

Perspektiven und Entwicklungstendenzen für Solares Kühlen

Prof. Dr. Ursula Eicker

Zentrum für angewandte Forschung nachhaltige Energietechnik zafh.net
Fachhochschule Stuttgart - Hochschule für Technik, Fachbereich
Bauingenieurwesen, Bauphysik und Wirtschaft, Schellingstrasse 24,
D-70174 Stuttgart, Tel.: +49/(0)711/121-2831, Fax: +49/(0)711/121-2698
e-mail: ursula.eicker@hft-stuttgart.de, Internet: <http://www.fht-stuttgart.de>

Sowohl der Kälte- als auch der solarthermische Markt in Europa und Weltweit weist jährliche Wachstumsraten von mehreren Prozent auf, im ersten Fall verursacht durch steigende Komfortansprüche, im zweiten durch zunehmendes Umweltbewusstsein oder politische Vorgaben. Das Europäische Weißbuch für erneuerbare Energien hat als Zielsetzung für 2010 eine Kollektorfläche von 100 Millionen Quadratmeter vorgegeben, davon werden nach bisherigen Prognosen etwa die Hälfte in Deutschland installiert sein. Bereits heute liegt die in Deutschland installierte Kollektorfläche deutlich höher als in den anderen europäischen Ländern.

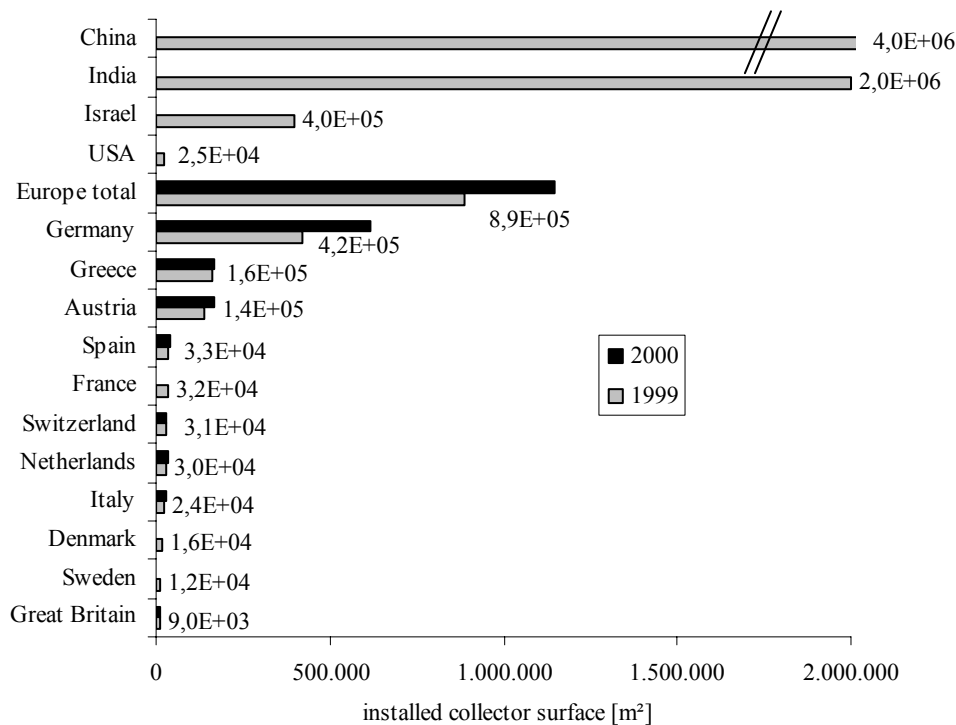


Abbildung 1: installierte Kollektorflächen weltweit.

Neben der Trinkwarmwasserbereitung stehen jedoch für die Abnahme von Solarwärme im Sommer im Regelfall keine Verbraucher zur Verfügung, so dass die thermischen Anlagen oft stillstehen. Eine kostenaufwändige Lösung ist die saisonale Speicherung der sommerlich anfallenden Wärme bis zur Heizperiode, womit jedoch Speicher in der Größenordnung von 1,5 - 2 m³ pro Quadratmeter Kollektorfläche erforderlich werden. Eine wesentlich interessantere Möglichkeit ist die zeitnahe Verwendung der Wärme zur Nutzkälteerzeugung durch thermische Kühlverfahren. Durch die ganzjährige Nutzung der Solarwärme kann der Energieertrag und die Wirtschaftlichkeit der solarthermischen Anlagen deutlich gesteigert werden.

Energetische Klassifizierung von Klimatisierungsverfahren

Aus energetischer, ökologischer und meist auch ökonomischer Perspektive ist die passive Klimatisierung von Gebäuden vorteilhaft, da ohne Technik- oder Energieeinsatz eine nächtliche Auskühlung der Speichermassen durch Querlüftung und Thermik erfolgt. Für eine effiziente Nachtlüftung ist oft jedoch der Nutzer gefordert, um durch zeitlich korrektes Bereitstellung der Öffnungsquerschnitte eine konsequente Durchströmung der Räume zu ermöglichen. Sicherheitsbedenken und Einbruchssicherung verhindern jedoch vor allem in den unteren Geschossen große Querschnitte, so dass die notwendigen nächtlichen Luftwechsel vor allem bei rein passiver Nachtlüftung in vielen Fällen nicht erreicht werden.

Nach gängigen Arbeitsstättenrichtlinien dürfen die Raumlufttemperaturen 26°C nur im Ausnahmefall hoher Außentemperaturen überschreiten, nach der deutschen Wärmeschutznorm DIN 4108-2 dürfen in Abhängigkeit von der Klimaregion maximal 10% der Arbeitsstunden Raumtemperaturen über 25 , 26 oder 27°C aufweisen. Zunächst soll daher anhand von detaillierten Messreihen des zafh.net Stuttgart an einem hocheffizienten Passivverwaltungsgebäude geklärt werden, bis zu welcher Wärmelast eine rein passive Nachtkühlung ausreicht und welche Luftwechsel hierfür erforderlich sind.

Um ein zuverlässigeres Einstellen dieses Luftwechsels zu erreichen, wird häufig ein mechanisches Abluftsystem verwendet. Vorteilhaft ist der geringere Nutzereinfluss und die bessere Regelbarkeit (vor allem auch zeitlich) der nächtlichen Lüftung. Tagsüber kann ein Erdreichwärmetauscher zur Vorkühlung der Außenluft verwendet werden.

Weitere Kühlmöglichkeiten mit geringem Primärenergieeinsatz basieren auf der Wärmeabfuhr ins Erdreich durch wassergeführte Systeme (Erdsonden), meist in Kombination mit einer Betonkernaktivierung betrieben. Für Kühlanwendungen sind Erdsondentiefen zwischen 50 und 100m typisch, die Leistungsabgabe der Sonden liegt bei trockenem Erdreich zwischen $10\text{-}30\text{W/m}$, in grundwasserführenden Schichten zwischen $30\text{-}60\text{W/m}$ und maximal bei 80W/m im Grundwasser. Die minimal erreichbaren Temperaturen bei einer direkten Durchströmung des Erdreichs sind von der mittleren Jahresaußentemperatur sowie der Bebauungsstruktur abhängig: in etwa 15m Tiefe liegt die Erdreichtemperatur etwa bei der Jahresmitteltemperatur plus 1K, unterhalb 15m steigt die Erdreichtemperatur im Schnitt um 3°C pro 100m, in Stuttgart um 4°C pro 100m und in Gebieten mit thermischer Anomalie um bis zu 10°C pro 100m (Bad Urach). Oberhalb 15m ist die Erdreichtemperatur von schwankender Lufttemperatur, Sonneneinstrahlung, Niederschlägen etc. beeinflusst und liegt im städtischen Raum deutlich höher als bei ländlichen Freiflächen. So sind in Grosstädten Temperaturen oberhalb 15°C in den ersten 5m im Sommer typisch. Die Temperaturen des Kühlwassers liegen somit typisch zwischen $15\text{-}20^{\circ}\text{C}$. Zusammen mit niedrigen Wärmeübertragungskoeffizienten zwischen Decke und Raumluft können nur relativ geringe Wärmelasten von etwa 20 W/m^2 abgeführt werden.

Niedrigere Kaltwasservorlauftemperaturen können nur durch den Einsatz aktiver Kältemaschinen erzielt werden, entweder mit elektrischem Antrieb oder thermisch betrieben. Für die Untersuchung der Energieeffizienz von Klimatisierungskonzepten

kann folgende Reihenfolge von Systemen in Richtung ansteigenden Primärenergieaufwandes aufgestellt werden:

Passive Nachtlüftung durch Querlüftung und Thermik
 Passive Nachtlüftung mit Abluftanlage
 Erdreichwärmetauscher zur Frischluftvorkühlung am Tag über mechanische Lüftungsanlage
 Erdsonden mit Betonkernaktivierung
 Thermische Absorptions-, Adsorptions- oder Sorptionskälte
 Elektrische Kompressionskälte

Passive Gebäudeklimatisierung über Nachtlüftung

Als Grenzwert für die rein passive Nachtkühlung werden für Schweizer und Deutsche Klimaverhältnisse maximal abführbare Wärmelasten von $150 \text{ Wh/m}^2\text{d}$ angegeben (Zimmermann, 2003). Um diese Wärmelast nachts abführen zu können, muss die Außenlufttemperatur die Raumtemperatur mindestens um 5 K während einer Dauer von wenigstens 6 h pro Nacht und einem Luftwechsel von etwa 5 h^{-1} unterschreiten. Bei sehr kühlen Sommernächten mit Nachttemperaturen unter 16°C können nach Zimmermann auch $250 \text{ Wh/m}^2\text{d}$ abgeführt werden.

