

IEA Wärmepumpenprogramm Annex 34: Thermisch angetriebene Wärmepumpen für Heizung und Kühlung

Verlängerung 2011/12

R. Rieberer

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

48/2013

Impressum:

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien
Leiter: DI Michael Paula

Liste sowie Downloadmöglichkeit aller Berichte dieser Reihe unter
<http://www.nachhaltigwirtschaften.at>

IEA Wärmepumpenprogramm Annex 34: Thermisch angetriebene Wärmepumpen für Heizung und Kühlung

Ao.Univ.-Prof. Dr. René Rieberer, Dr. Harald Moser,
Oleksandr Kotenko, Gerald Zotter
TU Graz - Institut für Wärmetechnik

Ivan Malenkovic
AIT - Austrian Institute of Technology GmbH

Graz, Jänner 2013

Ein Projektbericht im Rahmen der Programmlinie

IEA FORSCHUNGS
KOOPERATION

Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften

Im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie

Vorbemerkung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Programm FORSCHUNGSKOOPERATION INTERNATIONALE ENERGIEAGENTUR. Es wurde vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie initiiert, um Österreichische Forschungsbeiträge zu den Projekten der Internationalen Energieagentur (IEA) zu finanzieren.

Seit dem Beitritt Österreichs zur IEA im Jahre 1975 beteiligt sich Österreich aktiv mit Forschungsbeiträgen zu verschiedenen Themen in den Bereichen erneuerbare Energieträger, Endverbrauchstechnologien und fossile Energieträger. Für die Österreichische Energieforschung ergeben sich durch die Beteiligung an den Forschungsaktivitäten der IEA viele Vorteile: Viele Entwicklungen können durch internationale Kooperationen effizienter bearbeitet werden, neue Arbeitsbereiche können mit internationaler Unterstützung aufgebaut sowie internationale Entwicklungen rascher und besser wahrgenommen werden.

Dank des überdurchschnittlichen Engagements der beteiligten Forschungseinrichtungen ist Österreich erfolgreich in der IEA verankert. Durch viele IEA Projekte entstanden bereits wertvolle Inputs für europäische und nationale Energieinnovationen und auch in der Marktumsetzung konnten bereits richtungsweisende Ergebnisse erzielt werden.

Ein wichtiges Anliegen des Programms ist es, die Projektergebnisse einer interessierten Fachöffentlichkeit zugänglich zu machen, was durch die Publikationsreihe und die entsprechende Homepage www.nachhaltigwirtschaften.at gewährleistet wird.

Dipl. Ing. Michael Paula
Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	5
Abstract	6
1 Einleitung	7
1.1 Schwerpunkte des Projektes und verwendete Methoden	8
1.2 Aufbau des Endberichts.....	9
2 Hintergrundinformation zum Projektinhalt	10
2.1 Ziele des HPP Annex 34.....	10
2.2 Inhalte des IEA HPP Annex 34.....	10
2.3 Arbeitspakete der österreichischen Beteiligung	13
3 Ergebnisse des Projektes	14
3.1 Stand der Technik in Österreich	14
3.2 Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen	14
3.2.1 Entwicklung einer konsistenten Methode zur Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen.....	14
3.2.2 Vorschlag für eine Berechnungsmethode für Systeme zur solaren Kühlung	28
3.3 Thermische Zersetzung und Korrosion in NH ₃ /H ₂ O AWP.....	32
3.3.1 Korrosion von Stahl.....	32
3.3.2 Zersetzung von Ammoniak	33
3.3.3 Thermosiphonteststand und Autoklaven am IWT.....	34
3.3.4 Probennahme.....	37
3.3.5 Ergebnisse der Untersuchungen	38
3.3.6 Abschließende Versuche mit den Autoklaven	40
3.4 Demonstrationsprojekt einer erdgasbefeuerten AWP zur Gebäudebeheizung	43
3.4.1 Anlagendaten DEMO-Projekt.....	43
3.4.2 Messdatenerfassung DEMO-Projekt	45
3.4.3 Ergebnisse DEMO-Projekt.....	47
4 Schlussfolgerungen und Ausblick	51
4.1 Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen	51
4.2 Thermische Zersetzung und Korrosion in NH ₃ /H ₂ O AWP.....	51
4.3 Demo Projekt	52
4.4 Ausblick und weiterführende Projekte	52
5 Literatur-/Abbildungs- / Tabellenverzeichnis	54
5.1 Literaturverzeichnis.....	54

5.2	Abbildungsverzeichnis	57
5.3	Tabellenverzeichnis	59
6	Anhang	60
6.1	Austrian Country Report	60
6.2	Inhaltsverzeichnis des internationalen Annex 34-Endberichts	123

Kurzfassung

Das Hauptziel des Annex 34 war die Reduktion der durch Heizen und Kühlen hervorgerufenen Umweltbelastungen durch die Verwendung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Dazu wurde der Annex 34 in fünf Tasks gegliedert: Task A „Marktübersicht und Stand der Technik“, Task B „Effizienz-Evaluierung“, Task C „Technologieentwicklung“, Task D „Systemintegration“ und Task E „Implementierung“.

Der Arbeitsumfang im Annex 34 wurde durch die teilnehmenden Länder (Deutschland (Operating Agent), Italien, Kanada, Norwegen, Österreich, Schweiz, USA, England) in Form von Arbeitsteilung beigebracht.

In diesem Bericht sind die Arbeiten welche in Österreich vom Institut für Wärmetechnik der TU Graz (IWT – TU Graz) und vom Austrian Institut of Technology (AIT) durchgeführt wurden, dokumentiert:

Im Rahmen des Annex 34 – Task A wurde ein „Country Report“ für Österreich erstellt. Dazu wurde durch Literaturrecherchen und in zahlreichen Gesprächen mit den auf dem Gebiet der Absorptionswärmepumpen tätigen österreichischen Unternehmen der Stand der Technik und der österreichische Markt analysiert und dokumentiert.

Durch die wachsende Verbreitung von thermisch getriebenen Wärmepumpen am Markt entstand die Notwendigkeit, zu einheitlichen Prüf- und Bewertungsverfahren für diese Geräte zu kommen. Dadurch, dass bei diesen Geräten zwei unterschiedliche Energieformen zum Antrieb benötigt werden ist die Bewertung komplexer als bei elektrisch angetriebenen Wärmepumpen. Im Task B wurde eine Klassifizierung der Geräte vorgenommen und Systemgrenzen und Leistungskennzahlen für unterschiedliche Anwendungsfälle definiert, die einen transparenten Vergleich der thermisch angetriebenen Systeme untereinander, sowie mit anderen Technologien zum Heizen und Kühlen ermöglichen. Dazu wurden zahlreiche existierende Prüf- und Bewertungsverfahren untersucht und eigene Vorschläge erarbeitet.

Im Rahmen des Task C wurde die thermische Zersetzung und Korrosion von Edelstahl bei hohen Temperaturen bis 300°C untersucht. Dazu wurden Versuche mit einem Thermosiphonteststand und mit 16 Autoklaven in einem Ofen mit NH₃/H₂O Lösungen durchgeführt. Entgegen den Erwartungen wurde in diesem Projekt festgestellt, dass für NH₃/H₂O AWP Edelstahl nicht besser geeignet ist als Kohlenstoffstahl und dass die thermische Zersetzung gegenüber der Korrosion bis zu einer Temperatur von ca. 300°C eine untergeordnete Rolle spielt. Die abschließenden Versuche mit Autoklaven haben ergeben, dass

- keine relevanten Veränderungen hinsichtlich der Reinheit des verwendeten Wassers festgestellt wurden;
- beide untersuchten Inhibitoren einen positiven Effekt auf die Vermeidung von Fremdgasen zu haben scheinen.

Die im Rahmen des Demonstrationsprojektes (Task D) untersuchten zwei erdgasbetriebenen Absorptionswärmepumpen mittlerer Leistung (je ca. 40 kW) für Gebäudeheizung & Brauchwasserbereitung arbeiteten im untersuchten Zeitraum zuverlässig und mit verhältnismäßig hoher Effizienz. Im Winterbetrieb arbeitet das System kontinuierlich mit einem COP_H von ca. 1,58, wobei die Energiebilanz eine relativ geringe Differenz zw. zu- und abgeführter Energie (< 10%) aufweist. Im Sommerbetrieb wird das Heizungssystem ausschließlich für die Brauchwasserbereitung verwendet. Dadurch kommt es zu relativ kurzen Betriebsphasen unterbrochen von langen Stillstandszeiten. Da aber absolut gesehen, im Sommer nur vergleichsweise wenig Energie umgesetzt wird, ist der Einfluss des relativ ineffizienten Sommerbetriebs auf die Gesamteffizienz sehr gering und das Heizungssystem erreichte im Jahr 2010 einen Jahresarbeitszahl (SPF) von ca. 154% (berechnet mit dem unteren Heizwert des Gases). Dies entspricht einer Effizienzsteigerung von ca. 60% gegenüber einem Brennwertkessel mit einem angenommenen SPF von 96%.

Im Rahmen des Task E wurde am internationalen Endbericht mitgearbeitet sowie zahlreiche Beiträge publiziert.

Abstract

The main purpose of the Annex 34 was the reduction of the environmental impact by the use of thermally driven heat pumps. The Annex 34 was divided into 5 Tasks: Task A “Market overview and state of the art”, Task B “Performance evaluation”, Task C “Apparatus technology”, Task D “System technology” and Task E “Implementing”.

The work within the Annex 34 was carried out by the following countries: Germany (operation agent), Canada, Italy, Norway, Austria, Switzerland, USA and England.

This final report gives an overview of the work in Austria carried out by the Institute of Thermal Engineering at Graz University of Technology (IWT - TU Graz) and by the Austrian Institute of Technology (AIT).

Within the Task A of the Annex 34 a “Country Report” for Austria was carried out. It describes the state of the art and is based on the detailed literature survey and technical data received from various Austrian manufactures of absorption heat pumps.

The development of the test and evaluation procedures for the thermally driven heat pumps is necessary, as nowadays this technology becomes widespread. Due to the fact that this type of heat pumps uses both electrical and thermal energy as driving heat, the test procedure is more complicated in comparison to the compression heat pumps. Within the Task B the classification of thermally driven heat pumps was done and system borders were defined for different application examples. This allows for a fair comparison of the heat pumps with each other and other systems for heating and refrigeration. For this different test and evaluation procedures were studied and new methods were developed.

Within the Task C of the IEA HPP Annex 34 thermal decomposition of ammonia and corrosion of stainless steel at high temperature up to 300°C were investigated. The experimental investigations were carried out using a thermosiphon test rig and 16 autoclaves with ammonia/water solution in an oven. From the obtained results, it can be concluded that in contradiction to the expectations carbon steel might be the material of choice instead of stainless steel for ammonia/water absorption heat pumps at temperatures up to 300°C. From the final tests with the autoclaves following conclusions can be drawn

- no significant influence of the water quality can be found;
- both inhibitors investigated seem to have a slightly positive effect on the hydrogen production rate.

The two within the demonstration project (Task D) monitored absorption heat pumps of medium capacity (40 kW each) for space heating and hot water supply showed reliable operation and high energy performance over the monitoring period. In the winter period the system was working continuously and had a COP_C of about 1.58. The energy balances were almost consistent with a deviation below 10%. In the summer period the system was used only for hot water preparation and the system was operating with long standby periods. However, due to the much higher energy consumption during the heating season the effect of summer operation on the total yearly energy consumption is minor. Based on the lower heating value of the natural gas the seasonal performance (SPF) for heating of the year 2010 was ca. 1.54 which is approx. 60% higher compared to a condensing gas boiler with a seasonal performance of 96%.

Within Task E the Austrian team contributed to the overall final report of this international project and published several papers.

1 Einleitung

In den letzten Jahren sind der Klimawandel und die steigenden Energiepreise zu einem immer stärker dominierenden Thema in den Medien geworden. Schlagwörter wie CO_2 -Emissionen, Kyoto-Protokoll, erneuerbare Energieträger und nachhaltige Energiesysteme sind heute in aller Munde. In den aktuellen Diskussionen werden oft Prozesse behandelt, bei denen Strom durch Biomasse, Wind, Sonnenenergie, Wasserkraft oder eben fossile Energieträger „erzeugt“ wird. Genauso wichtig wie die „Erzeugung“ der Energie ist aber auch die effiziente und sparsame Nutzung.

Die Nutzung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen kann einen wesentlichen Beitrag zur Energieeinsparung und zur Reduktion der CO_2 -Emissionen liefern. Sei es durch die Reduktion des Primärenergiebedarfes, durch die verstärkte Nutzung von erneuerbaren Energieträgern oder durch die Nutzung von anderweitig nicht nutzbarer Abwärme!

Oft wird die Wärme für ein Heizungssystem direkt aus Strom oder über einen Verbrennungsprozess gewonnen. Dabei wird die hochwertige elektrische oder chemische Energie in Wärme umgewandelt und durch die entstehenden Irreversibilitäten in einem großen Ausmaß abgewertet. Eine Möglichkeit diese Irreversibilitäten zu reduzieren ist es, eine Kraft-Wärme-Kopplung und/oder Wärmepumpen einzusetzen.

Mit Hilfe von Wärmepumpen ist es möglich, Wärme auf niedrigem Temperaturniveau aufzunehmen, auf ein höheres Temperaturniveau zu heben und abzugeben. So wird typischerweise freie Umweltenergie aus Luft, Erdreich oder Grundwasser von einem niederen Temperaturniveau auf ein nutzbares Temperaturniveau gehoben und für die Gebäudeheizung oder die Warmwasserbereitung verwendet. Bei Kühlanwendungen wird der Wärmeentzug auf niederem Temperaturniveau genutzt. Insbesondere durch die Möglichkeit der kombinierten Heizung und Kühlung grenzen sich Wärmepumpen von alternativen Wärmeerzeugungssystemen ab, da im Speziellen die Kühlung auf Grund der geänderten Architektur und des gestiegenen Komfortbedarfes auch im Wohnbereich an Bedeutung gewinnt.

Im Fall von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen ist die Stromerzeugung der Bereich, in dem CO_2 -Emissionen auftreten können. Im Fall von thermisch angetriebenen Wärmepumpen ist die Antriebsenergie Wärme, und wenn diese Wärme aus Sonnenenergie, Biomasse oder Abwärme stammt, sind Absorptionswärmepumpen weitestgehend CO_2 -neutral bzw. CO_2 -frei.

Neben den Vorteilen der Nutzung erneuerbarer Energieträger und des sparsamen Umgangs mit diesen, spricht auch die Vermeidung sommerlicher Lastspitzen im Stromnetz für die Nutzung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Der verheerende Stromausfall in Nordamerika am 14.08.2003 zeigte, wie sensibel Stromnetze auf Überlastung reagieren können. Dies ist insbesondere für Kompressionskältemaschinen problematisch, da naturgemäß die Spitzenlast im Stromnetz und die Kühllastspitzen zeitlich zusammenfallen. Beim Einsatz von Absorptionswärmepumpen ist der Strombedarf für die Kühlung vernachlässigbar klein.

Weiters arbeiten die heute üblichen thermisch angetriebenen Wärmepumpen mit „natürlichen“ Kältemitteln und stellen so eine umweltverträgliche Alternative zu Kompressions-Kälteanlagen mit fluorierten Kohlenwasserstoffen dar, welche im Falle einer Leckage treibhauswirksam werden.

Die steigenden Energiepreise lassen alternative Energieumwandlungsprozesse auch aus wirtschaftlicher Sicht immer interessanter erscheinen. So werden im Bereich der Gebäudekühlung derzeit große Anstrengungen unternommen, um die Kühlung mittels Sonnenenergie am Markt zu etablieren und im Bereich der Gebäudeheizung erweisen sich erdgasbefeuerte Absorptionswärmepumpen als zukunftssträftig.

Im Rahmen des vorliegenden Projektes, des IEA HPP Annex 34 wurde das langfristige Ziel verfolgt, die durch Heizen und Kühlen hervorgerufenen Umweltbelastungen durch die Verwendung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen zu reduzieren.

Durch die Weiterentwicklung und stärkere Verbreitung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen wird die Einbindung erneuerbarer Energien in das Energiesystem unterstützt und es wird eine Technologie gefördert, die sich durch Effizienz und Ressourcenschonung auszeichnet.

Die Wirtschaftlichkeit einer Anwendung mittels thermisch angetriebener Wärmepumpen hängt in einem großen Maße von den Randbedingungen, der Anwendung - z.B. zum Heizen und Kühlen - und der Betriebsführung ab und lässt sich oftmals nur schwer nachweisen.

Für Österreich bietet sich damit die Chance bestehendes Know-how auf einem äußerst zukunftssträchtigen Gebiet durch die internationale Kooperation zu vergrößern und den breiten Einsatz einer umweltfreundlichen Technologie zu fördern, die sich durch Effizienz und Ressourcenschonung auszeichnet.

1.1 Schwerpunkte des Projektes und verwendete Methoden

Das Hauptziel des Annex 34 ist die Reduktion der durch Heizen und Kühlen hervorgerufenen Umweltbelastungen durch die Verwendung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Der Annex 34 baut damit auf den Ergebnissen des im Jahre 2000 abgeschlossenen IEA HPP Annex 24 "Absorption machines for heating and cooling in future energy systems" auf und wurde in enger Kooperation mit dem IEA SHC Task 38 "Solar Air-Conditioning and Refrigeration" durchgeführt. Zur Analyse der Marktsituation im Bereich Absorptionswärmepumpen wurde eine detaillierte Markt- und Literaturrecherche im Rahmen dieses Projektes durchgeführt (vgl. Kapitel 3.1 bzw. 6.1).

Um die thermisch angetriebenen Wärmepumpen mit anderen Systemen zum Heizen und/oder Kühlen vergleichen zu können, wurden standardisierte Verfahren zur Prüfung und Leistungs- bzw. Effizienzberechnung und Grundlagen für Qualitätssicherung und Kennzeichnung von Absorptionswärmepumpen entwickelt, damit diese Technologie mit anderen vergleichbare Marktchancen hat (vgl. Kapitel 3.2).

Weiters wurden im Annex 34 technologische Probleme (z.B. Alterung, thermische Stabilität, Korrosion, Inertgasbildung, Lärm) und die Fragestellungen der optimalen Systemintegration (z.B. Integration der Rückkühlung, Luft oder Erdreichwärmequelle, Brennerintegration) oder Systemregelung bearbeitet. Dazu wurde in Österreich die thermische Zersetzung von Ammoniak/Wasserlösungen unter Verwendung von Inhibitoren untersucht, um eine derzeit bestehende technische Barriere für hocheffiziente Absorptionswärmepumpenprozesse, wie z.B. dem Generator-Absorber-Heatexchanger Prozess oder mehrstufige Prozesse, zu überwinden (vgl. Kapitel 3.3).

Das Ziel der internationalen Kooperation war die Verbreitung dieser umweltfreundlichen Technologie zu unterstützen und potentiellen Image-Schaden, der durch die falsche Wahl der Randbedingungen oder mangelnde Erfahrung bei der Installation und Betriebsführung entstehen könnte, vorzubeugen. Die detaillierte Untersuchung erfolgreicher Fallbeispiele und Demonstrationsvorhaben und die Kommunikation der Ergebnisse in den teilnehmenden Ländern sind Maßnahmen, die dazu beigetragen haben. In Österreich wurde ein Demonstrationsprojekt im mittleren Leistungsbereich für Heizung und/oder Kühlung mit einem österreichischen Hersteller durchgeführt (vgl. Kapitel 3.4).

Nicht zuletzt hängt die erfolgreiche Markteinführung einer neuen Technologie auch von der Qualität des Services rundum ab. Internationale Workshops, die gezielte Verbreitung der neuen Erkenntnisse und Informationen sowie die Erstellung von Schulungsunterlagen wurden deshalb ebenfalls Schwerpunkte der Arbeit im Annex 34.

