel flow, an MVR system using the steam produced during the wort evaporation will allow for a better system integration. The scheme of the mechanical vapor recompression is presented on figure 5. This will allow to reduce the high temperature heat requirement and therefore reduce the size of the cogeneration engine, allowing for high temperature heat pumping by recovering the condensation heat of the refrigeration cycle for process preheating. In addition, the cogeneration will allow to produce the mechanical power needed for the heat pumps and refrigeration cycles.

As the heat of the vapor condensation is a priori also useful to satisfy process needs (self sufficient zone on figure 2), only the useful part of the MVR has to be calculated. This is done by introducing a decision variable that represents the amount of recompressed vapor. An additional constraint (1) is therefore added to link the high pressure and the low pressure streams of the refrigeration cycle.



**Figure 5:** Mechanical vapor on the wort evaporation

$$\dot{m}_{lowpressure} + \dot{m}_{highpressure} = \dot{m}_{evaporation} \quad (1)$$

The choice of the heat pump operating conditions defines the temperature at which the heat will be made available and therefore the amount of heat that will be useful for the process. As a function of the selected level, the other utility flows will be updated by optimization. For solution 3, two heat pumps with an evaporation at 6°C(299K) and with respectively 66.5°C(340K) and 77.5°C(351K) condensation temperature are proposed and compared.

For solution 4, the second refrigeration cycle produces cold at -6 °C(299K) and optional condensing temperatures at 45 °C(318K) and 50 °C(323K) are considered.

The results of the optimised configurations, including the integration of MVR and heat pumping systems, are presented in Figures 6 and 7.

It can be seen a clear reduction of exergy losses: utility temperatures are as close as possible to the temperatures of the process energy requirements. One can also observe a drastic reduction in utility losses: for the case where the heat pump condenses at 77.5 °C (351K) : the external cooling water requirement is close to zero, indicating that the overall refrigeration heat is used as a source for satisfying the process heat.

Table 3 presents the results of the different utility integration solutions. The economical performances are calculated considering the value of energy and the CO<sub>2</sub> emissions for the electricity data given on table 2.

Combined with the heat recovery, the advanced trigeneration system offers an energy saving of up to 60 %, while reducing the electricity import by the same amount. It is important to realize that the optimal solutions depends on the equivalent CO<sub>2</sub> content of the electricity mix. In a country like Germany with heavy loaded electricity, the solutions with cogeneration only appears to be the best solution. This is justified by the substitution of the exported electricity from the grid. In a country like France, in contrary, the best solutions are the one integrating the heat pumps allowing to reduce the CO<sub>2</sub> emissions by 64%.

It is important to realize that the heat pumping and MVR solutions only justifies when these are considered together with the cogeneration unit. Adopting a holistic vision is therefore important since it may be related to considerable different investment. For example, the size of the cogeneration unit of solution 2 is of about 1400 kWe, while in the solution 5 with heat pumping, the cogeneration engine has only 467 kWe, i.e. 30% of solution 2.

Energy Resource	Unit Cost	CO <sub>2</sub> Emissions
France		
Electricity	0.0541€/kWh <sub>e</sub>	55g <sub>CO2</sub> /kWh <sub>e</sub>
Natural Gas	0.0271€/kWh <sub>LHV</sub>	231g <sub>CO2</sub> /kWh <sub>LHV</sub>
Water	0.00657€/m <sup>3</sup>	-
Germany		
Electricity	0.0927€/kWh <sub>e</sub>	624g <sub>CO2</sub> /kWh <sub>e</sub>
Natural Gas	0.0417€/kWh <sub>LHV</sub>	231g <sub>CO2</sub> /kWh <sub>LHV</sub>

**Table 2:** Cost data and CO<sub>2</sub> emissions for the electricity mix

	0	1	2	3	4
Natural Gas [kW]	3133	2088	3279	1677	1140
Electricity [kWe]	465	184	-863	-80	212
Water [kg/s]	32.0	17.1	17.1	3.2	0.2
Run. Costs FR [k€/yr]	580	332	210	205	212
TOTAL Costs FR [k€/yr]	580	332	308	274	274
TOTAL CO2 FR* [ton/yr]	3767	2459	3544	1912	1372
Run. Costs GER [k€/yr]	910	520	283	312	336
TOTAL Costs GER [k€/yr]	910	520	380	381	398
TOTAL CO2 GER* [ton/yr]	5277	2987	1094	1686	1976