An einem Passivverwaltungsbau des Ingenieurbüros Lamparter in Weilheim/Teck wurden vom zafh.net Stuttgart umfangreiche Messungen zum sommerlichen Verhalten des Gebäudes durchgeführt. Neben mehrjährigen Temperaturmessungen wurden im sehr heißen Sommer 2003 während insgesamt 170 h Tracergasmessungen zur Bestimmung des tatsächlichen nächtlichen Luftwechsels durchgeführt. An diesem detailliert vermessenen Gebäude soll geklärt werden, inwieweit eine rein nutzerkontrollierte passive Nachtlüftung zu komfortablen sommerlichen Bedingungen in den Arbeitsräumen führt.

Die mittlere sommerliche Außentemperatur im Jahr 2003 liegt 3.2 K höher als der langjährige Mittelwert. Sowohl in den Nordost- als auch in den Südwestbüros wird die Raumtemperatur von 26°C während 230 h überschritten. Bezogen auf die Jahresbetriebsdauer von 2530 h entspricht dieser Wert einer Übertemperaturhäufigkeit von 9.4% , also gerade unterhalb der Anforderungen der DIN 4108. In den vermessenen Jahren 2001 und 2002 liegen lediglich 2.4 bzw. 2.2% der Betriebsstunden oberhalb 26°C .

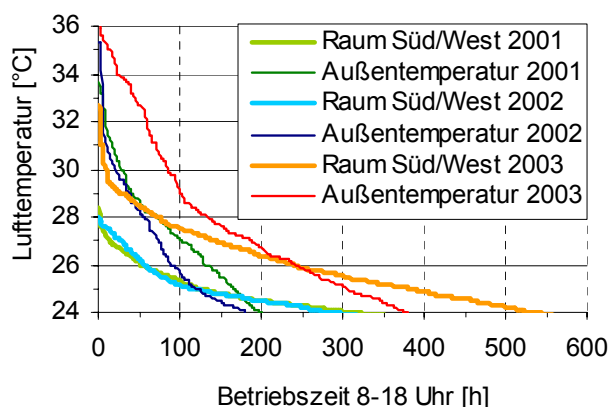


Abbildung 2: Temperaturdauerlinie für Außen- und Raumtemperaturen im Verwaltungsbau Lamparter.

	>30°C		>27°C		>26°C		>25°C	
N/O 2001	0	0,0%	8	0,3%	48	1,9%	147	5,8%
S/W 2001	0	0,0%	12	0,5%	51	2,0%	119	4,7%
N/O 2002	0	0,0%	32	1,3%	61	2,4%	117	4,6%
S/W 2002	0	0,0%	28	1,1%	55	2,2%	118	4,7%
N/O 2003	5	0,2%	120	4,7%	231	9,1%	366	14,5%
S/W 2003	9	0,4%	143	5,7%	239	9,4%	381	15,1%

Tabelle 1: Anzahl der Stunden mit Übertemperaturen und prozentualer Anteil an den Gesamtbetriebsstunden.

Nur an vernachlässigbar wenigen Stunden liegt die Raumtemperatur oberhalb 30°C, immerhin liegen aber zwischen 120 und 143h, d.h. mehr als 15 Arbeitstage, oberhalb 27°C.

Die gemessenen Luftwechselraten liegen im Mittel aller Nachtmessungen bei $9.3h^{-1}$ bei einer mittleren Windgeschwindigkeit von 1.1 m/s. Dieser Wert ist hoch und sollte für eine ausreichende nächtliche Abkühlung sorgen – in thermischen Simulationsprogrammen wird meist ein fünffacher Luftwechsel als ausreichend angesehen.

Die Windrichtung liegt in über 90% der Fälle zwischen Ost- und Südrichtung mit im Lauf der Nacht abnehmender Windgeschwindigkeit. Eine genaue Analyse der Strömungsverhältnisse mit Nebelversuchen im Gebäude zeigt, dass der hohe Luftwechsel auch bei geringen Windgeschwindigkeiten durch Querlüftung dominiert ist und der thermische Auftrieb vor allem in den Büros des Obergeschosses vernachlässigbar ist. Die neutrale Zone liegt aufgrund zu geringer Öffnungsquerschnitte im Dachgeschoss auf Höhe des Obergeschosses und reduziert das auftriebsbedingte Einströmen kühler Nachtluft. Problematisch ist vor allem die ungünstige Anströmung der Decke. Durch Infrarotaufnahmen und Wärmestrommessungen an der Betondecke konnte gezeigt werden, dass die Kaltluft in Fensternähe schnell abfällt und durch die Türöffnung zum Flur am Boden entlang strömt. Nur ein Teil der Decke wird somit effektiv angeströmt und kann zur Lastabfuhr beitragen. Der Bereich der Decke direkt an der Fensteröffnung sowie der Boden kühlt während einer warmen Sommernacht um etwa 1.5K aus, vom Fenster entfernte Deckenbereiche nur um etwa 1K.

Uhrzeit	T _{Luft}		Boden zum Flur	Decke Raummitte	Decke fensternah	Decke Fenster direkt	Fensteröffnung
	T _{aus} [°C]	T _{OGN} [°C]	T _{obf,Boden} [°C]	T _{obf,Decke} [°C]	T _{obf,Decke} [°C]	T _{obf,Decke} [°C]	
20. ⁰⁰	29,3	28,8	26,7	29,1	28,4	28,0	tagsüber Fenster OG Nord auf, Deckentemperatur überall gleich
22. ⁰⁰	25,3	28,7	26,7	29,0	28,3	27,8	OG alle Fenster auf, RWA zu
00. ¹⁰	23,5	28,5	26,6	28,9	28,1	27,2	OG alle Fenster auf, RWA zu
00. ⁵⁰	23,1	27,5	26,5	28,8	28,0	26,7	OG alle Fenster auf, RWA auf
3. ⁰⁰	21,2	26,2	26,1	28,4	27,8	26,2	OG alle Fenster auf, RWA auf
5. ⁰⁰	19,8	26,3	25,6	28,0	27,5	25,8	OG alle Fenster auf, RWA auf
7. ¹⁰	19,7	26,1	25,2	27,7	27,2	25,4	OG alle Fenster auf, RWA auf
9. ³⁰	22,6	26,7	25,3	27,9	27,3	26,5	OG alle Fenster auf, RWA auf

Tabelle 2: Entwicklung von Außen- und Innenlufttemperaturen sowie verschiedener Oberflächentemperaturen bei passiver Nachtlüftung am 8.8.-9.8.2003. Die RWA-Klappe dient als Lüftungsklappe und befindet sich im Dachgeschoss

Die gleichzeitig gemessenen Luftwechsel folgen der externen Windgeschwindigkeit und variieren zwischen 6 und 14 pro Stunde.

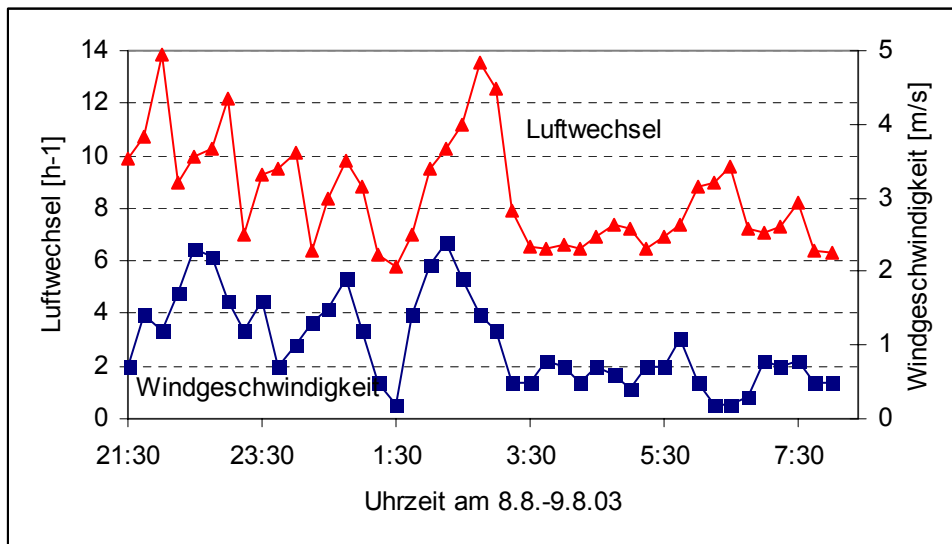


Abbildung 3: gemessene Luftwechsel und Windgeschwindigkeiten im Messzeitraum 8.8.-9.8.03

Erst bei deutlicher Nachttemperaturabsenkung können Auskühlungen um 3-4K erreicht werden, jedoch ist auch hier ein sehr deutlicher Abfall der Wärmeübertragung zwischen Fensternähe und Raummitte zu verzeichnen.