1.2 Aufbau des Endberichts

Dieser publizierbare Endbericht ist folgendermaßen aufgebaut:

Kapitel 2 gibt einen Überblick über die Taskuntergliederung, Schwerpunkte der Arbeiten in den einzelnen teilnehmenden Ländern und die Arbeitspakete die in Österreich bearbeitet wurden.

Kapitel 3 fasst die Ergebnisse der in Österreich durchgeführten Arbeiten zusammen.

In **Kapitel 4** wird eine Zusammenfassung gegeben und Schlussfolgerungen gezogen. In weiterer Folge wird einen Ausblick gegeben und die weiteführende Projekte im Gebiet der thermisch angetriebenen Wärmepumpen dargestellt.

Im **Anhang** befindet sich der österreichische Country Report und das Inhaltsverzeichnis des (dzt. noch nicht frei gegebenen) internationalen Annex 34-Endberichts, der voraussichtlich im Februar 2013 über das Heat Pump Centre (www.heatpumpcentre.org) veröffentlicht wird.

2 Hintergrundinformation zum Projektinhalt

In diesem Kapitel werden die Ziele, Inhalte und Aufgabenstellung des Annex 34 dargestellt. Danach werden die Schwerpunkte der Arbeiten in den einzelnen Teilnehmer-Ländern kurz vorgestellt. Anschließend werden die Arbeitspakete der österreichischen Beteiligung beschrieben und die Verbreitung der Ergebnisse erläutert.

2.1 Ziele des HPP Annex 34

Das internationale Vorhaben verfolgte folgende Ziele:

1. Quantitative Bestimmung der ökonomischen, ökologischen und energierelevanten Daten von integrierten thermisch angetriebenen Wärmepumpen in Heiz- und Kühlsystemen für unterschiedliche Klimate, Länder und Anwendungen. Damit sollen die folgenden Fragestellungen für thermisch angetriebene Wärmepumpen beantwortet werden:
 - a. Wo liegt der größte umweltrelevante Nutzen
 - b. Wodurch wird die höchste Wirtschaftlichkeit erreicht
 - c. Welche Anlagen versprechen das größte Marktpotential, wo liegen die Marktbarrieren und mit welchen Maßnahmen können sie überwunden werden.
2. Bestimmung und Bewertung von Maßnahmen zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und Effizienz von kombinierten thermisch angetriebenen Kühl- und Heizsystemen, um Aufschluss über potenzielle Anwendungen und Märkte für Nutzer, Systemplaner und Hersteller zu erhalten.
3. Erhöhung der Akzeptanz von integrierten thermisch angetriebenen Kühl und Heizsystemen in den entsprechenden Marktsegmenten durch Durchführung, Begleitung und Überwachung von Fallbeispielen und Demonstrationsprojekten, und Verbreitung der Erfahrungswerte aus der Praxis.
4. Verbesserung und Verbreitung von neuen oder existierenden Softwareprodukten für die unterschiedlichen Stadien der Entwicklungskette von integrierten thermisch angetriebenen Kühl- und Heizanwendungen und Demonstration der Vorteile bei der Verwendung dieser Programme (energieeffizienteres Design, geringerer Aufwand weil eingebettet in den Entwicklungsprozess)
5. Definition von Standards zur Bestimmung der Leistungszahl bzw. des Wärmeverhältnisses (COP) von thermisch angetriebenen Wärmepumpen und Vergleich des Primärenergiebedarfes sowie Definition von Standards für die Messtechnik.
6. Erstellen einer Datenbank mit den verfügbaren Materialien und Stoffdaten sowie Standardproblemen und Lösungsansätzen für thermisch angetriebene Wärmepumpen

2.2 Inhalte des IEA HPP Annex 34

Der Arbeitsumfang im Annex 34 wurde durch die teilnehmenden Länder (Deutschland (Operating Agent), Italien, Kanada, Norwegen, Österreich, Schweiz, USA, England) in Form von Arbeitsteilung beigebracht.

Der Annex 34 ist in fünf Tasks gegliedert. Nachfolgend sind die Task-Inhalte dargestellt (vgl. Abbildung 2-1).

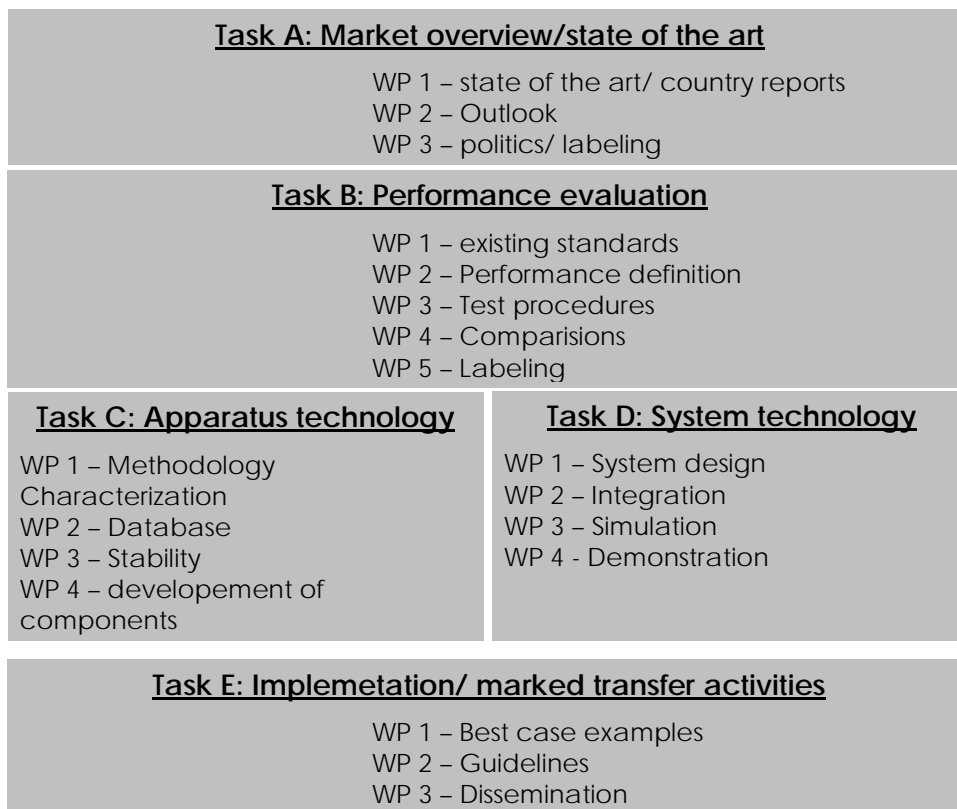


Abbildung 2-1 Strukturelle Gliederung des Arbeitsumfanges des IEA HPP Annex 34

Task A: Market overview and state of the art

Der Task A beinhaltet insbesondere:

- Erhebung und Analyse des derzeitigen Standes von kleinen und großen thermisch getriebenen Wärmepumpenanwendungen
- Erhebung der bestehenden Randbedingungen und einer Marktübersicht, sowie ev. bestehender gesetzlicher Einschränkungen.
- Untersuchung von Fallbeispielen.
- Berichtslegung und Informationsweitergabe an den Operating Agent und die beteiligten Länder in Form eines „Country Reports“

Task B: Performance Evaluation

Im Task B werden folgende Tätigkeiten zusammengefasst

- Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Leistungszahl (COP) und Erweiterung dieser Methode auf die Bestimmung von Jahresarbeitszahlen (SPF) für den transparenten Vergleich bezüglich des Primärenergiebedarfes. Die Methode soll ebenfalls die Rückkühlung, Lebensdaueranalyse und Kosten beinhalten.
- Überprüfung der Anwendbarkeit bzw. Adaptierung der Bestimmung der Leistungszahlen nach der EN 14511 „Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und –kühlung“ für thermisch angetrieben Wärmepumpen. Als Basis

sollen Standardbedingungen, z.B. nach der Zertifizierungsprozedur von DACH (für Kompressionswärmepumpen), verwendet werden.

- Analyse bekannter, bereits existierender Anwendungen.

Task C: Apparatus technology

Der Task C befasst sich mit der Komponentenentwicklung für thermisch angetriebene Wärmepumpen mit Fokus auf z.B.: Alterung, thermische Stabilität, Korrosion, Inertgasbildung, Lärm usw.

Des Weiteren wurden die erhobenen Standardprobleme und Lösungen in einer Datenbank erfasst.

Task D: System Technology

Der Task D beschäftigt sich mit der Systemintegration, insbesondere mit der Fragestellung wie die Komponenten optimal miteinander kombiniert werden können z.B.: Integration der Rückkühlung, Luft oder Erdreichwärmequelle, Brennerintegration, Systemregelung usw.

Weiteres wurden im Task D Demonstrationsprojekte durchgeführt.

Task E: Implementation

Im Task E wurden insbesondere folgende Arbeiten durchgeführt:

- Erstellung von Richtlinien für den Systemaufbau von verschiedenen Anwendungen für unterschiedliche Marktsegmente, „Good Practice“ Richtlinien sowie die Erstellung von Auslegungsmodellen basierend auf den Annexergebnissen,
- Training und Verbreitung der Erkenntnisse; Erstellung eines Politikratgeber

Nachstehend werden kurz die Schwerpunkte der Arbeiten in den einzelnen Ländern diskutiert:

Deutschland übernahm mit dem Operating Agent (Dr. Schossig, Fraunhofer ISE; Freiburg, D) die Koordination des Annex 34. Insgesamt entsendete Deutschland acht teilnehmenden Organisationen (Fraunhofer ISE, Fraunhofer Umsicht, TU Berlin, ZAE Bayern, SorTech AG, Solar Next, Viessmann und Vaillant). Damit trug Deutschland zu allen Fragestellungen des Annex 34 bei.

Österreich nahm mit dem AIT und der TU Graz (IWT) am Annex 34 teil und trug insbesondere zum Task B, für den das AIT den Task Leader (DI Malenkovic) stellt, sowie zum Task C (Zersetzung von NH₃) und Task D (DEMO-Projekt) bei.

Italien wurde mit den Institutionen „Istituto di Tecnologie Avanzate per l'Energia“ und „EURAC“ vertreten. Die Schwerpunkte lagen im Task C bezüglich der Materialdatenbank von Adsorptionsstoffen und bei der Koordination des Task D.

Das EPFL nahm für die Schweiz am Annex 34 teil und wurde im Task C, bei der Entwicklung einer auf zwei Rankine-Kreisläufen basierenden thermisch angetriebene Wärmepumpe, vertreten.

Für die USA wurde das ORNL im Annex 34 tätig. Der Schwerpunkt der Arbeiten lag im Task C und D bei der Durchführung von zahlreichen Forschungs- und DEMO-Projekten.

Kanada, USA und Norwegen nahmen an den Expertentreffen aktiv teil und haben unterschiedliche Fachvorträge zu relevanten Themen der thermisch angetriebenen Wärmepumpen aus nationalen Projekten geliefert.

An der Universität Warwick (England) wurde ein Prototyp einer Ammoniak-Kohlenstoff Wärmepumpe entwickelt und im Rahmen des Task C darüber berichtet.

2.3 Arbeitspakete der österreichischen Beteiligung

Am IWT lagen die Schwerpunkte der Arbeiten bei der Erstellung des österreichischen „Country Reportes“, in der experimentellen Untersuchung der Fremdgasbildung in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpen sowie in der Durchführung eines Demonstrationsprojektes.

Das AIT hat sich an der Erstellung des „Country Reports“ beteiligt und schwerpunktmäßig an den Themen des Task B („Performance Evaluation“) gearbeitet, der vom AIT auch geleitet wird.

Die in Österreich durchgeführten Arbeiten werden in Kapitel 3 detailliert beschrieben und die Ergebnisse werden diskutiert.

3 Ergebnisse des Projektes

In diesem Kapitel werden die folgenden in Österreich durchgeführten Arbeiten beschrieben und die Ergebnisse dargestellt: „Country Report“ (Task A), Performance Evaluation (Task B), Thermische Zersetzung und Korrosion in NH_3/H_2O -Absorptionswärmepumpen (Task C) und Demonstrationsprojekt einer erdgasbefeuerten AWP zur Gebäudebeheizung (Task D).

Anmerkung: Die Ergebnisse aller am IEA HPP Annex 34 teilnehmenden Länder werden in einem internationalen „Annex 34 – Final Report“ veröffentlicht. Dieser Bericht befindet sich zur Zeit in der Approbationsphase und wird anschließend über das Heat Pump Centre veröffentlicht.

3.1 Stand der Technik in Österreich

Im Rahmen des Task A wurde ein „Country Report“ für Österreich erstellt. Dazu wurde durch Literaturrecherchen und in zahlreichen Gesprächen mit den auf dem Gebiet der Absorptionswärmepumpen tätigen österreichischen Unternehmen der Stand der Technik und der österreichische Markt analysiert und dokumentiert.

Der „Country Report“ liegt in Kapitel 6.1 dieses Endberichtes bei.

3.2 Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen

Wie im Kapitel 2.1 dargestellt, war eines der Ziele des Annex 34 die Entwicklung von Methoden zur Bestimmung der Leistungskennzahlen von thermisch angetriebenen Wärmepumpen (TAWP) und entsprechenden Systemen, sowie zum energetischen, ökologischen und ökonomischen Vergleich dieser mit anderen Technologien zur Heizung und Kühlung. Diese Tätigkeiten wurden hauptsächlich im Task B durchgeführt, der seitens AIT geleitet wurde. Dementsprechend lag der Schwerpunkt der Tätigkeiten am AIT im Annex 34 in diesem Bereich.

3.2.1 Entwicklung einer konsistenten Methode zur Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen

Ein normativer Rahmen für die Prüfung, Leistungsbewertung und Kennzeichnung ist unerlässlich für die Erhaltung bzw. für einen weiteren Ausbau des derzeit positiven Markttrends bei thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Aktuell gibt es jedoch nur eine begrenzte Anzahl von Normen und Richtlinien für diese Technologie, die zum Teil nicht alle Leistungsklassen, Produkte oder Anwendungen abdecken. Auf der anderen Seite sind die normativen Dokumente für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen gut entwickelt und werden für verschiedene marktunterstützende Maßnahmen bereits erfolgreich eingesetzt (z.B. Förderprogramme, Kennzeichnung). Diese positive Erfahrung wurde als Ausgangspunkt für die Tätigkeiten im Task B angenommen.

Analyse der vorhandenen Dokumente

Positive Marktentwicklung der letzten Jahre im Bereich der Wärmepumpentechnologien fuhr zu diversen marktunterstützenden Maßnahmen, sowohl auf nationaler als auch auf internationaler Ebene (z.B. EU Energy Label Richtlinie (EU, 2010)). Dieser Trend ging mit einer Verstärkung der Aktivitäten auf dem Gebiet der Normung einher. Eine ganze Reihe von Normen und Richtlinien wurden erneuert, neue publiziert. Parallel dazu wurden einige internationale Aktivitäten initiiert, die zum Ziel Entwicklung und Implementierung von neuen Prüf- und Leistungsbewertungsverfahren für unterschiedliche Wärmepumpentechnologien und -systeme hatten (z.B. SHC Task 38 und SHC Task 48 für Systeme zur solaren Kühlung, SHC Task 44 / HPP Annex 38 für Kombisysteme Wärmepumpe-Solarthermie (SHP-Systeme), IEE SEPEMO für Heizungswärmepumpen, IEE QAISt für solare Kühlung und SHP-Systeme usw.).

In einer umfangreichen Recherche wurden relevante bestehende Normen und Normenentwürfe, sowie andere normative Dokumente (Richtlinien, Reglements) auf dem Gebiet der Wärmepumpen, sowohl thermisch als auch elektrisch angetriebene, gesammelt. Eine Liste aller Dokumente mit einer kurzen Beschreibung wurde im internen Bereich der Annex-Webseite (<http://www.annex34.org>) erstellt. Die Normen wurden anschließend auf ihre Aktualität bzw. Anwendbarkeit für thermisch angetriebene Wärmepumpen analysiert. Die Analyse dieser Dokumente diente als Ausgangspunkt für die im Task B geplanten Tätigkeiten. In Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 sind die gesammelten und analysierten Normen angeführt.

Die Referenzen zu den verwendeten Dokumenten sind in der Literaturliste unter „Normen“ angegeben. Eine umfangreiche Beschreibung der Dokumente, inklusive einer kurzen Analyse der Eignung bzw. Empfehlungen für Weiterentwicklungen steht als Deliverable auf der Annex-Webseite zu Verfügung.

Tabelle 3-1: Dokumente im Bereich der thermisch angetriebenen Wärmepumpen

Thermisch angetriebene Wärmepumpen		
Bezeichnung	Titel des Dokuments	Ausgabe
EN 12309-2	Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW. Part 2: Rational use of energy	01.04.2000
ARI 560	ARI-560 (2000): Absorption Water Chilling and Water Heating Packages	01.01.2000
DIN 33 830-4	Anschlussfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen. Leistungs- und Funktionsprüfung	06.1988
RAL-UZ 118	Energiesparende Wärmepumpen nach dem Absorptionsprinzip, dem Adsorptionsprinzip oder mit verbrennungsmotorisch angetriebenen Verdichtern	03.2008
JIS B 8622	Absorption Refrigerating Machines	21.12.2009
ASHRAE 182	Method of Testing Absorption Water-Chilling and Water-Heating Packages	25.06.2008
VDI 4650-2	Simplified method for the calculation of the annual coefficient of performance and the annual utilisation ratio of sorption heat pumps – Gas heat pumps for space heating and domestic hot water	11.2010

Die analysierten Dokumente können je nach Anwendungsbereich der beschriebenen Prüf- oder Bewertungsmethode in drei Hauptgruppen unterteilt werden:

- Methoden zur Prüfung und Leistungsbewertung von Wärmepumpen und Kältemaschinen unter stationären Betriebsbedingungen, jeweils für einen Betriebsmodus (Heizung, Kühlung);
- Methoden zur Prüfung und Leistungsprognose von Wärmepumpen und Kältemaschinen unter sich ändernden Betriebsbedingungen über längere Zeitperioden (klimatische Bedingungen, Nutzerverhalten usw.), für einen Betriebsmodus oder für einen kombinierten Betrieb (z.B. Heizung und Warmwasser);
- Methoden zur Leistungsprognose von Wärmepumpensystemen zur Heizung, Kühlung und Warmwasserbereitung für sich ändernde Betriebsbedingungen über längere Zeitperioden, sowohl für einen Betriebsmodus als auch für einen kombinierten Betrieb.