0 : Reference

1 : Heat recovery and boiler

2 : Heat recovery and cogeneration engine

3 : Heat recovery, cogeneration, mechanical vapor recompression and heat pump at T<sub>cond</sub>=66.5°C4 : Heat recovery , , cogeneration, mechanical vapor recompression and heat pump at T<sub>cond</sub>=77.5°C

Total Yearly Costs = Operating Costs+Annualised Investment (interest rate=5%, payback time=15 years)

**Table 3:** Summary of the results

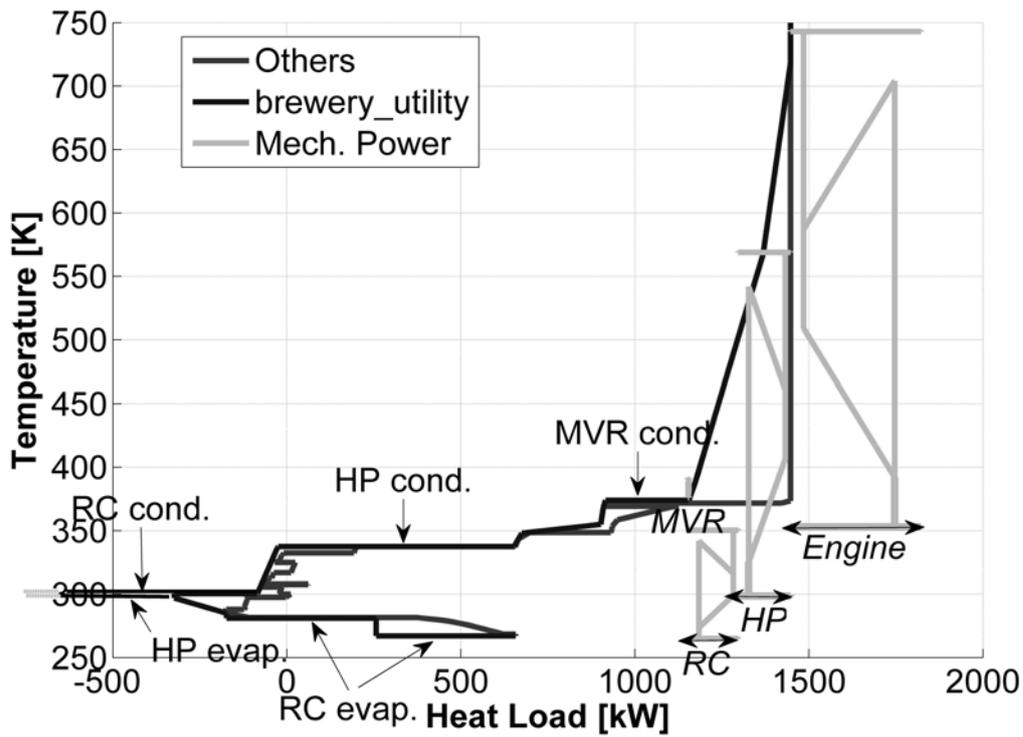


Figure 6: CHP System+MVR, Heat Pump Condensing at 66.5°C, COP=5.37 (solution 3)