Uhrzeit	T _{aussen} [°C]	T _{Luft, OGN} [°C]	Boden zum Flur	Decke Raummitte	Decke fensternah	Decke Fenster direkt	Fensteröffnung
			T _{obf, Boden} [°C]	T _{obf, Decke} [°C]	T _{obf, Decke} [°C]	T _{obf, Decke} [°C]	
20. ⁰⁰	26,0	25,5	24,2	25,0	25,0	25,0	tagsüber Fenster OGN auf, Deckentemperatur überall gleich
23. ³⁰	18,0	25,1	24,1	25,1	24,2	23,1	OGN ab 20.00 zu
00. ¹⁰	16,8	25,2	24,1	25,1	24,2	23,2	OGN seit 20 min auf, RWA zu, OG Süd zu
00. ⁵⁰	16,2	23,7	24,0	25,0	23,5	22,9	OGN 1h auf, RWA zu, OGS zu
3. ⁰⁰	15,6	22,2	22,5	24,3	22,7	20,8	OGN auf, RWA auf, OGS zu
5. ⁰⁰	14,2	20,5	22,0	24,1	22,1	20,8	OG alles auf, RWA auf
7. ¹⁰	13,2	22,3	21,6	24,0	22,6	21,6	OG alles auf, RWA auf
8. ⁵⁰	17,6	22,7	21,8	23,8	22,4	21,4	OG alles auf, RWA zu

Tabelle 3: Temperaturabsenkung bei passiver Nachtlüftung mit stark abfallenden Außentemperaturen am 22.-23.8.2003.

Im Zeitraum zwischen 0:50h und 3:00h wurden sehr hohe Luftwechsel gemessen, die nur durch eine Auftriebsströmung verursacht sein können, da die gegenüberliegenden Öffnungen im Obergeschoss Süd geschlossen waren.

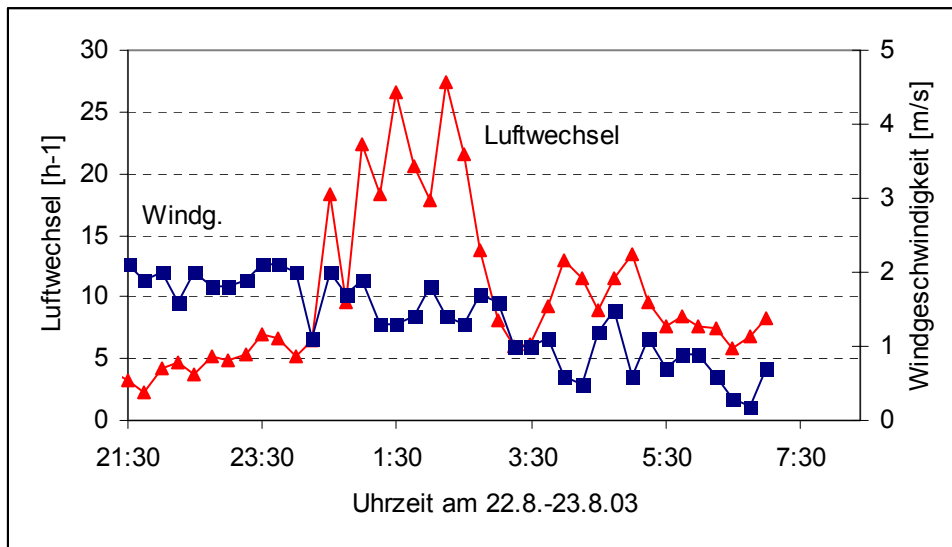


Abbildung 4: Windgeschwindigkeit und Luftwechsel im Messzeitraum 22.-23.8.03.

Die von der Decke nachts abgegebene Wärmemenge liegt lediglich bei 15-20 Wh/m²d, die tagsüber aufgenommene Wärme liegt etwa bei 45-50 Wh/m²d. Auffällig sind die sehr geringen Temperaturdifferenzen zwischen Deckenoberfläche und Raumlufttemperatur, die hier deckennah gemessen wurde (40 cm unterhalb der Decke). Dieses ist auf die geringen Strömungsgeschwindigkeiten und Luftaustausch im Deckenbereich bei zunehmender Entfernung vom Fenster zurückzuführen.

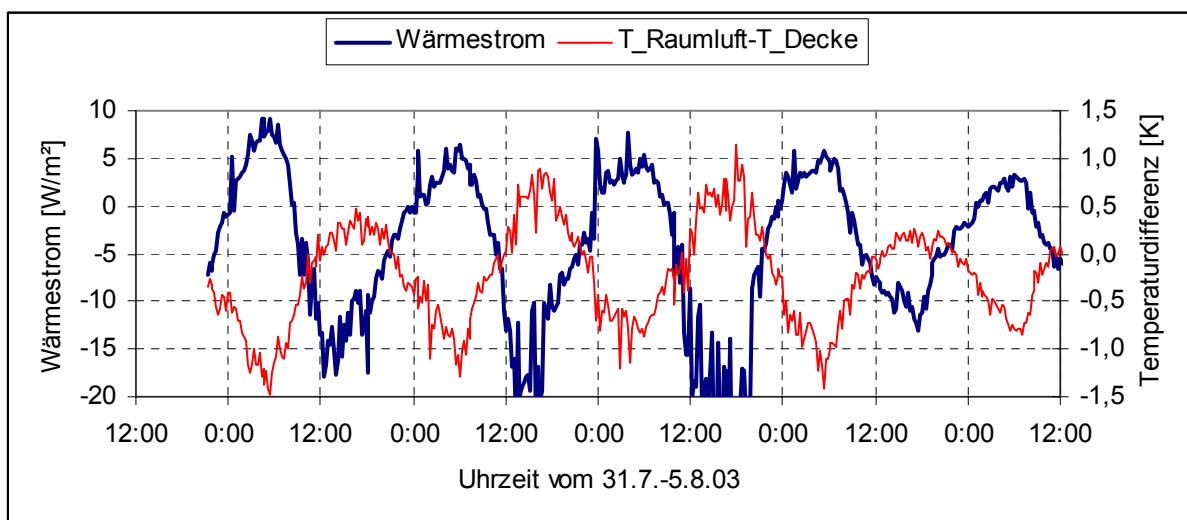


Abbildung 5: gemessene Wärmeströme und Temperaturdifferenz zwischen Raumluft (40 cm unterhalb der Decke gemessen) und Oberflächentemperatur der Decke.

Die Übersicht von Aussenlufttemperaturen und Raumlufttemperaturen eines Nord- und Südbüros im Obergeschoss über die 14 tägige Hitzeperiode zeigt, dass die vorhandene Speichermasse die Lastspitzen zwar dämpft, aufgrund ungenügender

nächtlicher Wärmeabfuhr jedoch eine zunehmende Erwärmung der Räume stattfindet.

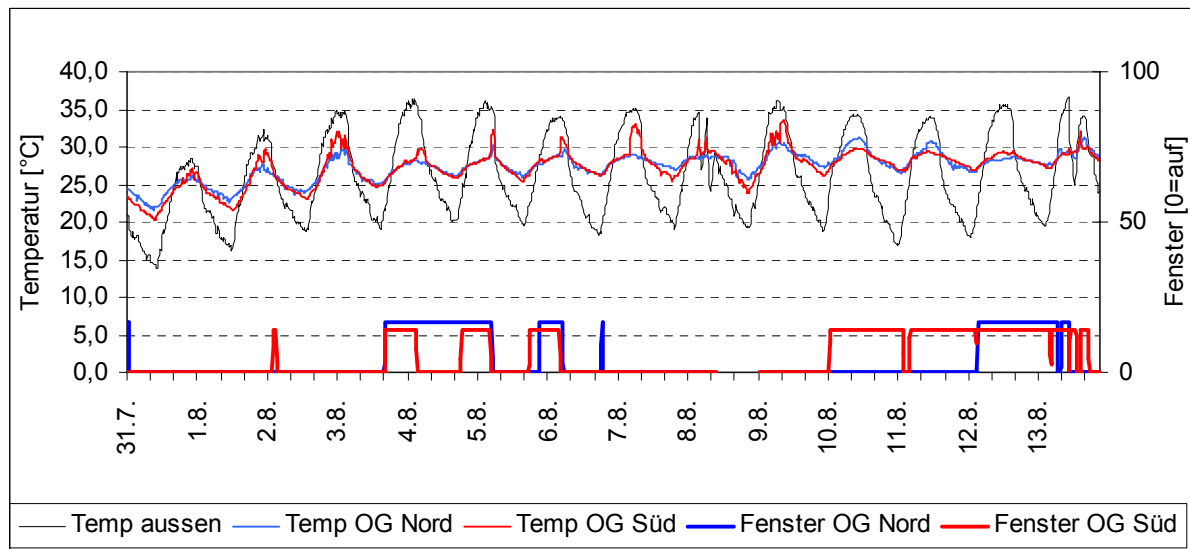


Abbildung 6: Temperaturverläufe in zwei Büroräumen des Passivhauses Lamparter während der Hitzeperiode im August 2003.

Die Uneffizienz der nächtlichen Entladung der Speichermasse zeigt sich dann besonders während der anschließenden Auskühlungsphase in der zweiten Augushälfte. Trotz niedrigen nächtlichen Aussentemperaturen und hohen nächtlichen Luftwechselln kühlen die Büroräume nur sehr langsam aus.