Tabelle 3-2: Dokumente im Bereich der elektrisch angetriebenen Wärmepumpen

Elektrisch angetriebene Wärmepumpen		
Bezeichnung	Titel des Dokuments	Ausgabe
EN 14511-1	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Part 1: Terms and definitions	30.11.2011
EN 14511-2	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Part 2: Test conditions	30.11.2011
EN 14511-3	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling -	30.11.2011
EN 14511-4	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling -	30.11.2011
EN 15316-4-2	Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Energieanforderungen und Nutzungsgrade der Anlagen - Teil 4-2: Wärmeerzeugung für die Raumheizung, Wärmepumpensysteme	02.2008
EN 16147	Heat pumps with electrically driven compressors – Testing and requirements for marking for domestic hot water units	04.2011
EN14825	Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung — Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen	04.2012
AHRI 320	Water-Source Heat Pumps	01.01.1998
AHRI 325	Ground Water-Source Heat Pumps	01.01.1998
AHRI 330	Ground Source Closed-Loop Heat Pumps	01.01.1998
ASHRAE 37	Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment	2009
VDI 4650-1	Berechnung von Wärmepumpen: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresaufwandszahlen von Wärmepumpenanlagen; Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung	01.2003

Eine Analyse der Dokumente ergab erhebliches Verbesserungspotenzial bei den vorhandenen Normen bzw. die Notwendigkeit der Entwicklung neuer standardisierter Methoden zur Prüfung und Leistungsbewertung:

- Europäische Normen und Richtlinien gelten nur für direkt befeuerte Wärmepumpen und Kältemaschinen;
- Fast alle europäischen Dokumente decken nur den Heizungsbetrieb. Nur EN 12309 sieht die Prüfung und Leistungsbewertung im Kühlbetrieb vor;
- Viele Dokumente gelten nur für einen bestimmten Leistungsbereich;
- Europäische Normen sind weitgehend harmonisiert bezüglich der Prüfbedingungen und Randbedingungen für die Leistungsprognose. Harmonisierung mit Richtlinien, sowie mit z.B. AHRI- oder ASHRAE-Standards wäre erstrebenswert;
- Die Definitionen der Leistungskennzahlen sowie die verwendete Nomenklatur sind den analysierten Dokumenten nicht konsistent, was einen Vergleich von Geräten und Systemen, die nach unterschiedlichen Normen und Richtlinien bewertet wurden, erschwert bzw. unmöglich macht;
- Besonders bei den thermisch angetriebenen Wärmepumpen sind nicht alle Technologien und Gerätetypen (Absorption, Adsorption, Antriebsenergie, Arbeitsstoffe) und/oder Anwendungen (Heizung, Kühlung, Brauchwasser) durch die Normen abgedeckt. Zum Beispiel gelten zwar in einigen Dokumenten die beschriebenen Methoden nominell auch für diskontinuierlich arbeitende Wärmepumpen (z.B. Adsorptionswärmepumpen), jedoch können praktisch die vorgeschriebenen stationären Betriebsbedingungen mit diesen Geräten nicht erreicht werden, wie z.B. in Melograno et al. (2010) ausführlich dargestellt.
- Klare Unterscheidung zwischen den thermischen und den elektrischen Wirkungsgraden ist in vielen Normen nicht gegeben. Elektrische Antriebsenergie wird entweder nicht berücksichtigt (z.B. EN 12309:2000) oder zu der thermischen addiert (z.B. VDI 4650-2). Auf Empfehlung von Experten aus Annex 34, wurde im neuen Entwurf von EN 12309 zwischen einer thermischen und einer elektrischen Effizienz konsequent unterschieden;
- Es ist keine standardisierte Methode für transiente Prüfungen von Wärmepumpen vorhanden (weder für elektrisch noch für thermisch getriebene);
- Bei den europäischen normativen Dokumenten sind die Tests unter Teillastbedingungen nicht eindeutig beschrieben;
- Die definierten Betriebsbedingungen für die Prüfung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen decken nicht alle Anwendungen ab (z.B. solare Kühlung). Die Kaltwassertemperaturen sind sehr niedrig, Anwendungen mit z.B. Kühldecken wurden dabei nicht berücksichtigt. Des Weiteren wird in den meisten Dokumenten nur ein Temperaturniveau für das Kühlwasser im Absorber/Kondensatorkreis definiert;
- Es gibt keine standardisierten Methoden für die Leistungsprognose von Gesamtsystemen, weder für Kühl- noch für Heizungsanwendungen.

Die Recherche ergab lediglich ein Gütezeichen für thermisch angetriebene Wärmepumpen, das nur für gasbefeuerte Heizungswärmepumpen gilt – „Der Blaue Engel“ Zeichen (RAL-UZ 118). Das zugrunde liegende Reglement für die Verleihung dieses Zeichens basiert jedoch auf einer Prüfmethode für Gaskessel, was zu einer Einschränkung der Anwendungsmöglichkeiten führt.

Systemklassifizierung

Die Effizienz η eines Energieumwandlungssystems kann folgendermaßen definiert werden:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{out,i}}{\sum_{j=1}^m Q_{in,j}}$$

Gl. 3-1

Dabei stellt die Summe aller $Q_{out,i}$ die gesamte Nutzenergie und die Summe aller $Q_{in,j}$ die dem System zugeführten (Antriebs-)Energienströme im Betrachtungszeitraum. Je nach verwendeter Systemgrenze (Bilanzraum) und Anforderung an das System (z.B. Deckung der Heizlast oder gleichzeitige Heizung und Kühlung) werden unterschiedliche Energienströme zur Ermittlung der Nutz- bzw. Antriebsenergie herangezogen, wie in den nächsten Kapiteln beschrieben. Diese dem System zu- und abgeführten Energienströme hängen auch von der Anwendung bzw. dem Betriebsmodus und der Art des Antriebs ab.

Thermisch angetriebene Wärmepumpen kann man nach Antriebsart unterscheiden in:

- Direkt befeuerte thermisch angetriebene Wärmepumpen: die Antriebsenergie wird in Form von Brennstoff (am häufigsten Gas) dem Gerät zugeführt. Für die Berechnung der Effizienz kann diese Energie mit dem oberen oder unteren Heizwert ausgedrückt werden.
- Indirekt befeuerte thermisch angetriebene Wärmepumpen: die Antriebsenergie wird als thermische Energie zugeführt (Fernwärmenetz, solarthermisches System, Prozessabwärme usw.). Diese Energie wird am häufigsten über die Wärmeträgermedien Wasser und Dampf zu Verfügung gestellt.

Thermisch angetriebene Wärmepumpen werden, ähnlich wie die Kompressionswärmepumpen, für unterschiedliche Anwendungen eingesetzt. Für die erste Klassifizierung der TAWP-Systeme können die drei einfachen Anwendungen bzw. Systemauslegungen definiert werden: Systeme zur ausschließlichen Deckung der Heizlast, Systeme zur ausschließlichen Deckung der Kühllast und Systeme zur (gleichzeitigen) Deckung sowohl der Heiz- als auch der Kühllast.

Die Unterschiede in der Art der Antriebsenergie und Anwendung führen zu unterschiedlichen Systemkomponenten, Systemkonfigurationen und, in weiterer Folge, zu unterschiedlichen Definitionen der Leistungskennzahlen, bedingt durch die Festlegung der Nutz- und Antriebsenergie. Eine einfache Klassifizierung der TAWP-Systeme nach diesen zwei Merkmalen ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Diese Klassifizierung wurde in weiterer Folge für die Definition spezifischer Kennzahlen für die sechs dargestellten Anwendungen verwendet.

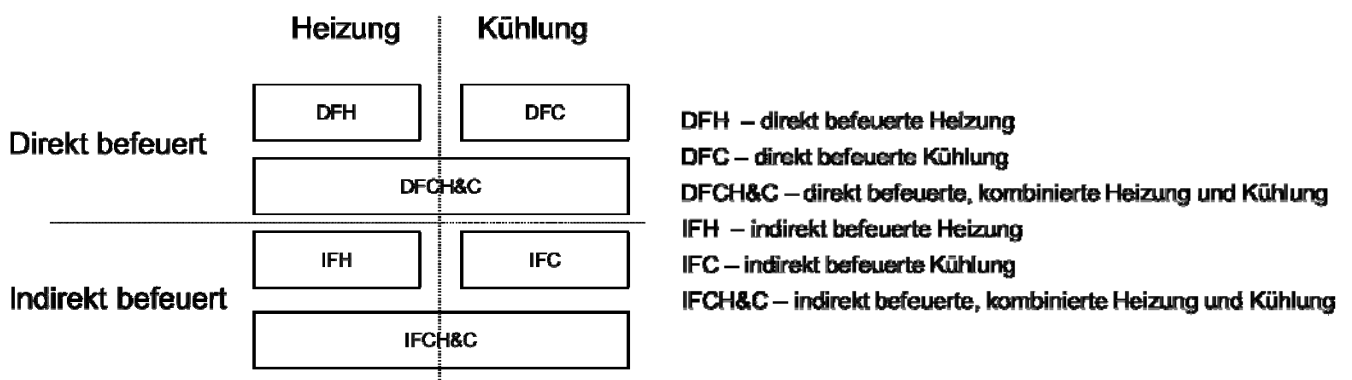


Abbildung 3-1 Klassifizierung von thermisch angetriebenen Systemen zur Heizung und Kühlung

Systemdarstellung und Nomenklatur

Für die Darstellung von TAWP-Systemen wurden zwei Energieflussbilder, die in zwei anderen IEA-Aktivitäten entwickelt wurden, herangezogen und entsprechend modifiziert:

- Systemdarstellung aus dem IEA SHC Task 38 „Solar Air-Conditioning and Refrigeration“, die zum Teil auch die Systemhydraulik abbildet (Napoletano et al., 2011). Bei dieser Darstellung werden sowohl die Nutz- als auch die Antriebsenergien, inklusive Energieverbräuche der Perifärgeräte (z.B. Umwälzpumpen für den Energieaustausch zwischen den einzelnen Systemkomponenten), detailliert dargestellt, Abbildung 3-2 oben. Für die Bezeichnung der Energieströme wird folgende Nomenklatur verwendet:

Q	thermische Energie (Wärme)
E	elektrische Energie
Q _p	Primärenergie (Brennstoff)
W	Energieäquivalent für den Wasserverbrauch
- Strukturiertes Energieflussbild (“Square View”), entwickelt im IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 “Solar and Heat Pumps” (Frank et al., 2010). Diese Darstellung gibt in der Regel nicht die Auskunft über die exakte Systemkonfiguration mit genauen hydraulischen Verbindungen. Sie dient viel mehr dazu die unterschiedlichen Betriebsmodi und mögliche Interaktionen zwischen den einzelnen Komponenten abzubilden, Abbildung 3-2 unten.

In beiden Darstellungen werden die Energieflüsse in physikalisch korrekter Weise dargestellt – die Wärme fließt immer von der Komponente mit höherer Temperatur zur Komponente mit niedrigerer Temperatur.

Die Energieflussbilder wurden verwendet um die Systemfamilien nach der Klassifizierung aus der Abbildung 3-1 darzustellen und unterschiedliche Effizienz-Kennzahlen zu definieren, wie in den folgenden Kapiteln beschrieben.

Generisches System für thermisch angetriebene Wärmepumpen

Ähnlich wie im IEA SHC Task 38 (Napoletano et al., 2011), wurde auch im Annex 34 ein generisches System definiert, das in sich die üblichen Systemkonfigurationen bzw. System- und Komponenteninteraktionen für alle Systemklassen aus Abbildung 3-1 vereint. Als Grundlage für die Entwicklung des generischen Systems für TAWP dienten die im Annex 34 gesammelten und beschriebenen Systeme, sowie eine umfangreiche Literaturrecherche der bestehenden Systeme in den teilnehmenden Ländern.

In der Abbildung 3-2 ist das generische System in beiden oben beschriebenen Darstellungsvarianten dargestellt. Als Antrieb für die TAWP wurden unterschiedliche Energiequellen, die sich in erster Linie primärenergetisch unterscheiden, vorgesehen. Je nach Konfiguration stellen sie die Antriebswärme direkt oder über einen Speicher zu Verfügung. Zusätzlich kann ihre Wärme direkt als Nutzwärme verwendet werden. Neben der TAWP beinhaltet das generische System auch ein Back-Up-System zur Kühlung (eine elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpe), wie in vielen thermisch angetriebenen Systemen üblich. Die Möglichkeit des Free Coolings ist ebenso gegeben, Q_{FC} . Der Wasserverbrauch bei den Rückkühleinheiten HR wird als energetisches Äquivalent für die Wasseraufbereitung ausgedrückt und geht damit in die Antriebsenergiebilanz ein.

Die Pumpen, die in der Abbildung 3-2 oben dargestellt sind, stehen für den Energieverbrauch, der für den Wärmeaustausch zwischen den Systemkomponenten notwendig ist. Sie entsprechen nicht unbedingt den physikalisch vorhandenen Umwälzpumpen (z.B. kann mit einer Pumpe das Wärmeträgermedium zwischen mehreren Komponenten umgewälzt werden).

Die dargestellten Verbindungen bzw. Energieflüsse zwischen den Komponenten entsprechen den üblichen

Konfigurationen, sind aber nicht ausschließlich und können durch zusätzliche, im realen System vorhandene Komponenten und Verbindungen ergänzt werden. Die aus dem generischen System abgeleiteten typischen Konfigurationen für unterschiedliche Anwendungen dienen einer Beschreibung der Methodik und sollen an die tatsächliche Konfiguration des betrachteten System angepasst werden.

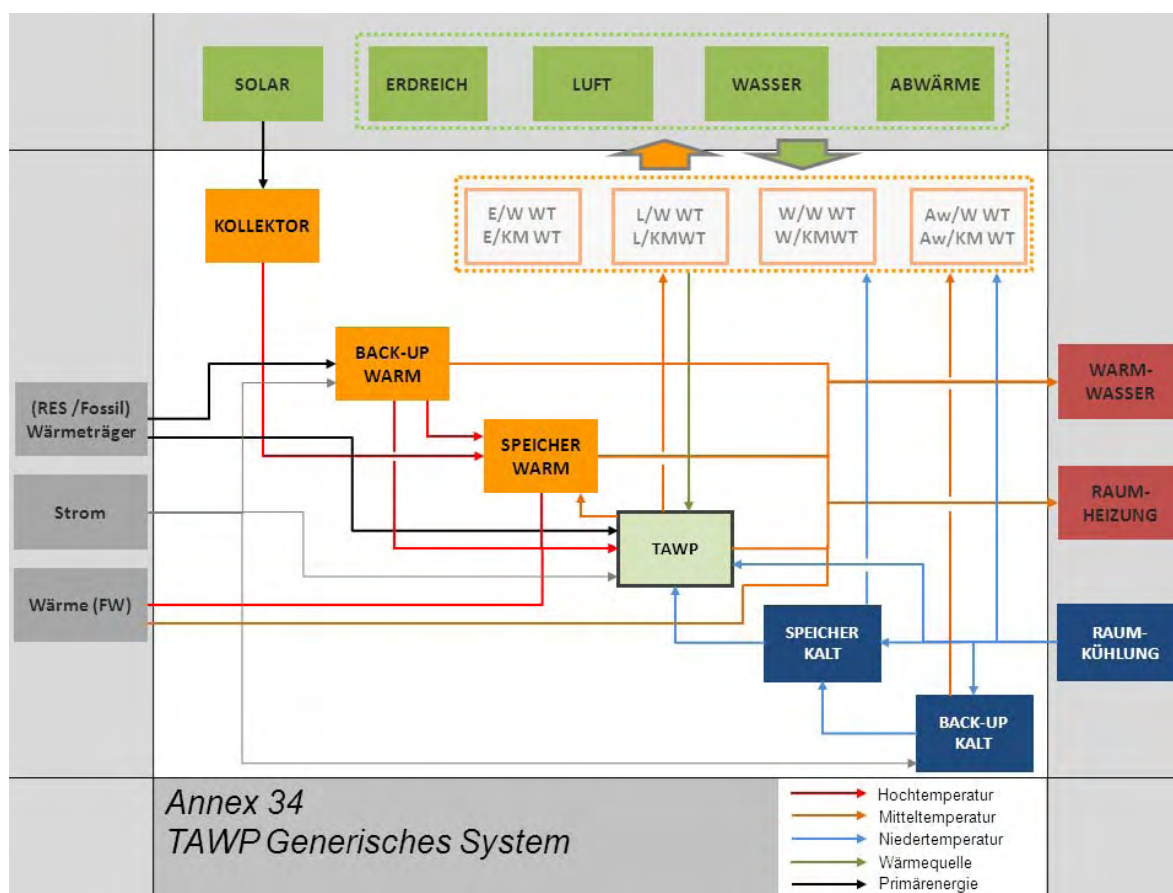
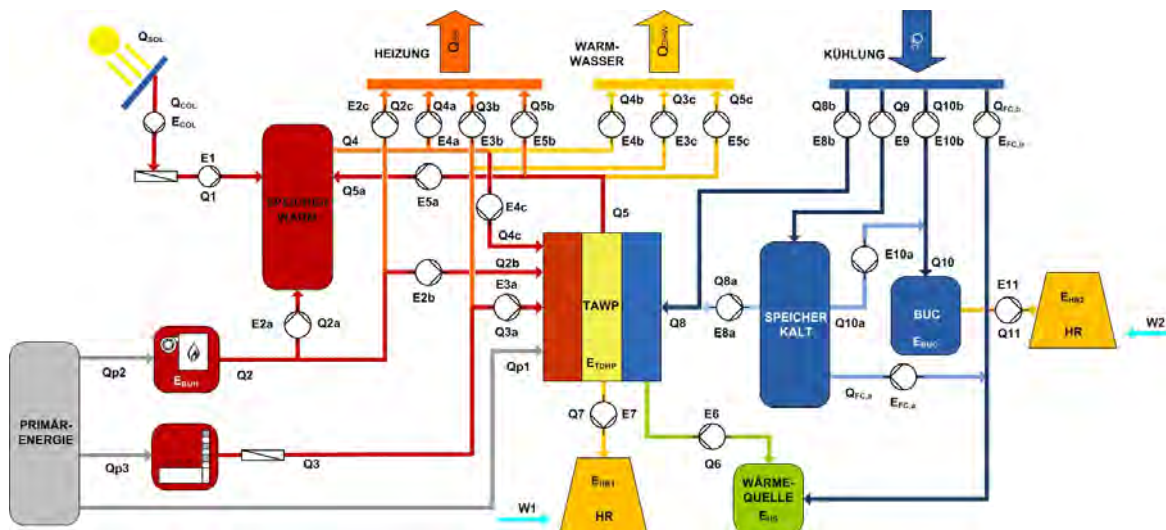


Abbildung 3-2 Generisches System für thermisch getriebene Wärmepumpen: Oben – modifizierte Darstellung gemäß Task 38, unten – „Square View“

Für die Definition von Leistungskennzahlen wurden zuerst die Systemgrenzen bzw. Bilanzräume für unterschiedliche Anwendungen aus Abbildung 3-1 definiert. Bei der Auswahl der Systemgrenzen wurde versucht sie so allgemein wie möglich zu halten, unabhängig von der Systemkonfiguration, Technologie, Anwendung usw. Dabei sollten die Bilanzräume folgende Anforderungen erfüllen:

- Die Systemgrenzen sollten eine einfache Analyse des betrachteten Systems durch den Vergleich der Kennzahlen für unterschiedliche Bilanzräume ermöglichen;
- Die Systemgrenzen sollten für einen transparenten Vergleich der Systeme untereinander, sowie der TAWP-Systeme mit anderen Technologien geeignet sein.

Aus diesen allgemeinen Anforderungen wurden fünf Ebenen oder Subsysteme für Bilanzräume abgeleitet, die weitgehend technologie- und konfigurationsunabhängig sind:

1. Die Leistungsbewertung des Gesamtsystems mit allen seinen Komponenten inklusive Energieverteilung (z.B. Wärmeabgabesystem). Diese Bewertung ermöglicht eine ökonomische und ökologische Bewertung des Gesamtsystems – Gesamteffizienz, Gesamtenergieverbrauch, Verwendung der erneuerbaren Energien, durch den Betrieb entstandene Emissionen usw. Diese Bewertung ist vor allem für den Betreiber der Anlage, die Entscheidungsträger aus der Politik, die Statistik usw. interessant.
2. Energetische, ökologische und ökonomische Leistungsbewertung des Gesamtsystems ohne Energieverteilung, die in der Regel nicht von dem System sondern von der Anwendung, dem Aufstellungsort usw. abhängig ist. Diese Bewertung kann z.B. als Grundlage für die Qualitätssicherung und Kennzeichnung von Produkten herangezogen werden.
3. Performance des Systems mit allen Komponenten bis zu den Nutzenergiespeichern um die Systemeffizienz und Effizienz einzelner Komponenten ohne den Einfluss von Speichereffekten bestimmen zu können. Durch die Entkopplung der Energieumwandlungs- von den Energiespeicherkomponenten kann das System besser analysiert und optimiert werden. Diese Analyse kann insbesondere für die Hersteller von Bedeutung sein.
4. Effizienz jeder einzelnen Energieumwandlungskomponente, inklusive aller notwendigen Zusatzkomponenten, die für den Betrieb dieser notwendig sind (z.B. Wärmequellenanlage bei der Wärmepumpe). Die Information über die Leistung jeder Energieumwandlungskomponente bzw. jeden Subsystems unter gegebenen Betriebsbedingungen ist ebenso wichtig für die Systemanalyse und Leistungsoptimierung, insbesondere für die Systemhersteller.
5. Leistungsbewertung jeder einzelnen Energieumwandlungskomponente ohne Zusatzkomponenten. Diese Bewertung kann für die Kennzeichnung von TAWP (Prüfung, Leistungsprognose), sowie für den Vergleich mit den Herstellerangaben (Monitoring) usw. verwendet werden.