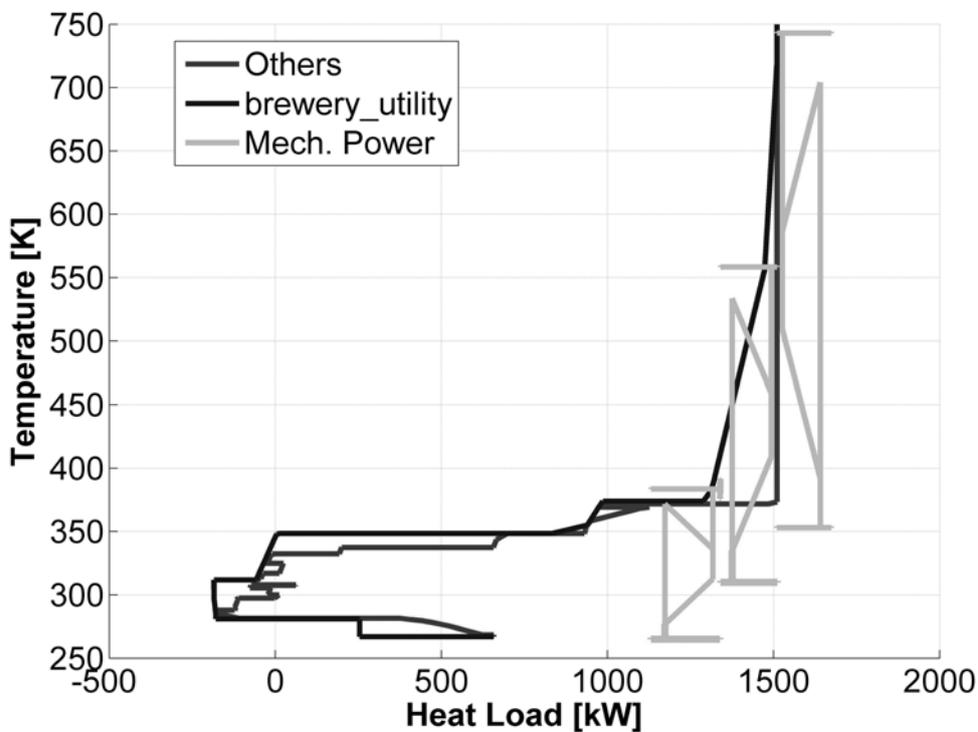
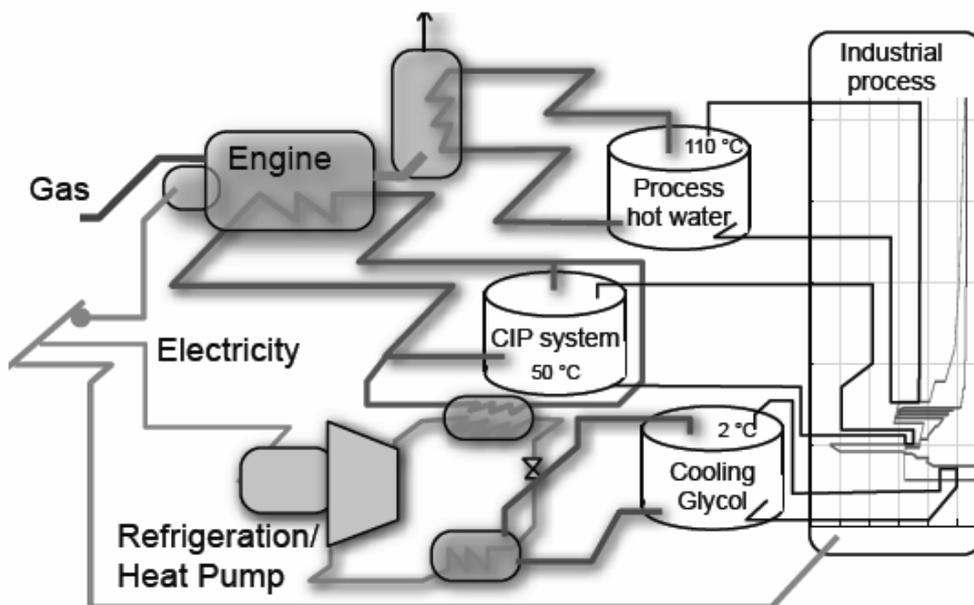


Figure 7: CHP System+MVR, Heat Pump Condensing at 77°C, COP=5.71 (solution 4)

## Perspectives of the integration of the trigeneration system

The approach presented above is based on the time averaging approach that allows to consider that all the streams are simultaneous. Considering the batch operation dimension requires the adaptation of the approach to integrate in the analysis the calculation of the storage tanks that are required to make the heat recovery feasible. When studying the trigeneration system integration, it will be necessary to size the tanks not only to allow the heat recovery but also to take opportunities from the electricity market. The trigeneration system is indeed a way of storing electricity from the grid in the form of heat or cold. The heat or cold storage also allows the cogeneration unit to play the role of the peak shaving.