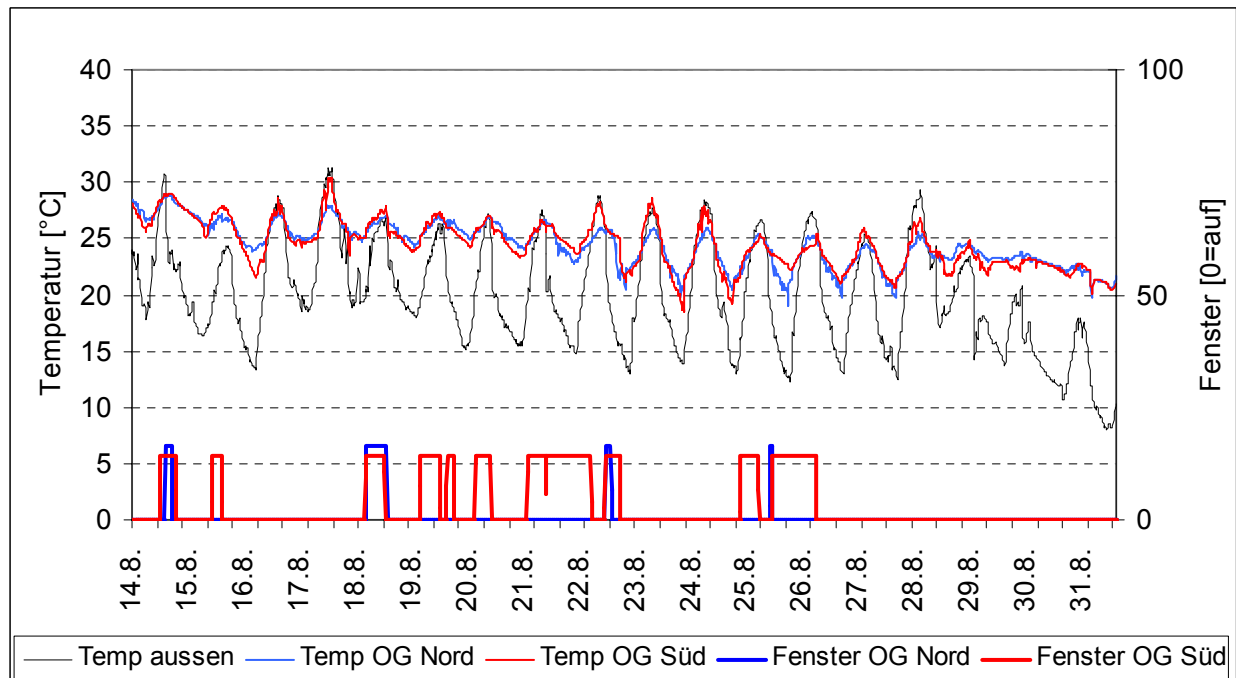


Abbildung 7: Auskühlung der Büroräume in der zweiten Augushälfte im Passivhaus Lamparter.

Als Fazit ergibt sich, dass neben hohen Luftwechselln verstärkt auf die Strömungsoptimierung der Nachtluft geachtet werden muss, um signifikante Kühllasten abführen zu können.

Auch bei einer ventilatorgetriebener Abluftanlage muss auf eine gute Anströmung der Decke geachtet werden. Die erreichbaren Wärmelasten, die über passive Nachtkühlung abgeführt werden können, werden von thermischen Gebäudesimulationsprogrammen oft überschätzt.

Erdreichwärmetauscher zur Frischluftvorkühlung

Luftgeführte Erdreichwärmetauscher sind hocheffiziente Kälteerzeuger, da mit geringem Stromaufwand für Ventilatoren die notwendige Frischluft um mehr als 10K gekühlt werden kann. Durch die Beschränkung der Luftmenge auf die notwendige Frischluftmenge können allerdings nur begrenzte Beiträge zur Lastabfuhr erbracht werden. Im Bürogebäude Lamparter betrug die mittlere Kühlenergie des Erdreichwärmetauscher in der Sommerperiode 2003 für das Süd/West Büro beispielsweise 24 Wh pro m² und Tag bei gesamten internen Lasten von 131 Wh/m²d. Mit einer gemessenen Jahresarbeitszahl von 46 wird die Energieeffizienz des Erdreichwärmetauschers verdeutlicht.

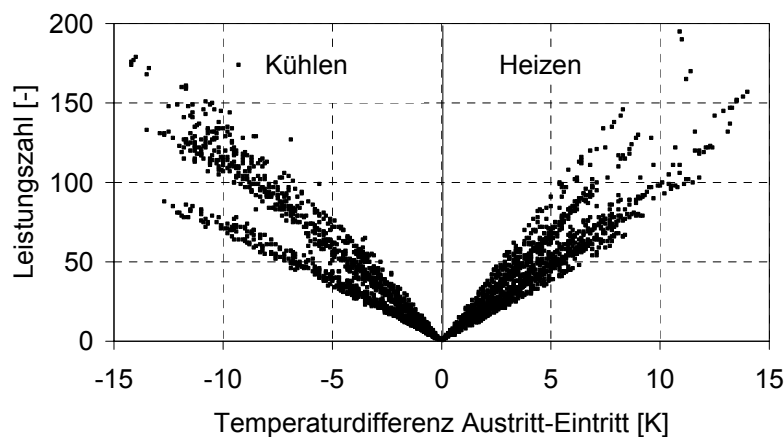


Abbildung 8: Leistungsanzahl des Erdreichwärmetauschers im Verwaltungsbau Lamparter. Der Jahresenergieertrag für Heizen und Kühlen beträgt 4965 kWh, die elektrische Stromaufnahme 109 kWh. Heizenergie des EWT 2400 kWh, Betriebszeit Heizen 1780 h, Kühlenergie des EWT 2565 kWh.

Marktsituation Kälte- und Solartechnik

Weltweit werden heute etwa 100 Millionen stationäre elektrische Kälteanlagen verkauft, dazu kommen 35 Millionen mobile Einheiten (Reichelt, 2000). Im Gegensatz dazu werden nur etwa 10.000 Absorptionskältemaschinen weltweit produziert, 85% davon in Asien (Japan, China, Indien und Korea).

Italien dominiert in den Absatzzahlen sowie in der Eigenproduktion von elektrisch angetriebenen Kältemaschinen: im kleinen Leistungsbereich bis 12 kW Kälteleistung wurden 1996 etwa 460.000 Geräte hergestellt und knapp 450.000 Einheiten verkauft mit 4.25 GW Spitzenleistung und 4394 GWh elektrischem Energiebedarf; insgesamt waren über 2 Millionen Einheiten im Einsatz (Adnot, 1999). Die Absatzzahlen vor allem kleiner Mini-split Geräte steigt rasant: in Griechenland hat sich die Anzahl verkaufter Einheiten von 1996 bis 2000 auf 400.000 verdreifacht und der Stromverbrauch steigt jährlich um 3-4% (Tsoutsos et al, 2003). Das Marktvolumen allein in Griechenland betrug 117 Millionen Euro in 2000. Der europäische Gesamtmarkt für Raumklimatisierung umfasste 1996 insgesamt 1,6 Millionen

verkaufte Geräte. Im Wohnungsbau ist die Marktdurchdringung von Kältemaschinen in Europa mit etwa 2% der Haushalte sehr gering verglichen mit 70% aller Haushalte in Japan und 55% in den USA.

Zentrale Kälteanlagen werden vor allem im Verwaltungs- und Industriebau sowie in kommerziellen Gebäuden eingesetzt.

In Deutschland werden jährlich etwa 1000 Gebäude mit Vollklimaanlagen ausgestattet, von denen etwa 1/3 Altanlagen ersetzen. Dieses entspricht einer jährlich installierten Kälteleistung von 500 MW_{th}. Die gesamte bisher installierte Kälteleistung inklusive Industrie wird auf etwa 20 GW_{th} geschätzt (Schönberg et al, 1998). Insgesamt werden knapp 1000 Absorptionskälteanlagen mit einer Gesamtkälteleistung von 1 GW_{th} betrieben, davon etwa die Hälfte in Industriebetrieben mit billiger Abwärmenutzung.

In Griechenland werden jährlich etwa 250 MW_{th} zugebaut mit einer gesamten installierten Kälteleistung von 2,5 GW (Papadopoulos, 2003). Der hohe Zuwachs sommerlicher elektrischer Spitzenleistungen erfordert einen teuren Ausbau der Stromversorgung, da die Verteilungsnetze immer häufiger überlastet werden (Blackouts Kalifornien, Griechenland, Italien..).

Solar betriebene Kältemaschinen sind jedoch noch nicht wirtschaftlich. Die solarthermische Anlage ist der größte Kostenfaktor, die Betriebs- und Wartungskosten sind niedriger als bei konventionellen Anlagen, die Investitionskosten aufgrund der geringen Stückzahlen höher (Grossmann, 2001). Allerdings liegen die Mehrkosten teilweise nur noch geringfügig über den Kosten einer konventionellen Anlage: für eine sorptionsgestützte Klimaanlage in einer Spritzgussfabrik in Althengstett wurden Mehrkosten von nur 6% ermittelt (Schneider, 2003). Aufgrund des hohen Kostenanteils der solarthermischen Anlage sind hohe Nutzungsdauern entscheidend für die Anlagenwirtschaftlichkeit. Typische Volllaststunden von nur 800-1000h in Verwaltungsbauten und kommerziellen Gebäuden für die Klimatisierung sind gering gegenüber den Heizstunden von etwa 2500h. Eine ganzjährige Energienutzung der erneuerbaren Energiequellen ist unabdingbar.