Für ein TAWP-System wurden die Systemgrenzen folgendermaßen definiert:

1. Gesamtsystem bis zu den Anschlüssen an die Endenergie (Gas, Strom usw.), inklusive aller Anschlüsse an die freie (Umwelt-) Energie und inklusive den Energieverbrauch für die Nutzenergieverteilung. Als Nutzenergie wird die abgegebene (aufgenommene) Energie am Anschluss an das Verteilsystem betrachtet.
2. Wie Bilanzgrenze unter 1., jedoch ohne Energieverbrauch für die Nutzenergieverteilung. Diese Bilanzgrenze wurde für den Vergleich der Systeme untereinander, sowie mit anderen Technologien empfohlen.
3. Energieumwandlungssystem(e) ohne Nutzenergiespeicher. Solarspeicher, der nur Antriebsenergie für die

TAWP liefert oder Kaltwasserspeicher, der nur als Quelle für die TAWP dient, werden nicht als Nutzspeicher betrachtet.

4. Jede einzelne Energieumwandlungskomponente inklusive aller notwendigen Antriebsteile. Dabei kann ein Antriebssystem gleichzeitig auch eine Energieumwandlungskomponente sein (z.B. eine KWK-Anlage als Antrieb für die TAWP, die auch Heizungswärme liefern kann).
5. Einzelne Energieumwandlungskomponenten bis zu den Anschlüssen an andere Systemkomponenten.

Der Energieverbrauch für den Energieaustausch zwischen den Komponenten wird nur dann berücksichtigt, wenn beide Komponenten, zwischen denen das Wärmeträgermedium fließt, sich im gleichen Bilanzraum befinden. Mit diesen Bilanzräumen wurden die Leistungskennzahlen für TAWP und TAWP-Systeme definiert.

Leistungskennzahlen

Aus der Analyse der bestehenden Normen wurde ein Vorschlag für die Nomenklatur der Leistungskennzahlen aufgestellt.

Es wurden folgende Kennzahlen, je nach Systemgrenze und Betriebsbedingungen bzw. Datenquelle, definiert:

- COP (EER)¹ – Momentane Energieeffizienz der Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinen-Einheit selbst, ohne Berücksichtigung der Peripheriegeräte, für einen bestimmten, konstanten Betriebspunkt, Systemgrenze 1;
- SCOP (SEER)² – Jährliche Energieeffizienz der Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinen-Einheit selbst, ohne Berücksichtigung der Peripheriegeräte, für ein definiertes, jährliches Temperatur- und Lastprofil, Systemgrenze 1;
- SPF³ – Jährliche Energieeffizienz des (genormten) Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinen-Systems, inklusive aller Peripheriegeräte für ein definiertes, jährliches Temperatur- und Lastprofil, Systemgrenzen 1-5;
- PER⁴ ist definiert als jährliche Energieeffizienz des Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinen-Systems, inklusive aller Peripheriegeräte für ein definiertes, jährliches Temperatur- und Lastprofil, bezogen auf den Primärenergiebedarf, empfohlene Systemgrenzen 1 und 2.

In Abbildung 3-3 sind die Systemgrenzen zur Definition der Kennzahlen dargestellt. In der Abbildung sind auch die einzelnen Subsysteme definiert.

¹ COP – Coefficient of Performance; EER – Energy Efficiency Ratio

² SCOP – Seasonal Coefficient of Performance; SEER Seasonal Energy Efficiency Ratio

³ SPF – Seasonal Performance Factor

⁴ PER – Primary Energy Ratio

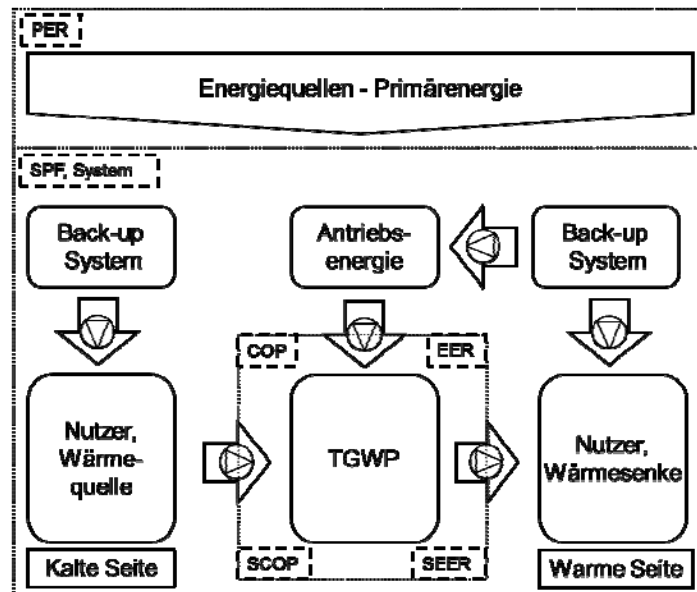


Abbildung 3-3: Systemgrenzen zur Definition von Leistungskennzahlen

Da die thermisch angetriebenen Systeme zur Heizung und Kühlung in der Regel sowohl thermische als auch elektrische Energie verbrauchen, wurden bei der Definition von COP (EER), SCOP (SEER) und SPF die thermischen und die elektrischen Kennzahlen getrennt definiert. Es wurde auch zwischen Heizung (mit Brauchwasserbereitstellung) und Kühlung, bis zur Systemebene (SPF) unterschieden – Gleichungen 3-2 bis 3-11:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW}}{\dot{Q}_{th,in,unit}}$$

Gl. 3-2

$$EER_{th} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_{th,in,unit}}$$

Gl. 3-3

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW}}{P_{el,in,unit}}$$

Gl. 3-4

$$EER_{el} = \frac{\dot{Q}_C}{P_{el,in,unit}}$$

Gl. 3-5

$$SCOP_{th} = \frac{\int (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int \dot{Q}_{th,in,unit} \cdot dt}$$

Gl. 3-6

$$SEER_{th} = \frac{\int \dot{Q}_C \cdot dt}{\int \dot{Q}_{th,in,unit} \cdot dt}$$

Gl. 3-7

$$SCOP_{el} = \frac{\int (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW}) \cdot dt}{\int P_{el,in,unit} \cdot dt}$$

Gl. 3-8

$$SEER_{el} = \frac{\int \dot{Q}_C \cdot dt}{\int P_{el,in,unit} \cdot dt}$$

Gl. 3-9

$$SPF_{th} = \frac{\int (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) \cdot dt}{\int \dot{Q}_{th,in,system} \cdot dt}$$

Gl. 3-10

$$SPF_{el} = \frac{\int (\dot{Q}_H + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) \cdot dt}{\int P_{el,in,system} \cdot dt}$$

Gl. 3-11

Indices in den Gleichungen 3-2 bis 3-11:

th	thermisch
el	elektrisch
H	Heizung
C	Kühlung
DHW	Warmwasser
in,unit	Input in die Wärmepumpeneinheit (laut Systemgrenzen)
in,system	Input in das Gesamtsystem (laut Systemgrenzen)

Diese Leistungskennzahlen wurden für jede Anwendung anhand von standardisierten Schemata systemspezifisch definiert.

Die momentanen Leistungszahlen (COP bzw. EER) werden direkt aus den Messungen an den Wärmepumpen ermittelt. SCOP und SEER werden derzeit anhand von Prüfdaten und standardisierten Klimadaten mittels einer Methode, die weitgehend auf der im HPP Annex 28 beschriebenen Methode (Bin-Methode) basiert (EN 12309:2012), ermittelt. Die Methode ist derzeit nur auf direkt befeuerte TAWP beschränkt, ein Vorschlag für die Erweiterung der Methode auf TAWP, die in Systemen zur solaren Kühlung installiert sind, ist im Kapitel 3.2.2 beschrieben. Die SPF-Werte werden aus den Monitoringdaten berechnet. Diese klare Unterscheidung in der Nomenklatur soll dazu beitragen, Missverständnisse, die oft aus der unklaren Bezeichnung der Kennzahlen in der Literatur entstehen, zu vermeiden.

Beispiel: Direktbefeuerte Heizung (DFH)

Die Definition von Systemgrenzen und entsprechenden Jahresarbeitszahlen (SPF) werden beispielhaft für das generische System für direkt befeuerte Heizung dargestellt. In der Abbildung 3-4 sind die Systemgrenzen 1 bis 5 in beiden Darstellungsarten gegeben. Systemgrenzen und Definitionen der Kennzahlen für andere Anwendungen sind im Deliverable B2 des Annex 34 enthalten.

Systemgrenze 1

Seasonal Performance Factor SPF

Thermischer SPF

$$SPF_{th,1}^{DFH} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW}}{Q_{p,1}} = \frac{Q_{4a} + Q_{4b} + Q_{5b} + Q_{5c}}{Q_{p,1}} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Elektrischer SPF

$$SPF_{el,1}^{DFH} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW}}{\sum E_{el,DFH,1}} = \frac{Q_{4a} + Q_{4b} + Q_{5b} + Q_{5c}}{E_{TDHP} + E_{4a} + E_{4b} + E_{5a} + E_{5b} + E_{5c} + E_6 + E_{HS}} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Für die Systemgrenze 1 sind im Prinzip nur ein Strommessgerät für den gesamten Stromverbrauch, zwei Wärmemengenzähler für die Heizung und Warmwasserverbrauch, sowie ein Messgerät für den Primärenergieverbrauch der TAWP (z.B. Gaszähler) notwendig um die beiden SPFs ermitteln zu können.

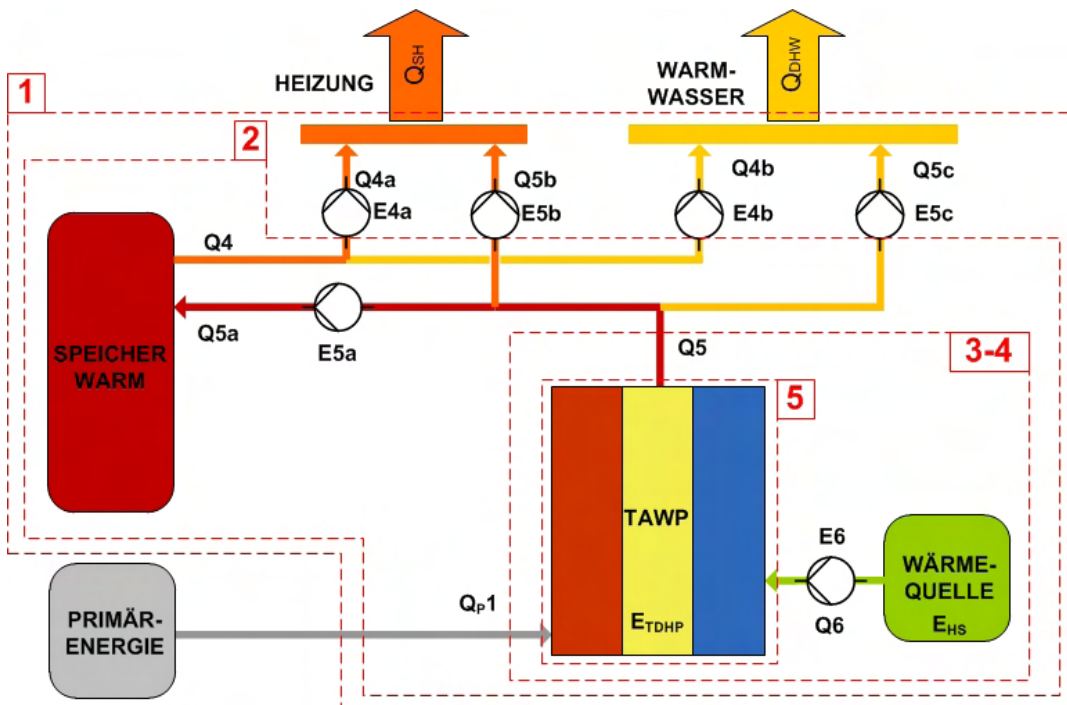
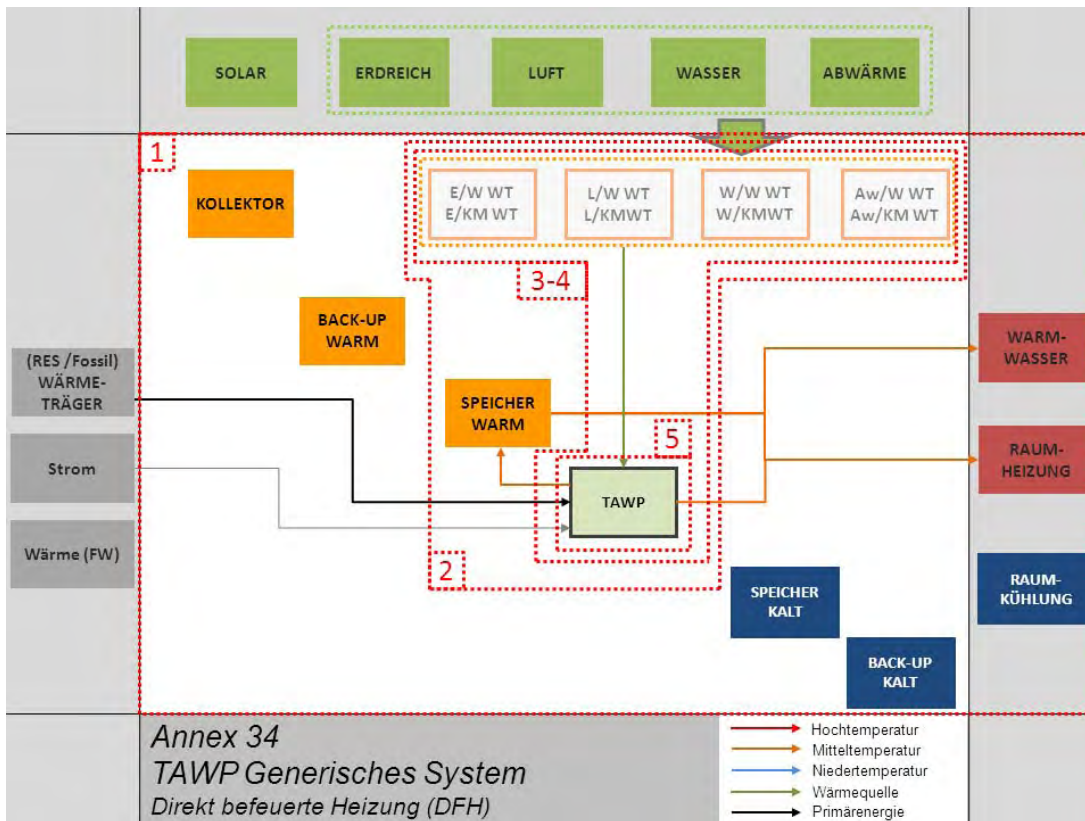


Abbildung 3-4: Systemgrenzen zur Definition von Leistungskennzahlen

Systemgrenze 2

Seasonal Performance Factor SPF

Thermischer SPF

$$SPF_{th,2}^{DFH} = \frac{Q4a + Q4b + Q5b + Q5c}{Q_p1} \quad \text{Gl. 3-14}$$

Elektrischer SPF

$$SPF_{el,2}^{DFH} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW}}{\sum E_{el,DFH,2}} = \frac{Q4a + Q4b + Q5b + Q5c}{E_{TDHP} + E5a + E6 + E_{HS}} \quad \text{Gl. 3-15}$$

Primary energy ratio PER

$$PER_2^{DFH} = \frac{Q4a + Q4b + Q5b + Q5c}{\frac{Q_p1}{\varepsilon_{fossil}} + \frac{\sum E_{el,DFH,2}}{\varepsilon_{el}}} \quad \text{Gl. 3-16}$$

Systemgrenzen 3 und 4

Das definierte DFH-System hat keine Zusatzheizung. Dadurch fallen die Systemgrenzen 3 und 4 zusammen.

Seasonal Performance Factor SPF

Thermischer SPF

$$SPF_{th,3}^{DFH} = SPF_{th,4}^{DFH} = \frac{Q5}{Q_p1} = \frac{Q5a + Q5b + Q5c}{Q_p1} \quad \text{Gl. 3-17}$$

Electrical SPF

$$SPF_{el,3}^{DFH} = SPF_{el,4}^{DFH} = \frac{Q5}{E_{TDHP} + E6 + E_{HS}} = \frac{Q5a + Q5b + Q5c}{E_{TDHP} + E6 + E_{HS}} \quad \text{Gl. 3-18}$$

Systemgrenze 5

Seasonal Performance Factor SPF

Thermischer SPF

$$SPF_{th,5}^{DFH} = \frac{Q5 (+E5 \cdot \eta_{th,lp})}{Q_p1} \quad \text{Gl. 3-19}$$

Elektrischer SPF

$$SPF_{el,5}^{DFH} = \frac{Q5 (+E5_{\Delta p} \cdot \eta_{th,lp})}{E_{TDHP} ((+E5_{\Delta p} + E6_{\Delta p}) \cdot \eta_{hyd,lp})} \quad \text{Gl. 3-20}$$

$E_{5\Delta p}$ und $E_{6\Delta p}$ sind die anteiligen Energieverbräuche der Umwälzpumpen 5 und 6 für die Überwindung der internen Druckverluste in den entsprechenden Wärmetauschern. Sie werden laut geltenden Prüfnormen aus der Druckdifferenzmessung und Annahme einer Pumpeneffizienz $\eta_{hyd,lp}$ ermittelt. Diese Energieverbräuche wurden in Klammern als optional angegeben, da eine Druckdifferenzmessung im Feldtest eher unüblich ist.

Vergleich mit einem Referenzsystem

Als Referenzsystem wurde ein System mit einem Heizkessel gewählt, für das ein Bilanzraum (2 Ref), vergleichbar mit der Systemgrenze 2 für TAWP-Systeme, definiert wurde, Abbildung 3-5.

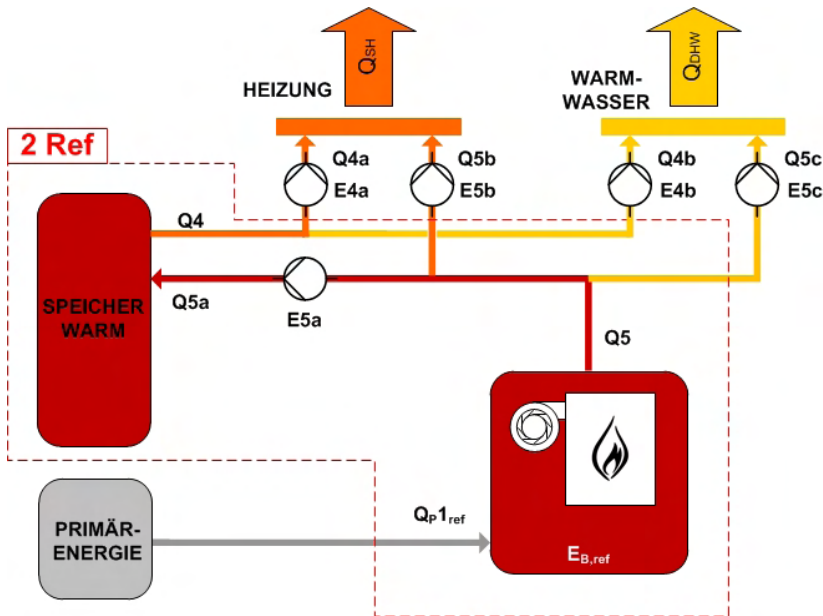


Abbildung 3-5: Systemgrenze 2 für das DFH-Referenzsysteme

Mit der Definition eines Referenz- bzw. eines Vergleichssystems ist es möglich die fraktionale Energieeinsparung (Fractional Energy Savings, f_{sav}) nach Gl 3-21 zu berechnen:

$$f_{sav,DFH} = 1 - \frac{\frac{Q_{p,1} + \sum E_{el,DFH,2}}{\varepsilon_{fossil}} + \frac{\varepsilon_{el}}{\sum E_{el,ref}}}{\frac{Q_{p,1,ref}}{\varepsilon_{fossil,ref}} + \frac{\varepsilon_{el}}{\sum E_{el,ref}}} \tag{Gl. 3-21}$$

$$\sum E_{el,ref} = E_{B,ref} + E_{5a} \tag{Gl. 3-22}$$

Für die Berechnung des Primärenergieverbrauchs aus dem gemessenen Endenergieverbrauch (Q_p) ist die Annahme von Primärenergiekoeffizienten ε notwendig. Diese sind im Prinzip von dem Aufstellungsort, Jahreszeit usw. abhängig. Da diese Daten nur schwer zu ermitteln sind, wird üblicherweise mit nationalen oder internationalen Jahresmittelwerten gerechnet.