The final configuration is presented on figure 8. The optimization method based on a multiobjective optimization strategy as presented by Weber et al. ([11]) allows to design the trigeneration system and the storage tanks considering the use of a predictive optimal management strategy. In addition, methods like the one proposed by Collazos et al. ([?]) can be used to implement the predictive optimal management strategy in a control system.



*Figure 8: Storage tank system configuration*

## Conclusion

The optimal integration of heat pumping systems is realized in several steps. The first step is the definition of the requirement followed by the definition of the heat recovery potential between the hot and the cold streams of the process. This step is mandatory since it allows to define the heating and cooling requirement to be satisfied by the energy conversion system. The units of the energy conversion system is sized by first identifying the possible heat pumping options based on the analysis of the Grand composite curve of the system. The

configuration of the system is then defined by applying an optimization model that calculates the best flows in the system. It has been demonstrated that the proper analysis of the trigeneration system requires to account for the possible integration, not only at the level of the process, but also at the level of the possible integration of the conversion system itself. The example presented shows that the combination of a refrigeration cycle where the condensation heat is used as a heat pump to preheat the process streams with a mechanical vapor recompression system that allows for utilizing the heat of the cogeneration unit by removing a utility pinch point, allows to reach an energy saving of about 60 %, as well as the corresponding CO<sub>2</sub> emissions. The configuration of the trigeneration system is influenced by the value of the electricity mix in equivalent primary energy or of the CO<sub>2</sub> emissions. In countries with high value of electricity and high CO<sub>2</sub> content, the preferred solution corresponds to the use of cogeneration due to the benefit of the substituted grid electricity. In countries with more attractive electricity prices, highly integrated heat pumping solutions combined with smaller cogeneration units will be preferred.

## Acknowledgment

The author recognizes here the contributions of Helen Becker [4] and Monika Dumbliauskaite [6].

## References

- [1] H. Becker and F. Maréchal. Energy integration of industrial sites with heat exchange restrictions. *Computers and Chemical Engineering*, 37:104–118, Feb. 2012.
- [2] H. Becker and F. Maréchal. Targeting industrial heat pump integration in multi-period problems. *Computer Aided Chemical Engineering*, 31(11th International Symposium on Process Systems Engineering-PSE2012):415–419, 2012.
- [3] H. Becker, G. Spinato, and F. Maréchal. A Multi-Objective Optimization Method to integrate Heat Pumps in Industrial Processes. In *Computer Aided Chemical Engineering series European Symposium on Computer Aided Process Engineering-21*, 2011.
- [4] H. C. Becker. *Methodology and Thermo-Economic Optimization for Integration of Industrial Heat Pumps*. PhD thesis, EPFL, Lausanne, 2012.
- [5] V. R. Dhole and B. Linnhoff. Total site targets for fuel, co-generation emissions, and cooling. *Computers and Chemical Engineering*, 17(161):s101–s109, 1992.
- [6] M. Dumbliauskaite, H. Becker, and F. Marechal. Utility Optimization in a Brewery Process Based on Energy Integration Methodology. In *23rd International Conference*

on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2010), 2010.

- [7] F. Marechal and D. Favrat. Combined Exergy and Pinch Analysis for Optimal Energy Conversion Technologies Integration. In ECOS 2005, 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Trondheim, Norway, volume 1 of ECOS 2005, pages 177–184, 2005.
- [8] F. Marechal and B. Kalitventzeff. Targeting the Minimum Cost of Energy Requirements : a new graphical technique for evaluating the integration of utility systems. Computers chem. Engng, 20(Suppl.):S225–S230, 1996.
- [9] F. Marechal and B. Kalitventzeff. Targeting the integration of multi-period utility systems for site scale process integration. Applied Thermal Engineering, 23:1763–1784, Apr. 2003.
- [10] D. W. Townsend and B. Linnhoff. Heat and power networks in process design. Part 1: Criteria for placement of heat engines and heat pumps in process networks. AIChE Journal, Vol. 29, no 5, september 1983., 29(5):742–748, 1983.
- [11] C. Weber, F. Marechal, D. Favrat, and S. Kraines. Optimization of an SOFC-based decentralized polygeneration system for providing energy services in an office-building in Tokyo. Applied Thermal Engineering, 26:1409–1419, 2006.

## Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend alphabetisch aufgelistet

AZ	Arbeitszahl (COP über eine bestimmte Messdauer)
BFE	Bundesamt für Energie
BWW	Brauchwarmwasser (gleich wie WW)
COP	Coefficient of performance
eff.	effektiv
EFH	Einfamilienhaus
El. oder el.	Elektrisch
FAWA	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen
FWS	Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz
HPP	Heat Pump Program (IEA-Wärmepumpenprogramm)
Hzg.	Heizung
IEA	Internationale Energie-Agentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
RL	Rücklauf
S/W	Sole/Wasser
SP	Technischer Speicher
Temp.	Temperatur
th	thermisch
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe (meist Radiatoren oder Fussbodenheizung)
WP	Wärmepumpe
WPZ	Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum
WW	Warmwasser (gleich wie BWW)
W/W	Wasser/Wasser

## Nützliche Adressen

### Leiter BFE-Forschungsbereich Wärmepumpen und Kälte

Martin Pulfer  
Postfach  
CH-3003 Bern  
Tel. 031 322 49 06  
martin.pulfer@bfe.admin.ch

### Leiterin BFE-Marktbereich Wärmepumpen und Kälte

Rita Kobler  
Postfach  
CH-3003 Bern  
Tel. 031 323 30 14  
rita.kobler@bfe.admin.ch

[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch) oder [www.energie-schweiz.ch](http://www.energie-schweiz.ch): Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz (Informationen über Wärmepumpen-Forschung unter [www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe](http://www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe))

### Programmleitung Forschung und Entwicklung

Stephan Renz  
Beratung Renz Consulting  
Elisabethenstrasse 44  
CH-4010 Basel  
Tel. 061 271 76 36  
renz.btr@swissonline.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, [stephan.peterhans@fws.ch](mailto:stephan.peterhans@fws.ch)

Franz Beyeler, Leiter Informationsstelle, [franz.beyeler@fws.ch](mailto:franz.beyeler@fws.ch)

- Informationsstelle Wärmepumpen, Steinerstrasse 37, CH-3006 Bern, [info@fws.ch](mailto:info@fws.ch)
- Centre d'information pour les pompes à chaleur, Rue du Four 11, CH-1400 Yverdon-les Bains, [info@pac.ch](mailto:info@pac.ch)
- Centro d'informazione per le pompe di calore, Trevano, Casella postale 105, CH-6952 Canobbio, [milton.generelli@supsi.ch](mailto:milton.generelli@supsi.ch)

Internet: [www.fws.ch](http://www.fws.ch), [www.pac.ch](http://www.pac.ch), [www.app-si.ch](http://www.app-si.ch)

Wärmepumpen-Testzentrum WPZ

Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB

Werdenbergstrasse 4

9471 Buchs SG

Tel. 081 755 33 50

[wpz@ntb.ch](mailto:wpz@ntb.ch)

[www.wpz.ch](http://www.wpz.ch)

# BKW fördert Energieeffizienz

Die BKW sensibilisiert ihre Kunden bereits seit Jahren zum Thema Energieeffizienz und fördert energieeffizientes Verhalten mit vielen Aktionen und Förderbeiträgen. Kunden der BKW und deren Tochterunternehmen erhalten z.B. CHF 300 Förderbeitrag, wenn sie eine mindestens 5 Jahre alte Umwälzpumpe gegen eine hocheffiziente Umwälzpumpe ersetzen.

Mehr zu Energieeffizienz, zu den Bedingungen dieser Aktion sowie zu weiteren Aktionen und Angeboten der BKW finden Sie unter [www.bkw.ch/umwaelpumpen](http://www.bkw.ch/umwaelpumpen).

CHF 300  
Förderbeitrag für  
hocheffiziente  
Umwälzpumpen

 **BKW**