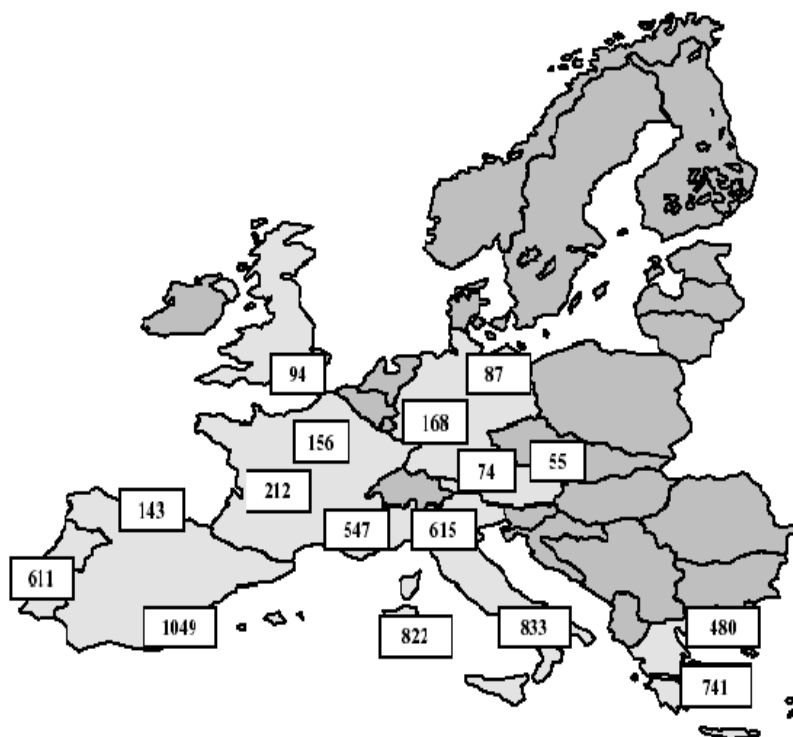


Abbildung 9: Anzahl der Stunden mit Klimatisierungsbedarf im Wohnungsbau (Adnot, 1999).

Um die Gesamtkosten thermischer Kühlung zu reduzieren geraten zunehmend Abwärme- oder Prozesswärmenutzungen ins Blickfeld: bis 2010 soll der Anteil von Kraft-Wärmekopplungsanlagen in Europa auf 18% der Stromerzeugung gesteigert werden – die Wärmenutzung im Sommer ist auch hier notwendige Voraussetzung für einen wirtschaftlichen Betrieb. In Deutschland stellt die Kraft-Wärmekopplung bereits 14% der Bruttostromerzeugung bereit (Nitsch, 2004): Das Potential für Kraft-Wärme-Kältekopplung (KWKK) in Deutschland wird auf etwa 2-3 GW_{th} geschätzt, davon ist etwa ein Zehntel realisiert (Schönberg, 1998).

Energieverbrauch und –effizienz von Kältemaschinen

Der stark wachsende weltweite Kältemarkt führt aufgrund der dominierenden elektrischen Anlagentechnik zu steigenden Stromverbräuchen insbesondere im Sommer.

Nach einer Studie für die Europäische Kommission ist der Stromverbrauch durch Gebäudeklimatisierung mit kleinen Kältemaschinen von 1990 bis 1996 von jährlich etwa 1.500 GWh auf 11.000 GWh gestiegen, mit konservativen Annahmen bezüglich Marktwachstum werden 2010 knapp 30.000 GWh verbraucht und 2020 bereits 44.000 GWh. Die damit verbundenen CO₂ Emissionen steigen damit im Zeitrahmen des Kyoto-Protokolls von 1990 bis 2010 um einen Faktor 20 auf 12 Millionen Tonnen jährlich (Adnot, 1999).

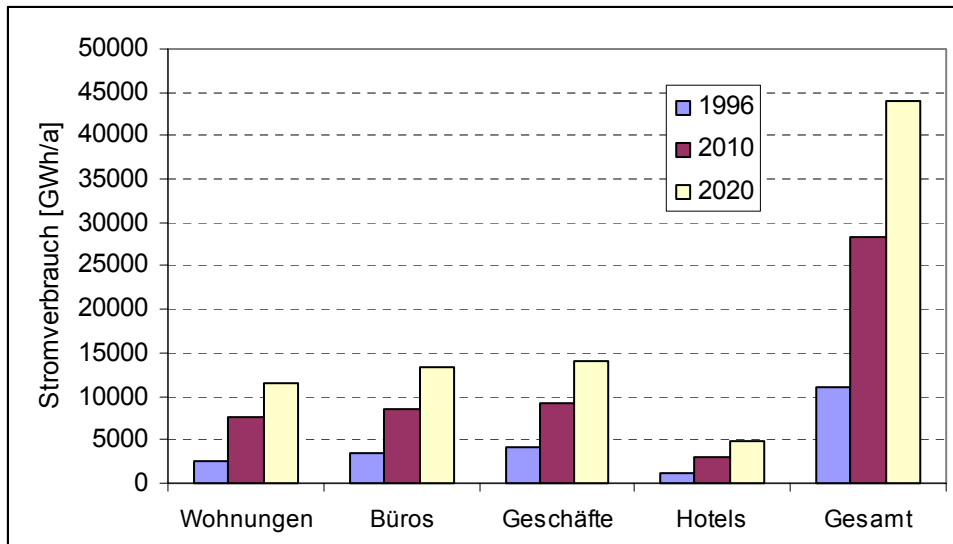


Abbildung 10: Prognostizierte Entwicklung des jährlichen Stromverbrauchs für Raumklimatisierung nach Gebäudetypen in Europa (nur Kälteleistungen kleiner 12 kW).

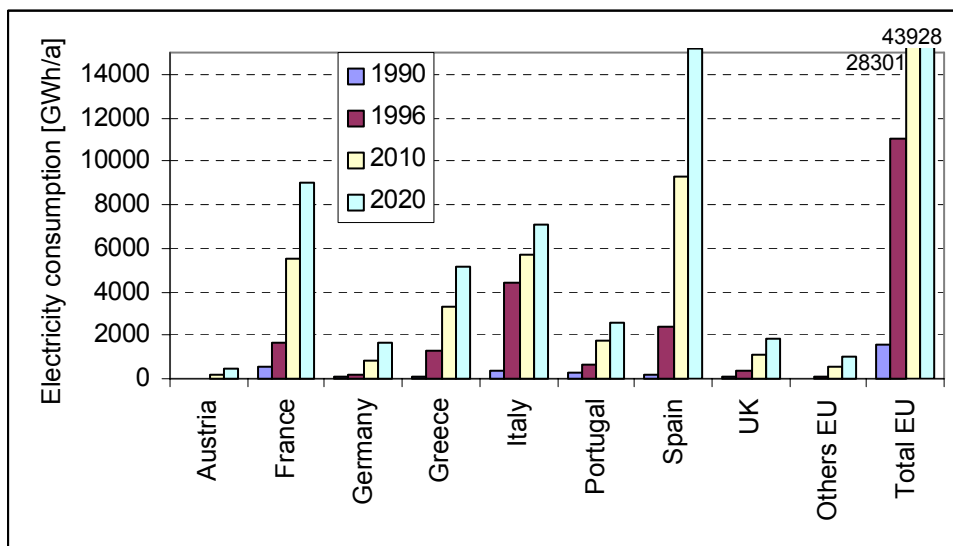


Abbildung 11: Entwicklung des Stromverbrauchs durch Raumklimatisierung in europäischen Ländern (nur Kälteleistungen kleiner 12 kW).

Die Energieeffizienz elektrischer Kältemaschinen wird in EN814 als Verhältnis von Nutzkälteleistung $P_{Kälte}$ [W] zu elektrischer Antriebsleistung $P_{Antrieb}$ [W] definiert und als EER (energy efficiency ratio) bezeichnet. Gebräuchlich ist auch die Leistungszahl COP (coefficient of performance) aus der Wärmepumpentechnik. Durch die Umrechnung der elektrischen Energie in Primärenergie mit dem jeweiligen nationalen Stromwirkungsgrad η_{um} erhält man eine primärenergiebewertete Kennzahl, mit denen elektrische und thermisch angetriebene Kältemaschinen verglichen werden können.

$$COP_{End} = \frac{P_{Kälte}}{P_{Antrieb}} \quad COP_{Primär} = \frac{P_{Kälte}}{P_{Antrieb} / \eta_{Um}}$$

Während die besten wassergekühlten elektrischen Kompressionskältemaschinen Leistungszahlen von 5-6 erreichen, liegt der europäische Durchschnitt der etwa 7,5 Millionen Kleinkälteanlagen deutlich unter 3. Die Splitgeräte mit etwa 70% Marktanteil haben luftgekühlt durchschnittliche Leistungszahlen von 2,5 und wassergekühlt von 2,75. Durchschnittliche Leistungszahlen aller elektrischer Klimaanlage in den USA liegen bei 2,93 (Guyney, 2004). Bei einem Umwandlungswirkungsgrad des elektrischen Stroms aus Primärenergie von 35% liegen die Primärenergie-Leistungszahlen konventioneller Anlagentechnik somit knapp unter 1,0 und bei Einsatz bester Technik maximal bei 2,0.