Falls keine Vergleichsdaten für das Referenzsystem vorliegen, kann der Endenergieverbrauch des Referenzsystems mit Gl. 3-23 approximiert werden:

$$Q_{p,1,ref} = \frac{Q_5}{\eta_{B,ref}} \tag{Gl. 3-23}$$

Die Jahresnutzungsgrade $\eta_{B,ref}$ sind vom Brennstoff, Anlagentyp, Ausführung, Anwendung (z.B. Hochtemperaturheizung, Niedertemperaturheizung, Brauchwasser, Stillstandszeiten), usw. abhängig.

Der notwendige Messaufwand die Berechnung der SPF-Werte für unterschiedliche Bilanzräume ist von der Systemkonfiguration abhängig. Für das DFH gemerische System sind die minimal notwendigen Messpunkte für alle fünf Systemgrenzen (SB – System Boundary) in Tabelle 3-3 gegeben.

Tabelle 3-3: Notwendige Messungen für die Ermittlung von SPF-Werten für Systemgrenzen SB1 bis SB5 für ein DFH-System

DFH	SB1	SB2	SB3	SB4	SB5
Wärme					
Q_{SH}	●				
Q_{DHW}	●				
Q_4		●			
Q_5		●	●	●	●
Strom					
ΣE_{el}	●				
E_{5a}		●			
E_6		●	●	●	
E_{TDPH}		●	●	●	●
E_{HS}		●	●	●	
Massenstrom					
Q_{p1}	●	●	●	●	●
Druck (optional)					
Δp_5					●
Δp_6					●

● – alle Messwerte notwendig
 ● – nicht alle Messwerte notwendig

3.2.2 Vorschlag für eine Berechnungsmethode für Systeme zur solaren Kühlung

Die Analyse der normativen Dokumente auf dem Gebiet der TAWP und -Systemen hat gezeigt, dass es derzeit keine standardisierten Verfahren zur Leistungsbewertung von Systemen zur solaren Kühlung (SK-Systeme) gibt. Angesichts der positiven Marktentwicklung der letzten Jahre steigt der Bedarf nach Normen zur Prüfung und Leistungsbewertung von Kältemaschinen und ganzen Systemen sowohl bei den Herstellern als auch bei den Entscheidungsträgern. Im Rahmen des Annex 34 wurde am AIT, zusammen mit zwei anderen Projektpartnern, ein Vorschlag für eine Methode zur Leistungsbewertung von Kältemaschinen, die in SK-Systemen eingesetzt werden, basierend auf der Erweiterung der im Annex 28 vorgeschlagenen Methode zur Leistungsbewertung von Kompressionswärmepumpen (Wemhöner und Afjei, 2003). Diese Methode (Temperature Bin Method) wurde bereits in einigen europäischen Normen zur Bewertung von Wärmepumpen umgesetzt (z.B. EN 14825 (CEN, 2011), EN 15316-4-2 (CEN, 2008), EN 12309 (CEN, 2012)). Dieser Vorschlag wurde 2011 auf der 4th International Conference “Solar Air-Conditioning” in Larnaka, Zypern präsentiert (Núñez et al., 2011).

Die Temperature-Bin-methode braucht nur einen Parameter – die Außenlufttemperatur – für die Berechnung der saisonellen Effizienz der Wärmepumpe. Bei den SK-Systemen ist jedoch die solare Einstrahlung (sowohl die Intensität als auch die Verfügbarkeit) entscheidend für die Leistungsabschätzung. Deshalb wurde die Methode um

die solare Einstrahlung erweitert. Zu jedem Temperatur-Bin wurde die mittlere solare Einstrahlung, aus den Klimadaten ermittelt, hinzugefügt. Die Einstrahlung wurde in fünf Intensitätsstufen unterteilt, G_1 bis G_n , Abbildung 3-6.

	G_1	G_2	...	G_i	G_{i+1}	...	G_n
T_1	$h_{1,1}$	$h_{2,1}$...	$h_{i,1}$	$h_{n,1}$
T_2
...
T_j	...			$h_{i,j}$...
T_{j+1}
...
T_m	$h_{i,m}$	$h_{n,m}$

Daraus ergibt sich eine zweidimensionelle Matrix, die die Anzahl der Stunden mit einer bestimmten mittleren Temperatur und einer bestimmten mittleren solaren Einstrahlung über das Jahr beschreibt. Aus dieser Matrix kann der Energieinput aus dem Solarkollektor in die Kältemaschine für jede Kombination von Außenlufttemperatur und solarer Einstrahlung berechnet werden, Glg. 3-24. Die Kollktoreffizienz kann aus der Glg. 3-25 ermittelt werden, die spezifische Kollektorfläche wird mit der Glg. 3-26 angegeben, wie in Wemken (2009) vorgeschlagen.

Die gesamte, über das Jahr zu Verfügung stehende Antriebsenergie kann damit als Summe einzelner $Q_{sol,i,j}$ berechnet werden. Bei der Entwicklung der Methode wurde angenommen, dass die Temperatur des Wärmeträgermediums, das aus dem Solarsystem der Kältemaschine zugeführt wird, stets die

Abbildung 3-6: Matrix der Stundenwerte für korrelierenden Außenlufttemperaturen und solare Einstrahlung

Nenntemperatur hat. Der Einfluss dieser Annahme auf die Genauigkeit der Methode muss noch untersucht werden.

$$Q_{sol,i,j} = \begin{cases} \eta_{coll,i,j} \cdot G_i \cdot A_{spec} \cdot h_{i,j} \\ 0, \forall Q_{sol,i,j} < 0 \end{cases} \quad \text{Glg. 3-24}$$

$$\eta_{coll,i,j} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{T_m - T_j}{G_i} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_j)^2}{G_i} \quad \text{Glg. 3-25}$$

$$A_{spec} = \frac{1}{\bar{G} \cdot \eta_{coll,nom} \cdot EER_{nom}} \quad \text{Glg. 3-26}$$

Für die Berechnung des thermischen und des elektrischen SEER sind Prüfergebnisse für unterschiedliche Betriebsbedingungen notwendig. Im ersten Schritt wurden die Betriebsbedingungen am Austreiber und Verdampfer (Temperaturen und Massenströme der Wärmeträgermedien) als konstant angenommen. Damit hängt die Performance der TAWP hauptsächlich von der Teillastbedingung und der Temperatur im Absorber-Kondensator-Kreis ab. Die Temperatur am Eintritt in den Absorber-Kondensator-Kreis hängt primär von der Art der Rückkühlung, der Außenlufttemperatur und der Luftfeuchtigkeit ab. Für die Plausibilitätsprüfung der Methode wurde in erster Annäherung eine Stufenfunktion angenommen (siehe Tabelle 3-4). T_{HR} ist die Rücklauftemperatur aus dem Rückkühlapparat und T ist die Außenlufttemperatur. Mit diesen Annahmen reduziert sich die Anzahl der notwendigen Prüfpunkte für die Berechnung.

Analog zur Temperatur-Bin-Methode wurde die Kühllast als lineare Funktion der Auslegungstemperatur T_{nom} (Nennlast $P_{ch,nom}$) und der Außenlufttemperatur mit der Kühllast Null (T_0) angegeben, Abbildung 3-7. Somit ist auch die maximale Kühllast $P_{C,max}$ für die Außenlufttemperatur T_m definiert.

Tabelle 3-4: Angenommene Stufenfunktion für die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Absorber-Kondensator-Kreis

T_j [°C]	<22	22-26	27-31	32-36	>36
$T_{HR,j}$ [°C]	25	28	30	33	35

Der Schnittpunkt der charakteristischen Kurve für die maximale Leistung der Kältemaschine (max. chiller capacity) und der angenommenen Kühllast (cooling load) ist der Nennbetriebspunkt der Kältemaschine. Für höhere Lasten muss eine Zusatzkühlung angenommen werden (Q_{bu}), für kleinere Kühllasten läuft die Kältemaschine im modulierenden Teillastbetrieb (part load operation), bis zur minimalen Leistung, die im kontinuierlichen Betrieb möglich ist, $P_{ch,min}$. Für kleinere Lasten wird ein intermittierender Betrieb angenommen und die Effizienz mit einem Faktor, der die Verluste im Ein-Aus-Betrieb berücksichtigt, vermindert.

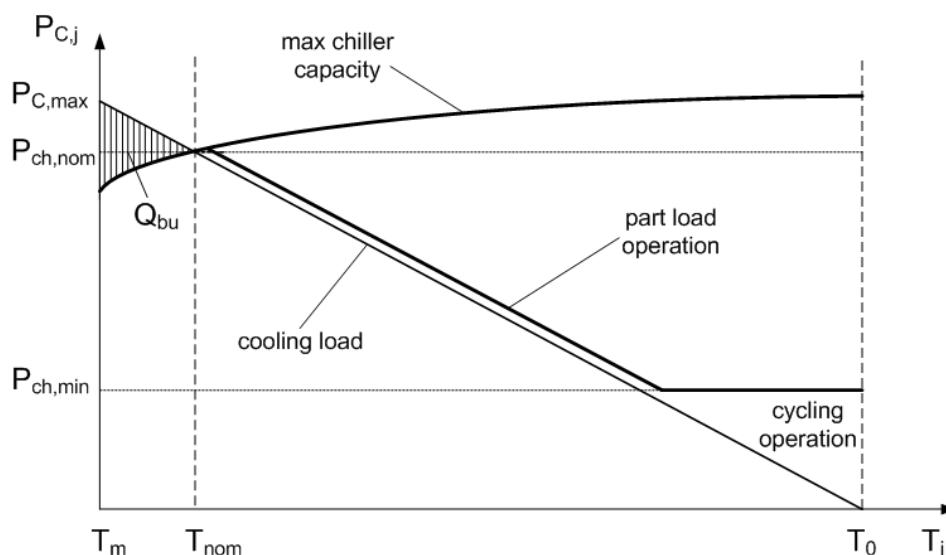


Abbildung 3-7: Angenommene Kühlleistung und Leistungskurve der Kältemaschine bei Volllast über Außenlufttemperatur

Ausgehend vom in Abbildung 3-7 dargestellten Betrieb und der Anzahl der Betriebsstunden unter verschiedenen klimatischen Bedingungen, die aus den Klimadaten zu ermitteln sind (Abbildung 3-6), kann die gesamte benötigte Kühlenergie Q_C , sowie die verbrauchten elektrischen $Q_{el,tot}$ und thermischen $Q_{th,tot}$ Energien für den Antrieb der Kältemaschine und des Back-Ups durch Aufsummieren dieser Energien für jeden Temperatur-Bin ermittelt werden. Betriebszustände der Kältemaschine die zwischen den gemessenen Punkten oder außerhalb des gemessenen Bereichs liegen werden durch Inter- bzw. Extrapolation ermittelt.

Aus diesen Energien lassen sich der gesamte elektrische SEER inklusive Back-Up ($SEER_{el,tot}$), der elektrische SEER für die Kältemaschine ohne Back-Up ($SEER_{el,ch}$) und der thermische SEER für die Kältemaschine ($SEER_{th,ch}$) mit den Gleichungen 3-27 bis 3-29 berechnen.

$$SEER_{el,tot} = \frac{Q_C}{Q_{el,tot}} \quad \text{Gl. 3-27}$$

$$SEER_{el,ch} = \frac{\sum_{j=1}^m Q_{C,ch,j}}{\sum_{j=1}^m Q_{el,ch,j}} \quad \text{Gl. 3-28}$$

$$SEER_{th,ch} = \frac{\sum_{j=1}^m Q_{C,ch,j}}{\sum_{j=1}^m Q_{dr,ch,j}} \quad \text{Gl. 3-29}$$

Die Berechnungsmethode wurde getestet mit den verfügbaren Herstellerdaten für die Kältemaschine Yazaki SC5 und einen Flachkollektor mit Koeffizienten $\eta_0=0.8$, $a_1=3.3$ und $a_2=0.015$. Als Mittlere Kollektortemperatur T_m wurde 85°C angenommen, was den nominellen Betriebsbedingungen der Kältemaschine entspricht, die Einstrahlungsdaten wurden für eine Kollektorneigung von 30° und exakte Südlage berechnet. Die Klimadaten von Palermo, Italien aus Meteonorm, 2010 wurden für diese Berechnung herangezogen.

Für diese Inputparameter wurden folgende SEER-Werte erhalten:

$SEER_{th}$	$SEER_{el,tot}$	$SEER_{el,ch}$
0.67	7.81	16.22

Diese Werte korrespondieren sehr gut mit in wissenschaftlichen Publikationen veröffentlichten Werten aus Monitoringprojekten. Damit wurde gezeigt, dass die Methode qualitativ gute Werte liefert, trotz einigen Vereinfachungen und Annahmen.

Im nächsten Schritt soll noch untersucht werden, ob die Methode für unterschiedliche Klimadaten, Kältemaschinen usw. auch plausible Werte liefert. Ein Vergleich mit Simulationen wäre auch notwendig um das Verfahren weiter zu entwickeln und robuster für unterschiedliche Systemkonfigurationen, Kältemaschinentypen usw. zu machen.

Eine Weiterentwicklung der vorgeschlagenen Methode ist im Rahmen des IEA SHC Task 48 "Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling" geplant.

3.3 Thermische Zersetzung und Korrosion in NH₃/H₂O AWP

Anmerkung: Die in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnisse wurden im Rahmen zweier Projekte, dem vorliegenden Projekt „IEA HPP Annex 34“ und dem Projekt „InnoGEN“ (FFG Projekt Nr.: 821858) welches im Rahmen der „Neue Energien 2020“ Ausschreibung durchgeführt wurde, erarbeitet.

Auf dem Gebiet der Absorptionswärmepumpen werden in der Forschung und Entwicklung oft fortgeschrittene Prozesse mit unterschiedlichen Möglichkeiten zur internen Wärmerückgewinnung und Steigerung der Effizienz diskutiert. Dies sind z.B. mehrstufige Prozesse oder der Generator-Absorber-Heatexchanger (GAX) Prozess. Allen diesen Prozessen ist gemein, dass hohe Antriebstemperaturen (über ca. 180°C) notwendig sind, um das Potential auszuschöpfen. Ein Problem bei Ammoniak/Wasser AWP, dass insbesondere bei hohen Temperaturen im Prozess beobachtet wird, ist die Entstehung von Fremdgasen, welche den Prozess negativ beeinflussen können.

Prinzipiell werden zwei unterschiedliche chemische Prozesse unterschieden die zur Entstehung von Fremdgasen führen können, die Korrosion (vgl. Gl. 3-30) und die thermische Zersetzung (vgl. Gl. 3-31). Dabei entstehen bei der Korrosion festes Magnetit und gasförmiger Wasserstoff und bei der thermischen Zersetzung die beiden Gase Stickstoff und Wasserstoff.



Aus der Literatur ist bekannt, dass mit Kohlestoffstahlkomponenten und die Verwendung von Inhibitoren ein Einsatz bis 210°C möglich ist.

Ziel der Untersuchungen von NH₃/H₂O-Gemischen bei hohen Temperaturen im Rahmen dieses Projektes war es die thermischen Zersetzung der Ammoniak/Wasserlösung und die Korrosion ausgewählter Stähle unter Verwendung von Inhibitoren zu quantifizieren.

3.3.1 Korrosion von Stahl

Betrachtet man die chemische Korrosionsreaktion (vgl. Gl. 3-30) so kann ein Umrechnungsfaktor für die Oxidation von Eisen und die Entstehung von Wasserstoff von ca. 1,9 g_{Fe}/l_{H₂} (@ 1bar, 20°C) berechnet werden. Das bedeutet weiter, dass wenn 1 m² einer Eisenoberfläche in einer Schichtdicke von nur 0,01 mm gleichmäßig korrodiert 42 l Wasserstoff (bei 1 bar und 20°C) entstehen. Deshalb müssen bei hermetisch dichten Anwendungen die Korrosionsraten extrem niedrig sein, um Betriebsstörungen durch Fremdgase zu vermeiden.

Konventionell werden NH₃/H₂O-Absorptionskältemaschinen aus Kohlenstoffstahl hergestellt und die dabei entstehenden Korrosionsprobleme werden durch den Zusatz von Inhibitoren wie Natriumchromat (Na₂CrO₄) oder Natriumdichromat (Na₂Cr₂O₇) gelöst. Da diese Stoff sehr giftig, umweltgefährdend, krebserregend, erbgutverändernd und fortpflanzungsgefährdend sind, wurde die Verwendung in der Europäischen Union nach der Richtlinie 2002/95/EG (RoHS - Restriction of Hazardous Substances), in Österreich umgesetzt im BGBL, 121. Verordnung (2005), verboten bzw. stark eingeschränkt. Die Verwendung des „Sechswertigen Chroms als Korrosionsschutzmittel des Kohlenstoffstahl-Kühlsystems in Absorptionskühlschränken“ ist aber als Ausnahme von dieser Verordnung vorerst noch zulässig. Diese Ausnahme wird voraussichtlich in den nächsten Jahren auslaufen (Gensch et al., 2009).

Die Verwendung von Kohlenstoffstahl wird in der Literatur auf geringere Materialkosten sowie die bessere Bearbeitbarkeit bei Verformung und Schweißung zurückgeführt (Agrawal und Hindin, 1994; Mansfeld and Sun,

2001 und 2003; Phillips und Whithlow, 1998). Als Alternative wird zwar häufig die Verwendung von korrosionsbeständigen Edelstählen diskutiert (Mansfeld & Sun, 2001 und 2003; Griess et al., 1985) allerdings wurden bisher keine Korrosionsuntersuchungen von Edelstählen mit $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen gefunden.

In einer detaillierten Literatur und Patentrecherche wurden unterschiedliche alternative Korrosionsinhibitoren zu den oben diskutierten Chromaten für Kohlenstoffstahl und $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen gefunden. Diese lassen sich in folgende Gruppen unterteilen:

- Metallsalze der Seltenen Erden (z.B. Cernitrat)
- Starke Laugen (z.B.: NaOH, KOH...)
- Div. Silikate (z.B.: Natriumsilikat, Kaliumsilikat...)

Die Ergebnisse der Literaturrecherche sind detailliert in Moser et al. (2011) beschrieben.

3.3.2 Zersetzung von Ammoniak

Neben der Korrosion kann auch die Zersetzung zur Entstehung von Fremdgasen in einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWP führen. Berechnungen des thermodynamischen Gleichgewichtes zeigen, dass sich theoretisch bereits bei geringen Temperaturen signifikante Mengen von NH_3 zersetzen müssten. In Abbildung 3-8 ist das Ergebnis dieser Berechnungen für unterschiedliche Drücke dargestellt. Man erkennt, dass sich bei einem Druck von 1 bar und einer Temperatur von 100°C mehr als 30% des NH_3 zersetzen müsste. Im Unterschied zu diesen theoretischen Gleichgewichtsberechnungen zeigt die Realität aber, dass die Aktivierungsenergie für die Zersetzung von NH_3 so hoch ist, dass bei diesen Bedingungen üblicher Weise keine Zersetzung auftritt. Generell kann die Aktivierungsenergie aber durch Katalysatoren herabgesetzt werden. D.h., dass die Frage bei welchen Temperaturen sich relevante Mengen von NH_3 in einer AWP zersetzen, nicht durch einfache Berechnungen klären lässt und, dass die Zersetzung auch vom vorherrschenden Druck und den verwendeten Materialien (Katalysatoren) abhängt.

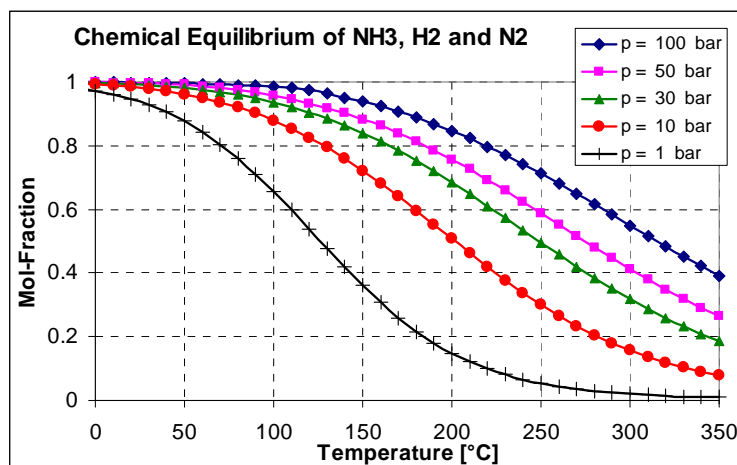


Abbildung 3-8 Berechnungsergebnis des thermodynamischen Gleichgewichtes von NH_3 und H_2 , N_2

Bezüglich der Zersetzung von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen bei hohen Temperaturen wurden relativ wenige Literaturstellen gefunden. Broesby-Olsen (1996) diskutiert die katalytische Zersetzung von NH_3 unter Beisein von Nickel bereits bei Temperaturen von $110\text{-}120^\circ\text{C}$ und Seidel (1996) hat in seiner Arbeit die Zersetzung von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen in Edelstahlautoklaven bei Temperaturen über 200°C untersucht. Er kam zu dem Schluss, dass die dabei

entstehende Menge an nichtkondensierbaren Gasen aufgrund der Zersetzung ca. gleich groß ist wie aufgrund der Korrosion und mit insgesamt ca. $5 \cdot 10^{-7}$ mol/h für den Bau einer Triple-Effect-Absorptionskälteanlage unbedenklich ist. Guerra (2002) diskutiert die Zersetzung von Ammoniak in einer erdgasbefeueten AWP, wenn im instationären kurzzeitig sehr hohe Temperaturen über 300-350°C auftreten.

Inhibitoren für die Korrosion von Edelstählen und die Zersetzung von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen bei hoher Temperatur konnten bisher nicht gefunden werden. Die Untersuchung von Inhibitoren erfolgt meist in gasdichten Behältern, die auf eine entsprechende Temperatur gebracht werden (sogenannten Autoklaven). Wie Guerra (2002) diskutiert, weichen die mit Autoklaven gewonnenen Ergebnisse oft weit von den Ergebnissen mit realen Absorptionswärmepumpen ab und können deshalb nicht direkt umgelegt, sondern nur zur groben Auswahl von Inhibitoren genutzt werden.

3.3.3 Thermosiphonteststand und Autoklaven am IWT

Aufbauend auf den Ergebnissen der Literaturrecherche wurde ein Teststand geplant. Um möglichst realistische Bedingungen simulieren zu können wurde ein Teststand aufgebaut, der es erlaubt $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemische bis zu einer Temperatur von 300°C und einem Druck von 120 bar zu beanspruchen (vgl. Abbildung 3-9 & Abbildung 3-10). Dafür wurden ausschließlich marktübliche Edelstähle (1.4301, 1.4404 und 1.4571) verwendet. Der Austreiber stellt gleichzeitig eine Blasenpumpe dar, mithilfe derer die Lösung so im Kreis gefördert wird, dass der Austreibungsprozess und die Absorption unter ähnlichen Bedingungen erfolgen wie in einer Absorptionswärmepumpe. Der Austreiber wird dabei durch einen elektrisch beheizten Sekundärkreis mit Wasser als Wärmeträger beheizt. Dadurch ist das Temperaturniveau im Austreiber leicht messbar und lokale Übertemperaturen, wie sie in elektrisch beheizten oder direkt befeuerten Austreibern auftreten können, sind ausgeschlossen. Das im Austreiber teilweise verdampfte $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisch steigt schwerkraftgetrieben auf und strömt in den luftgekühlten Kondensator/Absorber. Dieser beinhaltet einen Behälter, in dem ggf. Proben deponiert werden können. Die vom Austreiber kommende Gasphase wird wieder in der Flüssigphase aufgenommen und strömt nach unten zurück zum Austreiber wodurch sich der Kreislauf schließt. Oben am Kopf des Kondensators ist ein Entnahmestutzen angebracht, durch den das zu analysierende Gas entnommen werden kann.

In der Literatur werden zwei Möglichkeiten diskutiert, die Korrosion in einem Teststand zu bestimmen. Einerseits kann der Teststand aufgeschnitten werden und der Materialabtrag einer Probe gemessen werden (Angabe in z.B. mm/Jahr) oder es wird der bei der Korrosion entstehende Wasserstoff gemessen (Angabe in z.B. ml/Tag). Die zweite Variante hat den Vorteil, dass wie aus Gl. 3-30 und Gl. 3-31 hervorgeht gleichzeitig der Stickstoffanteil bestimmt werden kann und somit der durch die Zersetzung entstandene Anteil des nicht kondensierbaren Gases ermittelt werden kann. Diese Vorgehensweise wurde auch hier gewählt.

Dazu wurde zur Analyse der Gasphase auf die Zersetzungsprodukte N_2 und H_2 ein Gaschromatograph (GC) verwendet und für die Moleküle NH_3 , H_2 , N_2 und O_2 kalibriert. Zu Beginn des Projektes wurde die Gasphase ohne Zwischenschritt (vgl. Abschnitt 3.3.4) aus dem Teststand direkt im GC vermessen. Dabei wurden bereits bei 180°C außerordentlich große H_2 -Mengen und nur sehr geringe Mengen an N_2 und O_2 festgestellt. Da das Verhältnis zw. N_2 und O_2 ca. dem der Luft entspricht ist N_2 nahezu wahrscheinlich von einer geringen Verunreinigung der Probe durch Luft bei der Probennahme verursacht und die gesamte H_2 -Menge aufgrund von Korrosion entstanden.

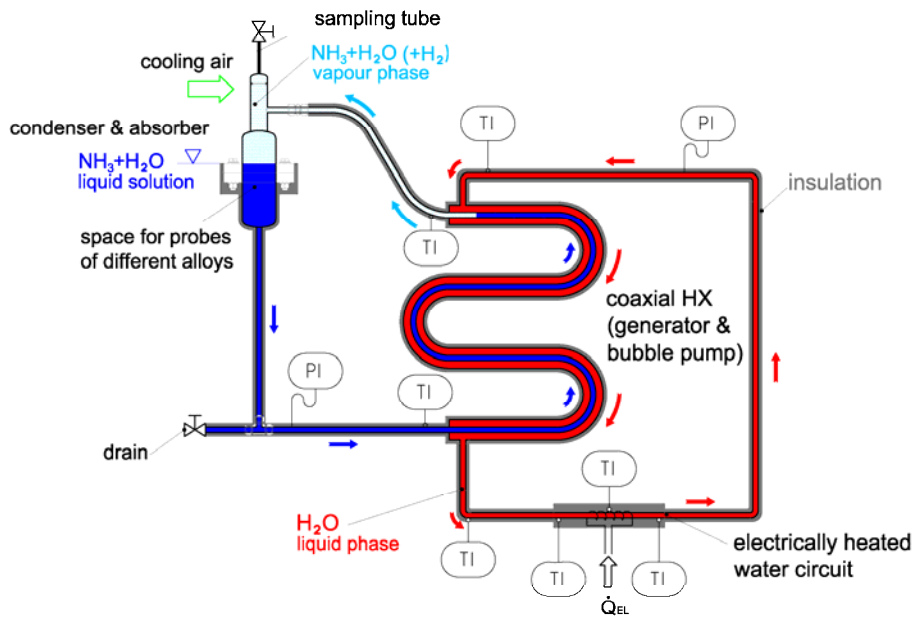


Abbildung 3-9 Schematische Darstellung des Thermosiphon-Zersetzungsteststandes

Test Rig:

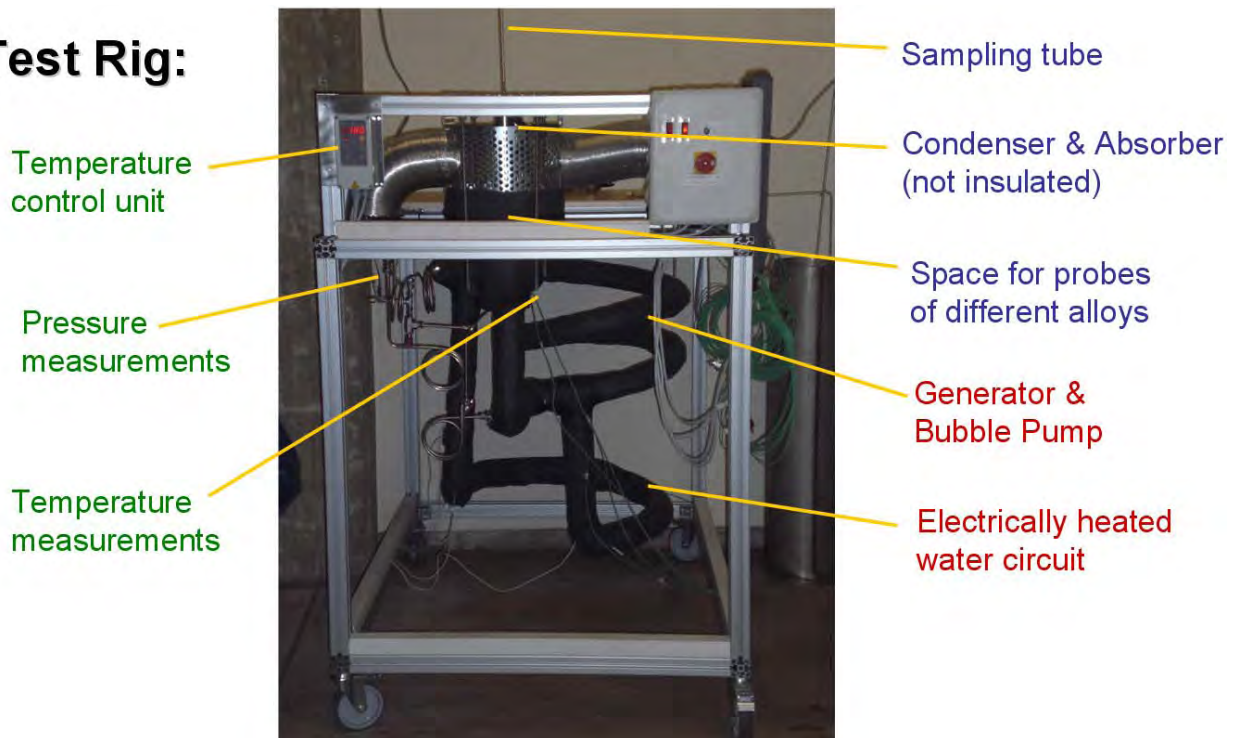


Abbildung 3-10 Foto des Thermosiphon-Zersetzungsteststandes

Da diese hohen Korrosionsraten bei Edelstahl nicht erklärbar waren wurde entschieden – zusätzlich zum Zersetzungsteststand – Untersuchungen zur Korrosion von Edelstählen in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemischen durchzuführen.

Dazu wurden insgesamt 16 Behälter (Autoklaven) aus verschiedenen Materialien gebaut, je 4 Stk. aus ST37, 1.4307, 1.4404 und 1.4571. Alle Behälter wurden auf einer Seite mit einem Kugelhahn ausgestattet und die Behälter aus Edelstahl wurden beim Schweißen unterschiedlich behandelt, je ein Behälter wurde:

- nicht gebeizt und nicht formiert
- nur formiert mit N₂
- nur gebeizt mit Antox 71 E Plus der Fa. Chemetal
- gebeizt und formiert

Die Behälter aus Kohlenstoffstahl (ST37) sollten als Referenz dienen und wurden weder gebeizt noch formiert. Die 16 Behälter wurden dann vakuumiert, mit NH₃/H₂O-Lösung gefüllt und in einem Ofen auf die gewünschte Temperatur gebracht und so mehrere Tage belassen. Abbildung 3-11 zeigt den Ofen mit den 16 Proben.

Um sicherzustellen, dass der entstehende Wasserstoff nicht durch, nicht ganz auszuschließende kleinste Undichtheiten bei den Ventilen entweicht, wurden die Proben im Ofen auf den Kopf gestellt. Dadurch bildet sich für die Gasphase zum Ventil eine flüssige Sperrschicht durch die Lösung. Zur Probennahme aus der Gasphase werden die Proben dann umgedreht. Durch exaktes wägen vor und nach dem Versuch konnten größere Undichtheiten erkannt bzw. ausgeschlossen werden.

Anmerkung: Um den Versuchsaufbau zu überprüfen wurde beim Befüllen in zwei Behälter eine definierte Menge H₂ eingebracht. Nach einer Woche unter Versuchsbedingungen bei ca. 200°C und 25 bar konnte die zuvor eingebrachte Menge gut nachgewiesen werden.



Abbildung 3-11 Foto der Autoklaven im Ofen

3.3.4 Probennahme

Um die Probennahme zu erleichtern wurde ein Verfahren entwickelt mit dem ein Großteil des in der Gasphase befindlichen NH_3 vor der Messung im GC ausgewaschen wird (vgl. Abbildung 3-12). Dieses Verfahren wurde im Weiteren auch für die Probenanalyse beim Zersetzungsteststand (vgl. Abbildung 3-9 und Abbildung 3-10) verwendet. Dabei wird die Temperatur im Ofen bzw. des Teststandes so gewählt, dass der Dampfdruck in den Proben etwas über dem Atmosphärendruck liegt. Es werden zwei Spritzen verwendet, wobei eine zu Beginn der Probennahme leer und die andere mit 20 ml Wasser gefüllt ist. Vor der Probennahme werden die Verbindungsschläuche und Ventile mit NH_3 gespült um möglichst wenig Luft im System zu haben. Es werden die Ventile so geöffnet, dass das Gas aus dem Probenbehälter in die leere Spritze strömt und dort den Kolben hebt. Diese Spritze wird zur Messung des entnommenen Gasvolumens verwendet und wenn diese voll ist wird das Gas in die zweite mit 20 ml Wasser gefüllte Spritze gedrückt. Durch das Wasser wird der Großteil des gasförmigen Ammoniaks absorbiert und der Kolben der zweiten Spritze hebt sich um das Volumen des nicht absorbierten Gasanteils. Dieser Schritt wird so oft wiederholt, bis sich der Kolben in der zweiten Spritze nicht mehr hebt, also das gesamte Gas aus der ersten Spritze absorbiert wird. Die in der Spritze mit Wasser enthaltene Gasphase wird dann im GC analysiert und die Gesamtmenge an H_2 , N_2 , O_2 und NH_3 bestimmt.

Anmerkung: Die zu Beginn im 20 ml Wasserbad möglicherweise gelösten Mengen an N_2 und O_2 betragen bei 25°C ca. 0,3 ml N_2 und 0,1 ml O_2 . Die maximal lösliche Menge an H_2 in 20 ml Wasser beträgt ca. 0,36 ml. Dieser Einfluss ist bezogen auf die entnommene Gasmenge (zur Analyse sind mindestens 10 ml notwendig) klein und wurde deshalb vernachlässigt.

Um die Ergebnisse der unterschiedlichen Versuche vergleichbar zu machen wurde die Wasserstoffproduktion auf die vom Medium berührte Oberfläche der Probe (Autoklav) bezogen.

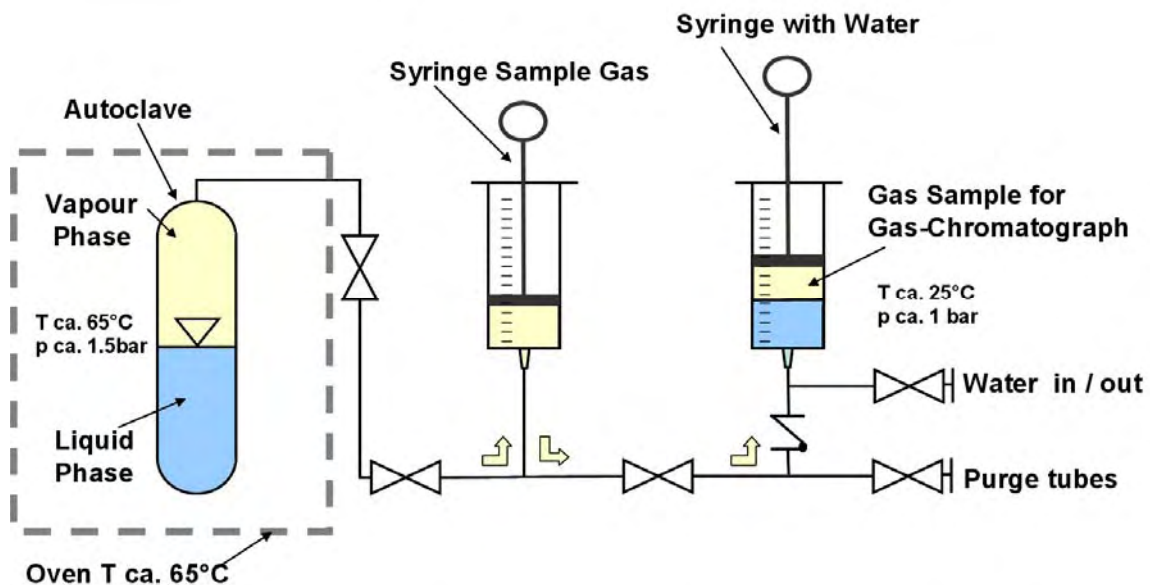


Abbildung 3-12 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaues zur Entnahme der Gasphase aus den Korrosionsbehältern (beim Zersetzungsteststand analoges vorgehen)

3.3.5 Ergebnisse der Untersuchungen

Sowohl die Messungen mit den Korrosionsbehältern als auch mit dem Zersetzungsteststand zeigen sehr große Wasserstoffproduktionsraten von über 100 ml/(m² Tag) und eine starke Abnahme dieser mit zunehmender Versuchsdauer. Die Analyse des entnommenen Gases hat bei den Versuchen, die bis zu einer Temperatur von 220°C durchgeführt wurden, keine relevanten Stickstoffmengen gezeigt, sodass davon ausgegangen wird, dass die gesamte Wasserstoffproduktion auf Korrosion zurückzuführen ist.

In Abbildung 3-13 ist der Mittelwert der Wasserstoffproduktion von je drei unterschiedlichen Edelstahlproben (1.4307, 1.4404 und 1.4571) mit unterschiedlicher Schweiß-Behandlung (formiert und gebeizt; nicht formiert und nicht gebeizt; nur formiert, nur gebeizt) dargestellt. Die unterschiedlichen Temperaturen und NH₃-Konzentrationen der Proben (x in kg_{NH₃}/kg_{Lösung}) sind in Abbildung 3-13 unten dargestellt. Man erkennt, dass die Probenbehälter, die nach dem Schweißen gebeizt wurden zu Beginn wesentlich mehr Wasserstoff produzieren als die nicht gebeizten Proben und, dass die Wasserstoffproduktion mit zunehmender Versuchsdauer stark abnimmt. Ab einer Versuchsdauer von ca. 40 Tagen lässt sich kein Unterschied zw. den gebeizten und nicht gebeizten Proben beobachten. Der erwartete Temperatureinfluss auf die Korrosionsrate lässt sich aus den durchgeführten Versuchen mit den Korrosionsproben nicht erkennen.