Da die herkömmlichen Kältemittel wegen der Ozonschichtbelastung bzw. der Klimaerwärmung im nächsten Jahrzehnt auslaufen werden, muss eher mit einer Verschlechterung der heutigen Leistungszahlen gerechnet werden (ODP: ozone depletion potential, GWP: global warming potential). Nach dem Montreal Protokoll 1987 und der EU Richtlinie 2037/2000 sind CFC bereits komplett und HCFC für Neuanlagen verboten. Zwischen 2010 und 2015 werden dann HCFC's auch in der Wartung ausgeschlossen (Papadopoulos et al, 2003).

Einstufige thermische Kältemaschinen haben typische Leistungszahlen von 0,7 und liegen somit selbst bei einem hohen Umwandlungswirkungsgrad von Primärenergie in thermische Energie von 90% oder mehr unterhalb des COP typischer Kompressionskältemaschinen. Erst zweistufige Kältemaschinen mit Leistungszahlen von 1,2 oder höher sind auch bei fossiler Feuerung mit elektrischen Kältemaschinen primärenergetisch sinnvoll.

<i>Technologie</i>	<i>Absorptions- kälte Wasser- Lithiumbromid einstufig</i>	<i>Absorptions- kälte Wasser- Lithiumbromid zweistufig</i>	<i>Absorptionskä- lte Ammoniak- Wasser einstufig</i>	<i>Geschlossene Adsorption H₂O-Silikagel</i>	<i>Offene sorptions- gestützte Klimatisierung</i>
<i>Kältemittel</i>	H ₂ O	H ₂ O	NH ₃	H ₂ O	H ₂ O
<i>Sorptionsmittel</i>	LiBr	LiBr	H ₂ O	Silikagel	Silikagel
<i>Kälteträger</i>	Wasser	Wasser	Wasser- Glykol	Wasser	Luft
<i>Kältetemperatur- bereich</i>	6-20°C	6-20°C	-60° bis +20°C	6-20°C	16-20°C
<i>Heiztemperatur- bereich</i>	80-100°C	130-160°C	100-140°C	55-100°C	55-100°C
<i>Kühlwasser- temperatur</i>	30-50°C	30-50°C	30-50°C	25-35°C	nicht erforderlich
<i>Kälteleistungs- bereich pro Einheit</i>	10-7000kW		10- 10.000kW	70-350kW	6-300kW
<i>Leistungszahlen [-]</i>	0.6-0.7	1.2-1.4	0.6-0.7	0.6-0.7	0.5-1.0
<i>Investitionskosten pro kW Kälteleistung</i>	550 €/kW [200 kW] 1000 €/kW [10 kW]		800€/kW [200 kW] 500€/kW [1000 kW]	500 - 1000 €/kW	1000 €/kW

Tabelle 4: Übersicht über solarthermisch beheizbare Kälte- und Klimatisierungsverfahren.

Die Investitionskosten wurden aus aktuellen Herstellerangaben entnommen. Andere Autoren gehen von deutlich niedrigeren Investitionskosten aus: Für einstufige LiBr Absorptionskälteanlagen rechnet Schönberg im BINE profinfo mit Modulpreisen von 80-150 €/kW, nur geringfügig über den Kosten der Kompressionskälte mit 75-125 €/kW. Auch Grossmann verwendet in seinen Wirtschaftlichkeitsberechnungen Anlagenpreise von 200 \$/kW für einstufige Anlagen und 175 \$/kW für zweistufige LiBr- Absorber. Genaue Wirtschaftlichkeitsberechnungen können somit nur mit Angeboten für konkrete Projekte durchgeführt werden.

Entwicklungen thermischer Kältetechnik

Absorptionskältetechnik

Geschlossene thermische Kältemaschinen unterscheiden sich von elektrischen Kompressionskältemaschinen lediglich durch den Verdichtungsprozess des Kältemittels: statt einer mechanischen Verdichtung wird das Kältemittel von einer Lösung oder einem Feststoff sorbiert und anschliessend durch Erhitzung auf hohen Druck gebracht. Im Kondensator wird die Antriebswärme abgeführt und das Kältemittel verflüssigt, bevor es im Verdampfer die gewünschte Nutzkälte erzeugen kann.

Da die thermische Verdichtung wesentlich ineffizienter ist als die mechanische Kompression muss bei den thermischen Kältemaschinen deutlich mehr Wärme an die Umgebung abgeführt werden, bei großen Anlagen über einen Kühlturm, bei kleinen Leistungen werden experimentelle Untersuchungen zu luftgekühlten Absorbern und Kondensatoren durchgeführt (Medrano, 2002). Die Herausforderung bei den LiBr-Wasser Absorptionskältemaschinen liegt dabei in der Vermeidung von Kristallisation der LiBr Salze im Absorber, da bei den hohen Temperaturen einer Luftkühlung von 45°C die Lösungen sehr konzentriert sein müssen, um noch Kältemittel aufnehmen zu können. Die Forschungsarbeiten befassen sich mit der Zusetzung von anderen Lithium basierten Salzen, um die maximale Lösungskonzentrationen über das Limit von etwa 64% heraufsetzen zu können.

Der Einfluss der Kühlwassertemperaturen auf die Leistungszahl ist beträchtlich: bei LiBr Absorbern sinkt die Kälteleistung um 3% pro Kelvin Kühlwassertemperaturerhöhung, bei Ammoniak-Absorbern um 4% und bei Adsorptionskältemaschinen um 7% pro Kelvin (Schönberg et al, 1998). Insbesondere in der Übergangszeit mit niedrigen Feuchtkugeltemperaturen der Umgebungsluft können somit durch intelligente Regelungstechnik deutliche Verbesserungen der Leistungszahl erzielt werden.

Leistungszahlverbesserungen geschlossener Kältemaschinen basieren hauptsächlich auf der Optimierung von Wärmetauschern und prozessinterner Wärmerückgewinnung. Mit einstufigen Anlagen können die Leistungszahlen prozessbedingt jedoch kaum über 0,7 gesteigert werden.

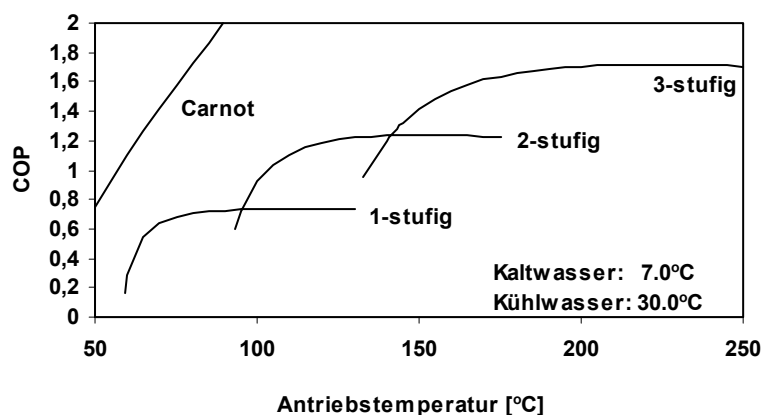


Abbildung 12: Leistungszahlen geschlossener LiBr-H₂O Absorptionskältemaschinen (Grossmann, 2001).

Zweistufige Absorptionskältemaschinen nutzen dagegen die Antriebswärme deutlich effizienter: der erste Austreiber wird auf hohem Temperaturniveau um 150°C beheizt und der erzeugte Hochdruckdampf in einem ersten Kondensator kondensiert. Die Kondensationswärme wird dann genutzt, um in einem zweiten Austreiber auf niedrigerem Druckniveau die Lösung weiter auszukochen und zusätzlichen Kältemitteldampf in einem zweiten Kondensator zu kondensieren. Solche Maschinen erreichen Leistungszahlen von etwa 1,3, benötigen jedoch entsprechend mehr Komponenten und sind daher nicht für kleine Leistungen empfehlenswert.

Dreistufige Anlagen sind noch in der Entwicklungsphase und lassen Leistungszahlen um 1,7 erwarten bei Antriebstemperaturen größer 200°C.

Im kleinen Leistungsbereich von 10-20 kW_{th} werden mittlerweile zwei deutsche Entwicklungen auf LiBr-Wasserbasis in den Markt eingeführt (Firma EAW und Phoenix Sonnenwärme) und bieten interessante Kombinationsmöglichkeiten mit thermischen Solarkollektoren. Entwicklungen der Diffusions-Absorptionskältetechnik mit Kälteleistungen unter 5 kW werden an der Hochschule für Technik Stuttgart in Forschungsprojekten weitergeführt. Aus Österreich sind Entwicklungen im Kühlschranksbereich (400W) auf Diffusions-Absorptionstechnik bekannt, die bei äußerst geringen Antriebstemperaturen von 80°C Leistungszahlen von 0.7 angeben (Kunze, 2004).