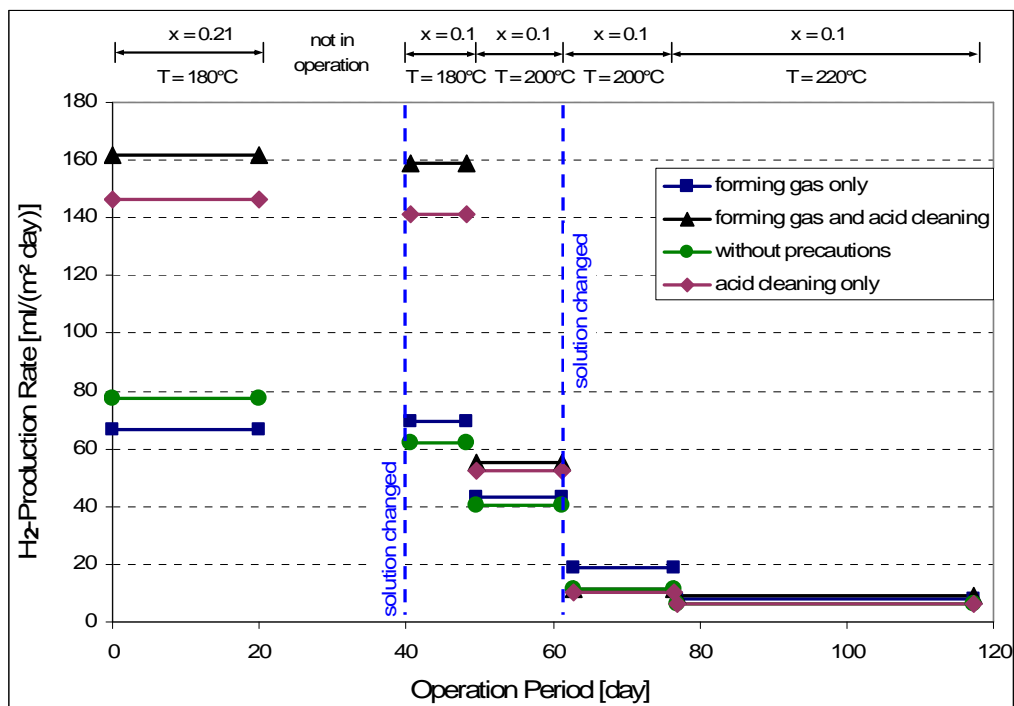


Abbildung 3-13: Durchschnittliche Wasserstoffproduktion der Korrosionsproben über der Versuchszeit für je drei unterschiedliche Edelstahlproben (1.4307, 1.4404 und 1.4571) mit unterschiedlicher Schweiß-Behandlung (formiert und gebeizt; nicht formiert und nicht gebeizt; nur formiert, nur gebeizt)

In Abbildung 3-14 ist der Mittelwert der Wasserstoffproduktion der Korrosionsproben für die unterschiedlichen verwendeten Materialien ST37, 1.4307, 1.4404 und 1.4571 über der Versuchszeit dargestellt. Man erkennt, dass die Edelstahlproben einer sehr ähnliche Wasserstoffproduktion während der Versuchsdauer zeigen und, dass die Proben aus Kohlenstoffstahl (ST37) nur sehr geringe Wasserstoffmengen produziert haben.

Es wird angenommen, dass sich in den Proben im Laufe der Versuche eine Passivschicht ausbildet, die die weitere Korrosionsrate reduziert. Diese Passivschicht könnte auch erklären, warum der Kohlenstoffstahl die geringste Korrosionsrate zeigt, dann nämlich, wenn sich dort die Passivschicht schneller und dichter ausbildet.

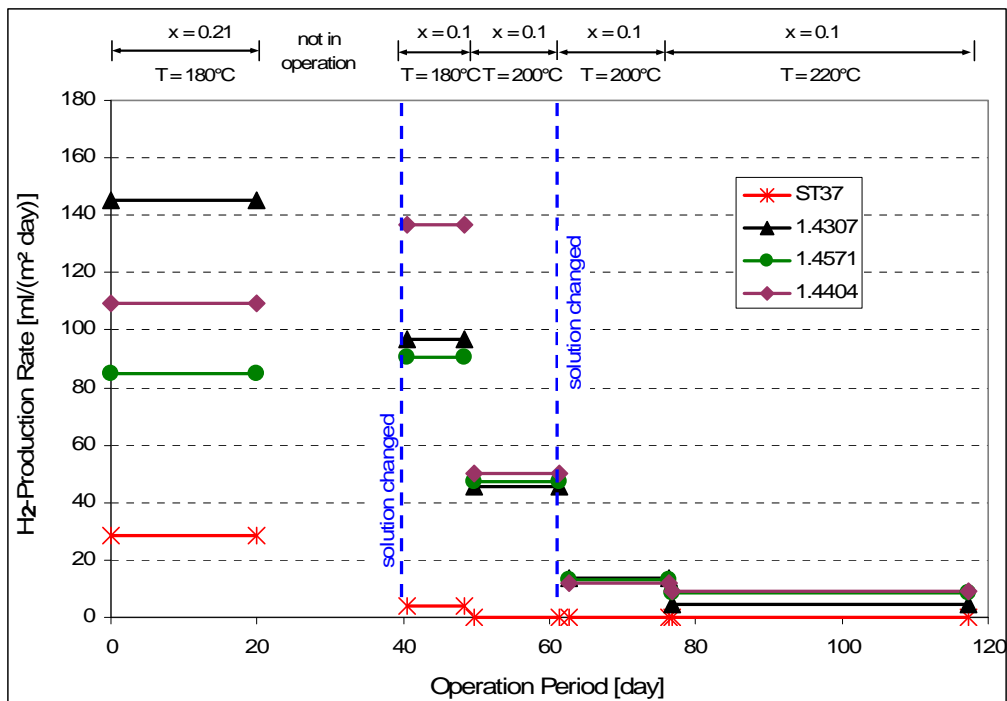


Abbildung 3-14: Durchschnittliche Wasserstoffproduktion der Korrosionsproben aus unterschiedlichem Material (ST37, 1.4307, 1.4404 und 1.4571)

In Abbildung 3-15 sind die Ergebnisse mit dem Zersetzungsteststand dargestellt. Die Ergebnisse stimmen relativ gut mit den Ergebnissen der Korrosionstests (Abbildung 3-13 und Abbildung 3-14) überein. Der erste Versuch mit dem Zersetzungsteststand bei dem der Versuchsstand ca. 4 Wochen mit 180°C betrieben wurde konnte aufgrund von Problemen bei der Probennahme nicht exakt ausgewertet werden, weshalb hier ein Messpunkt fehlt. Danach wurden vier Versuche mit 120, 180, 150 und 180°C durchgeführt. Die Versuche mit niedriger Temperatur zeigen mit 11 und 36 ml/(m² Tag) eine deutlich geringere Wasserstoffproduktion als die ersten Versuche mit 180°C, was darauf schließen lässt, dass die Temperatur zu Beginn des Korrosionsangriffes die Korrosion beeinflusst. Danach wurden zwei weitere Tests mit 180°C und einer mit 200°C durchgeführt. Die Resultate zeigen eine ähnlich hohe Wasserstoffproduktion wie die Korrosionsproben. Zum Schluss wurde die Temperatur noch weiter erhöht (auf 250, 270 und 290°C). Bei diesen Temperaturen wurde wieder ein Anstieg der Wasserstoffproduktion beobachtet.

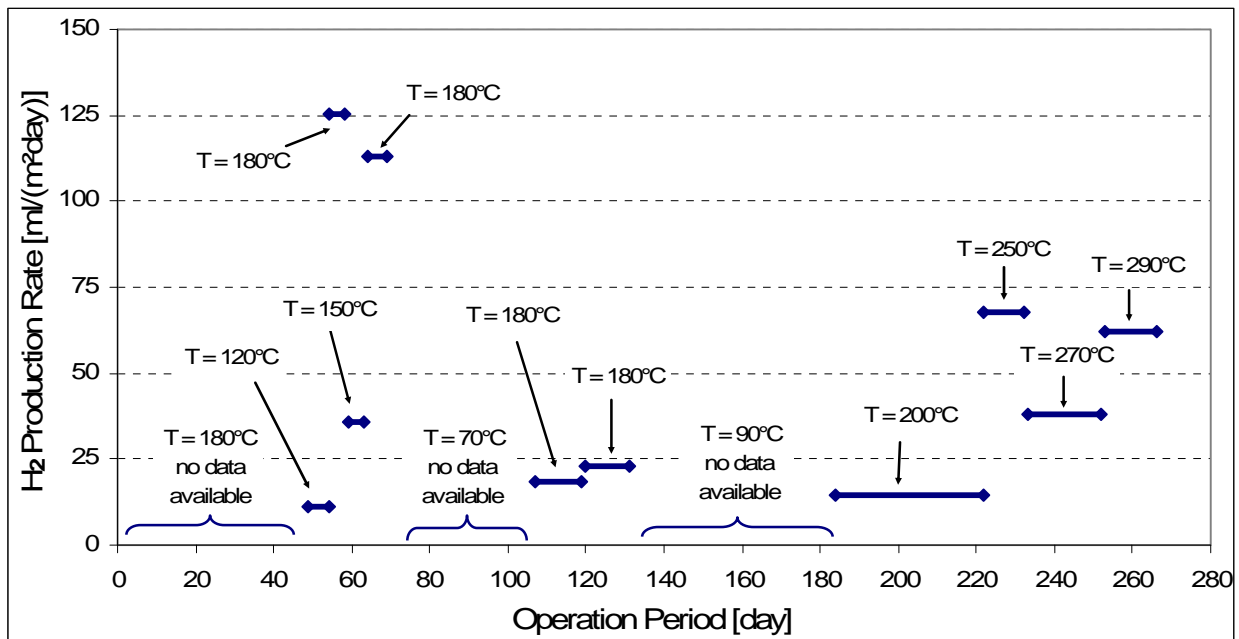


Abbildung 3-15 Wasserstoffproduktion bei den Versuchen mit dem Zersetzungsteststand

Insgesamt kann aus den oben beschriebenen Versuchen geschlossen werden, dass bei Temperaturen bis 290°C keine Zersetzung von NH_3 beobachtet werden konnte,

- für Kohlenstoffstahl deutlich geringere Fremdgasproduktionsraten gemessen wurden als für Edelstahl,
- zu Beginn der Versuche eine sehr hohe Fremdgasproduktionsrate, welche mit zunehmender Versuchszeit stark abnimmt, gemessen wurde.

3.3.6 Abschließende Versuche mit den Autoklaven

Aufbauend auf den oben dargestellten Ergebnissen wurden weiterführende Versuche mit den Autoklaven gemacht, um

- die mögliche thermische Zersetzung von NH_3 in den Autoklaven bei 300°C,
- mögliche Einflüsse der Wasserqualität auf die Korrosion und
- die Wirkung von Inhibitoren auf die Fremdgasbildung

zu überprüfen.

In Tabelle 3-5 sind die unterschiedlichen Autoklaven, die Vorbehandlung und die Füllung bei den abschließenden Versuchen dargestellt.

Tabelle 3-5 Übersicht der abschließenden Versuche mit den Autoklaven

Autoklav	Material	Formiergas	Beizen	Versuchsdurchführung / Inhibitor	Bemerkung
A	ST 37			Zersetzungstest mit gasf. NH ₃ @ 300°C	
B	ST 37			Ohne Inhibitor mit hochreinem Wasser	
C	ST 37			1% KOH, 1% KNO ₃ , 0,9% 2ZnO•3B ₂ O ₃	
D	ST 37			0,42% LiOH, 0,64% Borax	
E	1,4307			Zersetzungstest mit gasf. NH ₃ @ 300°C	
F	1,4307	JA		Ohne Inhibitor mit hochreinem Wasser	
G	1,4307	JA	JA	1% KOH, 1% KNO ₃ , 0,9% 2ZnO•3B ₂ O ₃	
H	1,4307		JA	0,42% LiOH, 0,64% Borax	Leckage während Test 1
I	1,4404			Zersetzungstest mit gasf. NH ₃ @ 300°C	
J	1,4404	JA		Ohne Inhibitor, Wasser aus Entsalzungsanlage	
K	1,4404	JA	JA	1% KOH, 1% KNO ₃ , 0,9% 2ZnO•3B ₂ O ₃	
L	1,4404		JA	0,42% LiOH, 0,64% Borax	Leckage während Test 2
M	1,4571			Ohne Inhibitor, Wasser aus Entsalzungsanlage	
N	1,4571	JA		Ohne Inhibitor mit hochreinem Wasser	
O	1,4571	JA	JA	1% KOH, 1% KNO ₃ , 0,9% 2ZnO•3B ₂ O ₃	
P	1,4571		JA	0,42% LiOH, 0,64% Borax	
Anmerkung: Prozentangaben der Inhibitoren sind Gewichts-% und beziehen sich auf die Wassermasse					

Drei Autoklaven (A, E und I) wurden im Ofen bei 300°C (ca. 10 bar) getestet. Um den Druck im zulässigen Bereich zu halten, wurden die Versuche mit gasförmigem Ammoniak durchgeführt. Bei der Auswertung dieser Versuche konnte kein Überschuss an Stickstoff festgestellt werden, was darauf schließen lässt, dass es zu keinen Zersetzungserscheinungen gekommen ist.

Mit den verbleibenden 13 Autoklaven wurden zwei Versuche mit einer NH₃/H₂O Lösung von ca 10%_{NH₃} bei 220°C und unterschiedlichen Wasserqualitäten bzw. mit Zusatz von Inhibitoren gemacht (vgl. Tabelle 3-5). Einerseits wurde Wasser von der institutseigenen Wasserentsalzungsanlage und andererseits „Ultra Reines Wasser“ (Markenname: Rotisol[®] HPLC Gradient Grade) verwendet. Als Inhibitoren wurde ein Vorschlag von Guerra (2004), die Verwendung von 1% KOH, 1%KNO₃ & 0,9% 2ZnO 3B₂O₃ sowie ein Vorschlag von Phillips und Whithlow (1998), 0,42% LiOH & 0,64% Borax untersucht

Die Ergebnisse zeigen eine vergleichsweise sehr geringe Fremdgasproduktion mit großen Abweichungen zw. den beiden Versuchen (vgl. Abbildung 3-16)

Tendenziell können folgende Schlüsse aus den Ergebnissen gezogen werden:

- Es konnte keine relevante Veränderung hinsichtlich des verwendeten Wassers festgestellt werden
- Beide Inhibitoren scheinen einen leicht positiven Effekt auf die Vermeidung von Fremdgasen zu haben

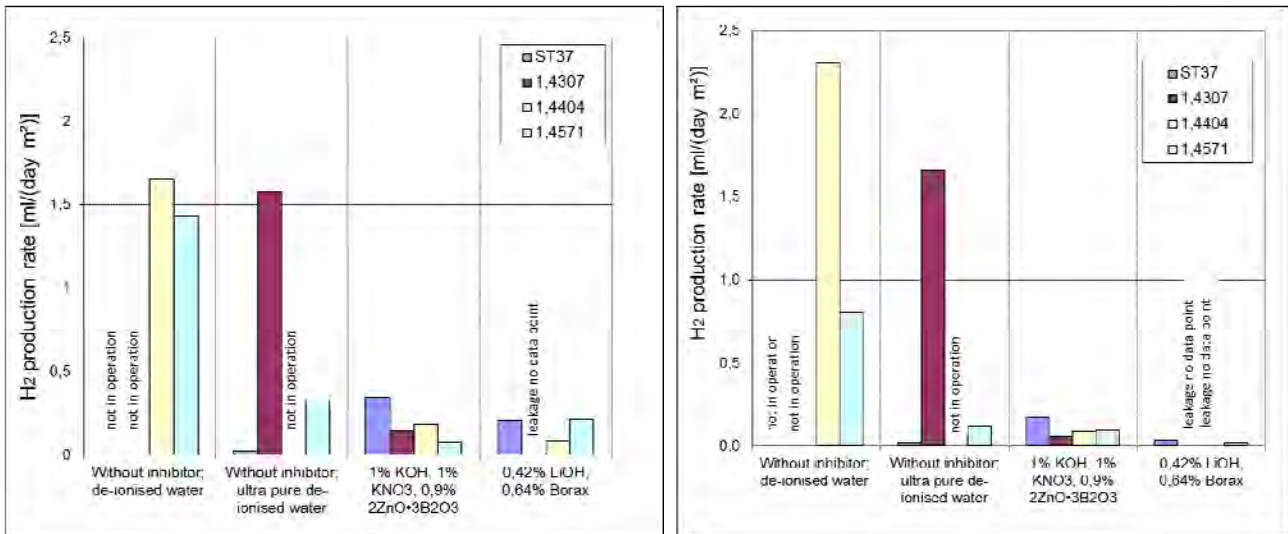


Abbildung 3-16: Wasserstoffproduktion der Autoklaven bei den abschließenden Tests mit Inhibitoren und unterschiedlicher Wasserqualität vom 22.12.2010 bis 27.01.2011 (links) und vom 10.02.2011 bis 12.04.2011 (rechts)

Nach den oben beschriebenen abschließenden Tests wurden die Autoklaven aufgeschnitten und visuell untersucht. Ein Foto von acht aufgeschnittenen Autoklaven ist in Abbildung 3-17 dargestellt. Die innere Oberfläche zeigt eine relative gleichmäßige sehr dünne Korrosionsschicht. Optisch sind keine signifikanten Unterschiede zw. den Autoklaven erkennbar.

Anmerkung: Mittels der bei allen Versuchen gemessenen Wasserstoffproduktion kann eine sehr geringe Korrosionsschicht von ca. 0,001 mm berechnet werden.

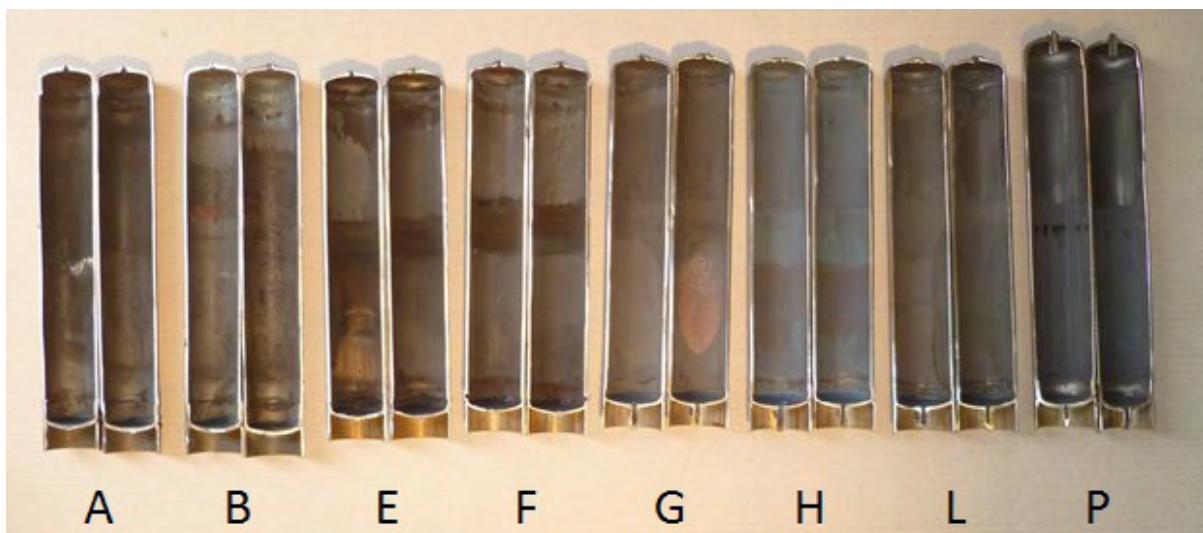


Abbildung 3-17 Foto einiger aufgeschnittener Autoklaven nach den Tests

3.4 Demonstrationsprojekt einer erdgasbefeuerten AWP zur Gebäudebeheizung

Im Gebäudesektor kann der Einsatz von direkt mit Erdgas beheizten Absorptionswärmepumpen (AWP) durch den reduzierten Endenergiebedarf wesentlich zur Energieeinsparung und zur Verringerung der CO₂-Emissionen beitragen. Besonders Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung werden oft als logischer nächster Entwicklungsschritt nach dem Gas-Brennwertkessel angesehen, was ein enormes Marktpotenzial verspricht. Allerdings leiden kleine AWP noch unter den verhältnismäßig niedrigen Leistungszahlen und den vergleichsweise hohen Investitionskosten.