Offene sorptionsgestützte Klimatisierung

Um den großen Markt der Niedertemperaturwärme mit Flachkollektoren oder Motor- und Prozessabwärme effizient zu bedienen, bieten sich vor allem Adsorptionsverfahren auf Basis von Silikagel oder LiCl an, welche in offenen oder geschlossenen Prozessen Wasser adsorbieren und bereits bei 60-70°C regeneriert werden können.

Offene sorptionsgestützte Klimaanlage sind technisch ausgereift, nur die Regelungstechnik muss jeweils auf die projektspezifischen Anforderungen angepasst werden und sorgfältig geplant und ausgeführt werden. Neue Konzepte zur betriebsbegleitenden Simulation unterstützen die Inbetriebnahme- und Optimierungsphase solcher Anlagen (Eicker, Schumacher, 2003).

Bei den Anlagenkonzepten haben sich Systeme mit rein solarthermischer Regenerationsluffterhitzung ohne Zusatzheizung gut bewährt, sofern keine strengen Anforderungen an die Raumlufttemperatur bestehen. Insbesondere der Wunsch des Betreibers nach rein solarem Betrieb im Sommer lässt zeitweilige Raumtemperaturüberschreitungen zu (kein Verständnis, dass im Sommer die Heizungsanlage anspringt!). Zwei Projekte mit sorptionsgestützter Klimatisierung wurden vom zafh.net Stuttgart initiiert, dimensioniert und messtechnisch betreut: in einer Fabrikhalle in Althengstett wird eine 100 m² große Luftkollektoranlage zur Regeneration eines LiCl getränkten Sorptionsrotors genutzt und damit eine solare Kühlanlage mit 18.000 m³/h Volumenstrom betrieben.



Abbildung 13: 100 m² solare Luftkollektoranlage zur Regeneration der Sorptionsanlage in der Produktionshalle Althengstett.

Die Außenluft wird mit Abwärme aus der Produktion vorgewärmt und anschließend durch das Luftkollektorfeld auf Regenerationstemperatur aufgeheizt.

Die Energiebilanz über eine komplette Sommerperiode zeigt, dass die mittlere Leistungszahl knapp unter 1.0 liegt. Wird die aufgewendete Wärmeenergie jedoch nur auf die Zustände bezogen, an denen Regenerationsenergie erforderlich ist, beträgt die Leistungszahl 0.5. Um den Primärenergieverbrauch zu reduzieren, wurde die Nachheizung 2003 komplett auf Abwärmenutzung umgestellt.

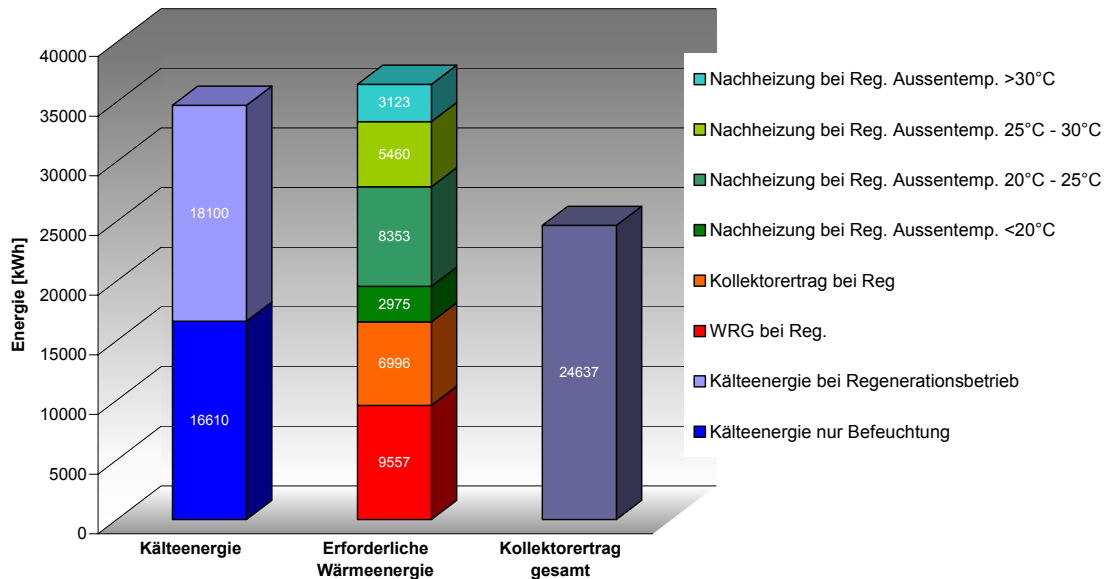


Abbildung 14: Energiebilanz für eine Sommerperiode (März bis September) der solarunterstützten sorptionsgestützten Klimaanlage (SGK) in Althengstett in Baden Württemberg.

In Mataró/Spanien wird als innovative Lösung ein 105 m² grosses Luftkollektorfeld mit vorgewärmter Warmluft einer hinterlüfteten Photovoltaikfassade zur Regeneration eines Silikagel-Sorptionsrotors genutzt.



Abbildung 15: Elementkonstruktion einer 6.5m hinterlüfteten Photovoltaikfassade (Luftspalt 0.14m Bautiefe) als Regenerationslufferhitzer.

Im Gegensatz zu der Althengstett-Anlage wird hier ein Nachkühler als Hilfsenergiequelle genutzt, die Regenerationslufferheizung erfolgt rein solar. Die gemessenen Leistungszahlen bei vollem Regenerationsbetrieb liegen auch hier zwischen 0.5-0.6. Vor allem die Wärmeübertrager erreichen nicht die vom Hersteller angegebenen Rückwärmzahlen.

Zur Charakterisierung der Wirtschaftlichkeit solargestützter SGK-Anlagen wurde nach VDI 2067 ein Vergleich zwischen der ausgeführten solargestützten SGK-Anlage in Althengstett und einer konventionellen Kompressions-Vollklimaanlage während einer Kühlperiode durchgeführt. Eine Förderung der SGK-Anlage in Höhe

von 6,50% (€ 28.333,65) der Investitionskosten würde ausreichen, um unter den vorgegebenen Auslegungsbedingungen die Kältekosten einer konventionellen Anlage zu erreichen. Eine Erweiterung des Kollektorfelds ist aus betriebswirtschaftlicher Sicht nicht sinnvoll.

Aus der Analyse der Messwerte während des Betriebs der SGK-Anlage in Althengstett wurde deutlich, dass Einsparungen im Bereich von 10-15% der Gesamtinvestitionskosten vor allem im Bereich Regelungstechnik, Planung und optimierter Anlagentechnik zu erreichen sind. Im Verlauf der Optimierungsarbeiten konnten weiter die Betriebskosten nachhaltig gesenkt werden. So konnte der Wasserbedarf über eine Optimierung der Regelungsstrategie auf die Hälfte gesenkt werden. Exakte Daten über Nachheizbedarf und Strombedarf werden in der Kühlphase 2004 messtechnisch erfasst, ausgewertet und als reale Größen in die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung integriert. Weiter stellte sich heraus, dass der Wartungsaufwand für die SGK-Anlage weit unter dem in der VDI-Berechnung zugrunde gelegten Bedarf von 2.666 € (2% der Investition) liegt. In den ersten zwei Betriebsjahren mussten lediglich die Außenluft- und Abluftfilter mit einem Finanzbedarf von 700 €/Jahr gewechselt werden. Störfälle beim Betrieb der Anlage liegen seit Beginn 2003 keine vor. Bis jetzt nicht monetär erfasst wurden die vom Betreiber mittlerweile als Hauptargument für den Betrieb der SGK-Anlage angeführten stabilen klimatischen Fertigungsparameter, die zum einen den Anteil an Ausschussware und zum anderen den Zeitaufwand für die Maschineneinstellung auf nahezu null reduzieren konnten.

Nach den vorliegenden Ergebnissen und Analysen kann davon ausgegangen werden, dass sich zuverlässig arbeitende, solargestützte SGK-Anlagen als wirtschaftlich zumindest gleichwertige, ökologisch weit überlegene Alternative zu den konkurrierenden Kompressionskälte-Vollklimaanlagen, speziell im gewerblichen Bereich, realisieren lassen

Flüssigsorption

Flüssige Sorptionsmittel bieten gegenüber den Feststoffadsorbentien den großen Vorteil, dass eine weitgehend isotherme Sorption erreicht werden kann, da die Kondensations- und Sorptionswärme über Wärmetauscher abgeführt werden kann. Experimentelle Untersuchungen an der HfT Stuttgart mit LiCl und CaCl₂ Lösungen ergaben hohe Entfeuchtungsleistungen von Prozessluft von 6-7g/kg in einem einfachen Kreuzstromwärmetauscher, der auf der Kühlseite durch Verdunstungskühlung mit Wasser beaufschlagt wurde. Mit solchen Systemen kann eine effiziente Ablufttrocknung und anschließende Verdunstungskühlung erzielt werden und somit Zuluft rein sensibel gekühlt werden.

Entwicklungen Wärmeerzeuger – Solarthermie und KWKK

Der europäische Kollektormarkt ist durch selektiv beschichtete Flachkollektoren dominiert. Knapp 10% der gesamten installierten Kollektorfläche sind Vakuumröhrenkollektoren und etwa 5% unverglaste Absorber.

Für Anwendungen mit Flachkollektoren bieten sich vor allem die Niedertemperatursysteme der offenen Sorption, der Adsorption in geschlossenen Kältemaschinen sowie der Flüssigsorption an.

Einstufige Absorptionskältemaschinen mit Antriebstemperaturen bis 95°C lassen sich noch mit Flachkollektoren betreiben, allerdings ist der Kollektorwirkungsgrad mit etwa 20-25% niedrig. Besser geeignet sind Vakuumröhrenkollektoren, die noch 50% Wirkungsgrad im Temperaturbereich um 100°C erreichen.

Für die zweistufige Absorptionskältenutzung ist Heisswasser oder Sattedampf (3-4 bar) mit Temperaturen zwischen 110 und 160°C erforderlich. Vakuumröhrenkollektoren können diesen Temperaturbereich noch abdecken, eine optische Konzentration der Einstrahlung ist jedoch empfehlenswert.

Konzentrierende Parabolrinnen Kollektoren mit Temperaturen bis 400°C wurden bereits vor 20 Jahren entwickelt und in großen solarektrischen Kraftwerken in Kalifornien eingesetzt. Die 1984-1990 gebauten Kraftwerke mit einer Leistung von 354 MW sind heute noch in Betrieb. Nachgeführte Parabolrinnen Kollektoren werden heute von wenigen amerikanischen und europäischen Firmen weiterentwickelt und vertrieben.

Die amerikanische Firma Duke Solar Energy, LCC hat ein Dachsystem mit konzentrierenden Kollektoren entwickelt und betreibt seit Juli 2002 in Raleigh, North Carolina, eine heisswassergetriebene 176 kW_{th} zweistufige Absorptionskältemaschine mit einem 930m² Power RoofTM (Guiney, 2003). Betriebsergebnisse liegen noch nicht vor, die Firma gibt Kollektorwirkungsgrade von 40-45% bei 200°C Betriebstemperatur an. Für die nachgeführten konzentrierenden Kollektorsysteme ist jedoch ein hoher Direktstrahlungsanteil wichtig.

Der Energieertrag und das Temperaturniveau feststehender Vakuumröhrensysteme kann durch externe oder integrierte schwache Konzentration durch Spiegelsysteme verbessert werden. Duke Solar vertreibt einen intern spiegelbeschichteten Röhrenkollektor, welcher 1997 in einem ersten solaren Kälteprojekt in Sacramento, Kalifornien eingesetzt wurde. 200m² Röhrenkollektoren treiben auf 165°C eine zweistufige Absorptionskältemaschine mit 70 kW Leistung an, auch hier fehlen jedoch detaillierte Betriebsdaten.

Optimale Antriebsbedingungen für die KWKK werden bei der direkten Abgaswärmenutzung einer Gasturbine erzielt, die zudem gute elektrische Wirkungsgrade von 25-35% erreicht (Nitsch, 2004). Mikrogasturbinen mit etwas geringeren elektrischen Wirkungsgraden bis 30% sind bereits ab 20 kW Leistung verfügbar.

Typische Motor-BHKW's liefern Abwärmepemperaturen von 90-95°C, höhere Temperaturen sind nur über Abgaswärmetauscher zu erzielen, so dass die eigentliche Motorabwärme ungenutzt bleibt. Weiterhin müssen Öl- und Ladeluftkühlung angepasst werden, wenn die Rücklaufemperaturen über 70°C liegen. Der Leistungsbereich reicht von 5 kW bis 20 MW_{el} mit Stromwirkungsgraden von 25-45%.

Neu auf dem Markt sind Stirlingmotoren mit elektrischen Leistungen zwischen 1 und 50kW und Wirkungsgraden bis 35%. Stirlingmotoren zeichnen sich durch geringe Schadstoffemissionen, geringe Wartungsintervalle und gutes Teillastverhalten aus. Übliche Vor-/Rücklaufemperaturen liegen allerdings eher niedrig mit 50°C/40°C,

lassen sich jedoch bis auf 75°C erhöhen, so dass eine Kopplung mit sorptionsgestützter Klimatisierung denkbar ist (Baumüller, 2004).

Zusammenfassung und Ausblick

Die aktive Klimatisierung von Gebäuden ist auch unter deutschen Klimabedingungen im gewerblichen und industriellen Bereich erforderlich, wenn innere und äußere Lasten nicht mehr mit passiver Nachtkühlung entfernt werden können und wenn hohe Komfortansprüche an das sommerliche Raumklima gestellt werden.

Die thermische Klima- und Kältetechnik bietet gute Wachstumspotentiale, da ein großer Solarthermiemarkt und vielfach verfügbare Abwärme von Kraft-Wärmekopplungsanlagen kostengünstige und primärenergieeffiziente Energie im Sommer bereitstellen. Das Stromnetz ist dagegen in heißen Sommern zunehmend überlastet und die Bereitstellung von Spitzenlast zur Klimatisierung erfordert teuren Zubau elektrischer Kraftwerksleistung.

Für die Nutzung der Niedertemperaturwärme von Flachkollektoren oder Nahwärmenetzen sind jedoch geringe Antriebstemperaturen der thermischen Kältetechnik erforderlich. Hier bieten sich insbesondere offene oder geschlossene Adsorptionsverfahren an, die jedoch mit speziellen Randbedingungen wie einem hohen Frischluftbedarf verbunden sind oder aber nur in geringen Stückzahlen hergestellt werden. Bei geschlossenen Absorptionskältemaschinen auf Wasser-Lithiumbromidbasis sind geringe Antriebstemperaturen um 70°C mit sinkenden Leistungszahlen verbunden und oft nur mit aufwändigerer Verfahrenstechnik möglich (einstufig - double lift).

Effizientere thermische Kollektoren auf Vakuumröhrenbasis bieten hier aussichtsreichere Möglichkeiten für die solare Kühlung. Vielversprechend sind die Entwicklungen mehrstufiger Verfahren insbesondere für höhere Kälteleistungen, mit denen sehr gute Leistungszahlen erzielt werden können. Konzentrierende Kollektoren können hier die notwendigen Antriebstemperaturen weit über 100°C bereitstellen.

Die Demonstration der marktverfügbaren Technik wird in den nächsten Jahren durch das Förderprogramm Solarthermie 2000plus des Bundeswirtschaftsministeriums unterstützt. Die Begleitforschung bietet die Garantie für die Anlagenoptimierung während des Betriebs solcher innovativen Systeme.

Literatur

Adnot, J. « Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC), Final Report of Contract DGXVII4.1031/D/97.026, 1999

Baumüller, A. "Grundlagen der Stirlingmotoren Technik – vom Prototyp bis zur Serienreife", Tagungsunterlagen Kleine Blockheizkraftwerke für die dezentrale Wärme- und Stromversorgung, www.viscalor.com, Haus der Wirtschaft 24.3.2004, Stuttgart

Eicker, U., Schumacher, J. „Integrated control and simulation tools for energy optimised building operation“, Proceedings CISBAT Lausanne, 2003

Grossman, G. „solar powered systems for cooling, dehumidification and air conditioning“, Solar Energy Vol 72, No1, pp 53-62, 2002

Guiney, B. “ Solar thermal for cooling, heating and power generation”, Renewable Energy World, pp 92-98, March-April 2003

Kunze, G. “A Breakthrough in solar refrigeration technology”, Group of Appropriate Technology at the University of Technology Vienna, <http://members.aon.at/solarfrost>, 2004

Medrano, M., Bourouis, M., Coronas, A. “Absorption of water vapour in the falling film of water lithium bromide inside a vertical tube at air cooling thermal conditions”, International Journal of Thermal Sciences 41, pp 891-898, 2002

Nitsch, J. “Potenziale und Märkte der Kraft-Wärme-Kopplung”, Tagungsunterlagen Kleine Blockheizkraftwerke für die dezentrale Wärme- und Stromversorgung, www.viscalor.com, Haus der Wirtschaft 24.3.2004, Stuttgart

Papadopoulos, A.M., Oxizidis, S., Kyriakis, N. „perspectives of solar cooling in view of the developments in the air conditioning sector, Renewable and Sustainable Energy Reviews 7, pp 419-438, 2003

Reichelt, J. „Wo steht die Kältetechnik in Deutschland und weltweit?“ DIE KÄLTE & Klimatechnik, Oktober 2000

Schönberg, I., Noeres, P. „Kraft-Wärme-Kältekopplung“, BINE Profiinfo II/1998, ISSN 1436-2066

Schneider, D. „Energie- und Wirtschaftlichkeitsanalyse einer industriellen sorptionsgestützten Klimaanlage mit solaren Luftkollektoren“, 2. Symposium Solares Kühlen in der Praxis, HfT Stuttgart, Band 56, 2003

Tsoutsos, T., Anagnostou, J., Pritchard, C., Karagiorgas, M., Agoris, D. “solar cooling technologies in Greece. An economic viability analysis”, Applied Thermal Engineering 23, pp 1427-1439, 2003

Zimmermann, Mark „Handbuch der passiven Kühlung“, Fraunhofer IRB Verlag, ISBN 3 8167 6267 0, Stuttgart, 2003