Im mittleren Leistungsbereich um ca. 50 kW sind derzeit einige Absorptionswärmepumpen marktverfügbar. Im großen Leistungsbereich sind Absorptionswärmepumpen für die Heizungsanwendung relativ selten, wobei die speziell ausgelegten Systeme meist auf dem Design von Kältemaschinen basieren (Ziegler, 2002).

Im Rahmen des IEA HPP Annex 34 wurde an der TU Graz (Institut für Wärmetechnik) ein Demonstrationsprojekt gestartet. Das Ziel des Projektes war, die Jahresarbeitszahl von zwei Ammoniak/Wasser-AWP zur kombinierten Heizung und Brauchwasseraufbereitung messtechnisch zu bestimmen.

3.4.1 Anlagendaten DEMO-Projekt

Das zu untersuchende System besteht aus zwei „Helioplus 40-S“ Absorptionswärmepumpen der Firma „Helioplus Energy Systems GmbH“ welche in einem Auslieferungslager einer Brauerei in Graz (Österreich) installiert sind (vgl. Abbildung 3-18 und Abbildung 3-19). Die direkt gasbetriebenen Ammoniak/Wasser-AWP haben eine Volllastheizleistung von je 37,1 kW und sind in der Lage Heizungsvorlauftemperaturen bis 60°C zur Verfügung zu stellen. Eine Besonderheit dieser Anlagen ist, dass diese einen Abgaswärmetauscher zur Brennwertnutzung integriert haben, sodass ein Teil der Kondensationswärme - die im Wasserdampf des Rauchgases enthalten ist - an das Heizungswasser abgegeben wird.



Abbildung 3-18: Auslieferungslager in dem die AWP installiert sind



Abbildung 3-19: Foto der installierten AWP

Wie in Abbildung 3-20 dargestellt, versorgen die beiden AWP einen 1,2 m³ großen Speicher. Von diesem Speicher wird die Wärme einerseits zu den beiden Wärmeverteilsystemen („Storage Depot“ & „Office“) als auch zum Brauchwassertank („Domestic Hot Water“) verteilt. Um die entsprechenden Temperaturniveaus aus dem

Schichtspeicher zu entnehmen, ist der Auslass für die Wärmeverteilsysteme in einer mittleren Höhe und der Auslass für die Brauchwasserbereitung ganz oben am Speicher angeordnet.

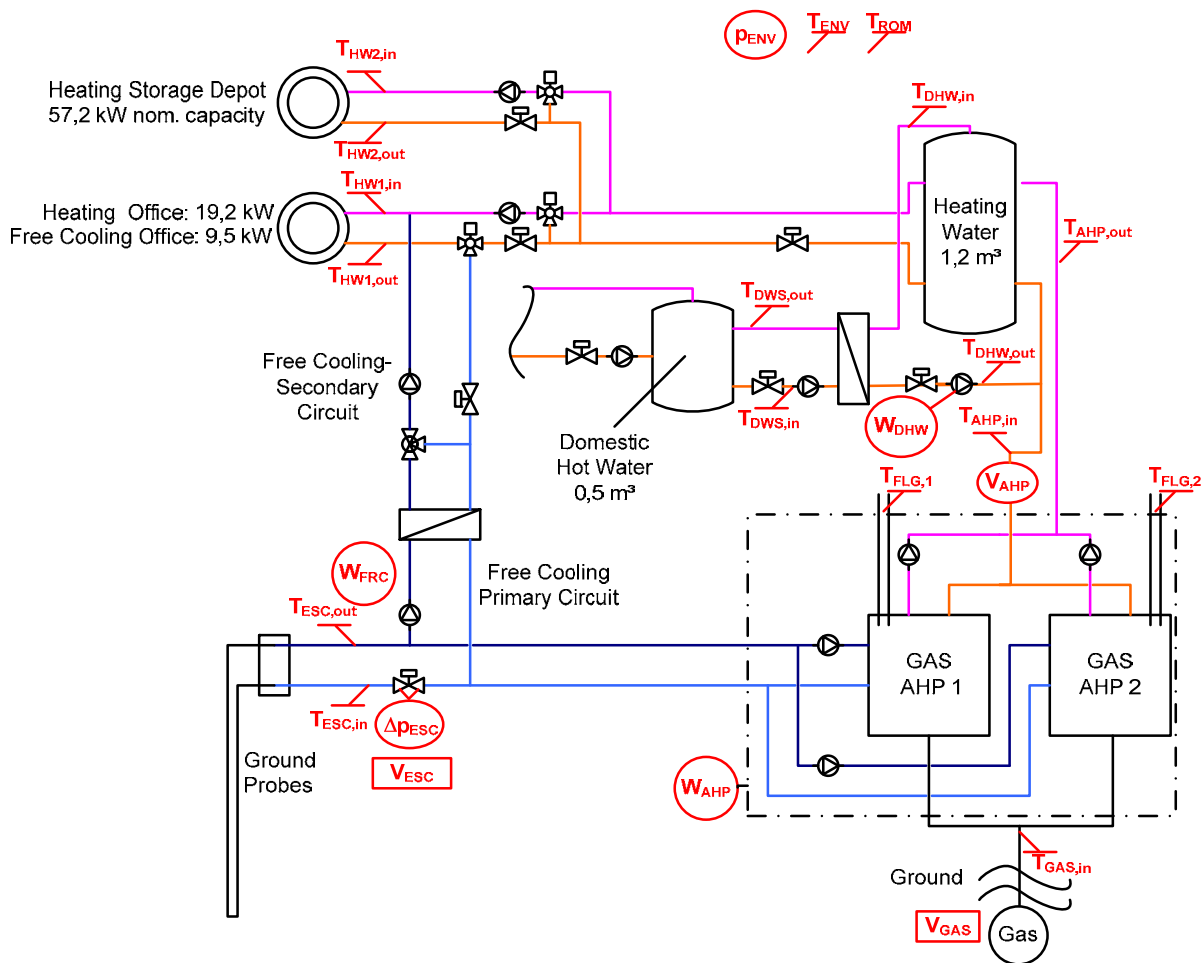


Abbildung 3-20: Schematische Darstellung des Heizungssystems und der installierten Messtechnik

Die beheizte Grundfläche des Lagers beträgt ca. 2000 m², wobei für eine Raumtemperatur von 18°C bei einer Normaußentemperatur von -12°C eine Heizlast von 57 kW zur Beheizung notwendig ist. Die Fläche der Büroräumlichkeiten beträgt ca. 600 m², mit einer Heizlast von 19 kW und einer Soll-Raumtemperatur von 22°C. Der Brauchwassertank besitzt einen Inhalt von 0,5 m³ und wird über einen Plattenwärmtauscher vom Heizungswasserspeicher aus mit Wärme versorgt.

Die Regelung der Temperatur des Heizungswasserspeichers erfolgt über eine außentemperaturabhängige Heizkurve in der Art, dass das Temperaturniveau im Speicher ca. um 2 K höher ist als die notwendige Vorlauftemperatur im Heizungsverteilsnetz (ca. 40°C bei Normaußentemperatur -12°C). Wenn das Temperaturniveau im Brauchwassertank unter eine bestimmte Grenze fällt, schaltet die Regelung von Heizung auf Brauchwasserbereitung um und heizt den oberen Teil des Heizungswasserspeichers auf über 50°C auf. Mit diesem Heizungswasser wird dann der Brauchwassertank über einen Plattenwärmetauscher beheizt, bis dieser eine Temperatur von 50°C erreicht, bevor die Regelung wieder auf Heizung - mit dem entsprechenden außentemperaturabhängigen Temperatursollwert - umschaltet,.

Als Wärmequelle für die AWP dienen 7 Erdreichsonden mit je 100 m Tiefe. Als Wärmeträger („Kaltwasser“) wird Propylenglykol und Wasser verwendet (Mischungsverhältnis: 20/80). Im Sommer werden die Erdreichsonden zur

Kühlung der Büroräumlichkeiten genutzt. Dafür ist ein Plattenwärmetauscher vorgesehen, der die Wärme aus dem Verteilsystem der Büroräumlichkeiten an den Wärmeträger der Erdreichsonden übergibt. Diese „freie“ Kühlung wird hier nicht behandelt, eine aktive Kühlung durch die AWP ist nicht vorgesehen.

3.4.2 Messdatenerfassung DEMO-Projekt

Das Heizungssystem wurde in der Zeit von 28.12.2009 bis 03.01.2011 vermessen. Dazu wurden die relevanten Messdaten in einem Messintervall von 10 s erfasst und weiterverarbeitet. In den Kalenderwochen 17 bis 19/2010 und 23 bis 25/2010 kam es zu Problemen beim Datentransfer und zum Verlust von Datensätzen. Deshalb sind die in diesen Zeiträumen verwendeten Daten unvollständig bzw. in Kalenderwoche 18 nicht vorhanden.

Messinstrumente:

Es wurden alle relevanten Temperaturen und Energieflüsse über die Systemgrenzen der AWP gemessen. Diese sind, der Wärmeeintrag von der Niedertemperatur-Wärmequelle, das zugeführte Erdgas, der zugeführte elektrische Strom und die abgeführte Wärme an das Heizungswasser. Die installierten Messfühler sind auch in Abbildung 3-20 dargestellt.

Zur Bestimmung der Gaszufuhr wurde ein außerhalb des Gebäudes installierter Balgengaszähler verwendet. Aus dem zugeführten Gasvolumen wurde die Energiezufuhr nach Gl. 3-32 und Gl. 3-33 berechnet. Der für den Zeitraum Jan. – Apr. und Sep. – Dez. durchschnittliche obere Heizwert wurde wie vom Gasnetzbetreiber angegeben mit 40233 kJ/Nm³ angenommen (AGGM, 2011). In der in der Gasleitung vor dem Balgengaszähler installierten Druckreduzierstation wird ein Druck eingestellt, der ca. 22 mbar über dem Umgebungsdruck liegt. Um den vorherrschenden Druck im Balgengaszähler (p_{GAS}) zu bestimmen wurde der Umgebungsdruck gemessen und Differenzdruck (22 mbar) hinzuaddiert. Da eine exakte Temperaturmessung des Gases in der Nähe des Balgengaszählers nicht möglich war, wurde dafür der Wert 6°C angenommen, wie er auch zur Abrechnung des Gasverbrauches verwendet wird. Die Normgrößen sind für den Druck $p_{NORM} = 1,013 \text{ bar}_a$ und für die Temperatur $T_{NORM} = 273 \text{ K}$.

$$Q_{GAS} = H_{V_{GAS}} \cdot V_{GAS,NORM} \quad \text{Gl. 3-32}$$

$$V_{GAS,NORM} = V_{GAS} \cdot \frac{T_{NORM}}{T_{GAS}} \cdot \frac{p_{GAS}}{p_{NORM}} \quad \text{Gl. 3-33}$$

Die dem System von den Erdreichsonden zugeführte Wärme wurde nach Gl. 3-34 und Gl. 3-35 berechnet. Da das System bereits im Betrieb war als die Messtechnik installiert wurde, war es nicht möglich Volumenstrommessgeräte in die hydraulischen Leitungen einzubauen. Deshalb wurde der Volumenstrom indirekt über den Druckabfall in einem Strangreduzierventil bestimmt (vgl. Gl. 3-35). Indem während der Inbetriebnahme der Messgeräte für die gewählte Stellung am Strangreduzierventil der Durchfluss mit einem Ultraschall-Durchflussmessgerät gemessen wurde, konnte der Kv-Wert des Ventils ($K_{V_{ESC}} = 19,31 \text{ m}^3/\text{h}$) experimentell bestimmt werden. Zur Bestimmung der temperaturabhängigen Dichte wurde ein Polynom für Propylenglykol/Wasser-Gemisch (20/80) erstellt und verwendet.

$$Q_{ESC} = \rho_{ESC} \cdot \dot{V}_{ESC} \cdot c_{p_{ESC}} \cdot (T_{ESC,out} - T_{ESC,in}) \cdot \tau \quad \text{Gl. 3-34}$$

$$\dot{V}_{\text{ESC}} = \frac{Kv_{\text{ESC}}}{3600} \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{ESC}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{ESC}}}{1000}} \quad \text{Gl. 3-35}$$

Um den Stromverbrauch zu messen, wurden drei Stromzähler verwendet. Einer misst die Stromaufnahme der AWP selbst (W_{AHP}), bestehend aus den Heizungswasserpumpen, den Solepumpen für die Erdreichsonden und die Regelung der AWP (inkl. Lösungsmittelpumpe). Ein weiterer wird für die Pumpe zur Brauchwasserbereitung verwendet und einer für die Pumpe im Primärkreis der „freien Kühlung“. Die Stromaufnahme der Pumpen im Wärmeverteilnetz wurde nicht gemessen.

Die von der Absorptionswärmepumpe an den Heizungswasserspeicher abgegebene Wärme konnte über einen Wärmemengenzähler, welcher im Rücklauf zur AWP eingebaut ist, erfolgen. Dieser kann auch als Volumenzähler fungieren, wobei dabei das Messintervall wesentlich kürzer als bei der Messung der Wärmemenge ist. Um die Messdaten zeitlich höher auflösen zu können, wurde das Messgerät als Volumenzähler verwendet und die abgegebene Wärme nach Gleichung 3-36 berechnet werden.

$$Q_{\text{AHP}} = \rho_{\text{AHP}} \cdot V_{\text{AHP}} \cdot c_{p_{\text{AHP}}} \cdot (T_{\text{AHP,out}} - T_{\text{AHP,in}}) \quad \text{Gl. 3-36}$$

Um die Effizienz der AWP beurteilen zu können wurden wöchentliche Mittelwerte gebildet und daraus der „Coefficient of Performance“ für die Heizanwendung (COP_H) nach Gl. 3-37 berechnet. Zusätzlich wurde auch der COP für Kühlung (COP_C) nach Gl. 3-38 berechnet, um die von der AWP aufgenommene erneuerbare Erdwärme relativ zum Gasverbrauch analysieren zu können.

$$\text{COP}_H = \frac{Q_{\text{AHP}}}{Q_{\text{GAS}} + W_{\text{AHP}}} \quad \text{Gl. 3-37}$$

$$\text{COP}_C = \frac{Q_{\text{ESC}}}{Q_{\text{GAS}} + W_{\text{AHP}}} \quad \text{Gl. 3-38}$$

Messunsicherheiten:

Zur Berechnung der kombinierten Standardmessunsicherheit der Wärmeströme und COP-Werte wurden die individuellen Unsicherheiten der Einzelmessungen abgeschätzt und mittels Gaußschem Fehlerfortpflanzungsgesetz verknüpft (vgl. Gl. 3-39).

$$u_y = \sqrt{\sum_i^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_{x_i}^2} \quad \text{Gl. 3-39}$$

Die Messunsicherheit bezüglich der Energiezufuhr durch das Gas wurde unter Berücksichtigung der in Tabelle 3-6 dargestellten Einzel-Unsicherheiten zu ca. 0,3 kWh/Nm³ berechnet.

Tabelle 3-6: Angenommene Einzel-Unsicherheiten für die Berechnung der Messunsicherheit von Q_{GAS}

$u(Hv_{GAS})$	$u(V_{GAS})$	$u(T_{GAS})$	$u(p_{ENV})$
[kJ/Nm ³]	[%]	[K]	[bar]
540	1	4	0,02

Die Messunsicherheit der den AWP innerhalb eines Messintervalls zugeführten Wärme von den Erdreichsonden (Q_{ESC}), der abgeführten Wärme im Heizungswasser (Q_{AHP}) und der elektrischen Energieaufnahme (W_{AHP}) wurden mit den in Tabelle 3-7 dargestellten Einzel-Unsicherheiten berechnet.

Tabelle 3-7: Angenommene Einzel-Unsicherheiten für die Berechnung der Messunsicherheit von Q_{ESC} , Q_{AHP} und W_{AHP}

$u(cp_{ESC})$	$u(m_{ESC})$	$u(T_{ESC,out})$	$u(T_{ESC,in})$	$u(cp_{AHP})$	$u(m_{AHP})$	$u(T_{AHP})$	$u(W_{AHP})$
[kJ/kg K]	[kg/s]	[K]	[K]	[kJ/kg K]	[%]	[K]	[%]
0,05	0,0973	0,1	0,1	0,02	1,5	0,4	1

Für die berechneten wöchentlichen COP-Mittelwerte wurde die Messunsicherheit nach Gl. 3-40 und Gl. 3-41 berechnet.

$$u_{COP_{H,AHP}} = \sqrt{\left(\frac{1}{Q_{GAS} + W_{AHP}}\right)^2 \cdot u^2_{Q_{AHP}} + \left(\frac{-Q_{AHP}}{(Q_{GAS} + W_{AHP})^2}\right)^2 \cdot u^2_{Q_{GAS}} + \left(\frac{-Q_{AHP}}{(Q_{GAS} + W_{AHP})^2}\right)^2 \cdot u^2_{W_{AHP}}} \quad \text{Gl. 3-40}$$

$$u_{COP_{C,AHP}} = \sqrt{\left(\frac{1}{Q_{GAS} + W_{AHP}}\right)^2 \cdot u^2_{Q_{ESC}} + \left(\frac{-Q_{ESC}}{(Q_{GAS} + W_{AHP})^2}\right)^2 \cdot u^2_{Q_{GAS}} + \left(\frac{-Q_{ESC}}{(Q_{GAS} + W_{AHP})^2}\right)^2 \cdot u^2_{W_{AHP}}} \quad \text{Gl. 3-41}$$

3.4.3 Ergebnisse DEMO-Projekt

In Abbildung 3-21 ist in vier Teilbildern das Systemverhalten für Heizung und Brauchwasserbereitung beispielhaft im Zeitintervall von 4:30 bis 10:30 (gemessen am 07.03.2010) dargestellt. Abbildung 3-21a zeigt die Ein- und Austrittstemperaturen des Heizungswassers (T_{AHP}) und des Kaltwassers (T_{ESC}). Die für die Brauchwasserbereitung relevanten Temperaturverläufe und der Betriebsstatus (1 = ein) der Pumpe zum Laden des Brauchwasserspeichers (DHW) sind in Abbildung 3-21b dargestellt. Die Temperaturniveaus der beiden Wärmeverteilensysteme sind in Abbildung 3-21c dargestellt und Abbildung 3-21d zeigt den Betriebsstatus der beiden AWP (1 = ein) sowie die Massenströme für das Heizungswasser und das Kaltwasser.

Zu Beginn des dargestellten Zeitraumes um 4:30 Uhr ist nur eine AWP in Betrieb (AHP1). Die AWP nimmt dabei die Wärme aus dem Kaltwasser auf und kühlt dieses von ca. 6 auf ca. 2°C. ab. Das Heizungswasser wird von der AWP von ca. 23° auf ca. 35°C aufgeheizt (vgl. Abbildung 3-21a). Die Vorlauftemperatur für die Wärmeverteilung ist in dieser Phase ca. 32°C und die Rücklauftemperatur von den Büroräumlichkeiten ist ca. 27°C und vom Lager ca. 20°C (vgl. Abbildung 3-21c).

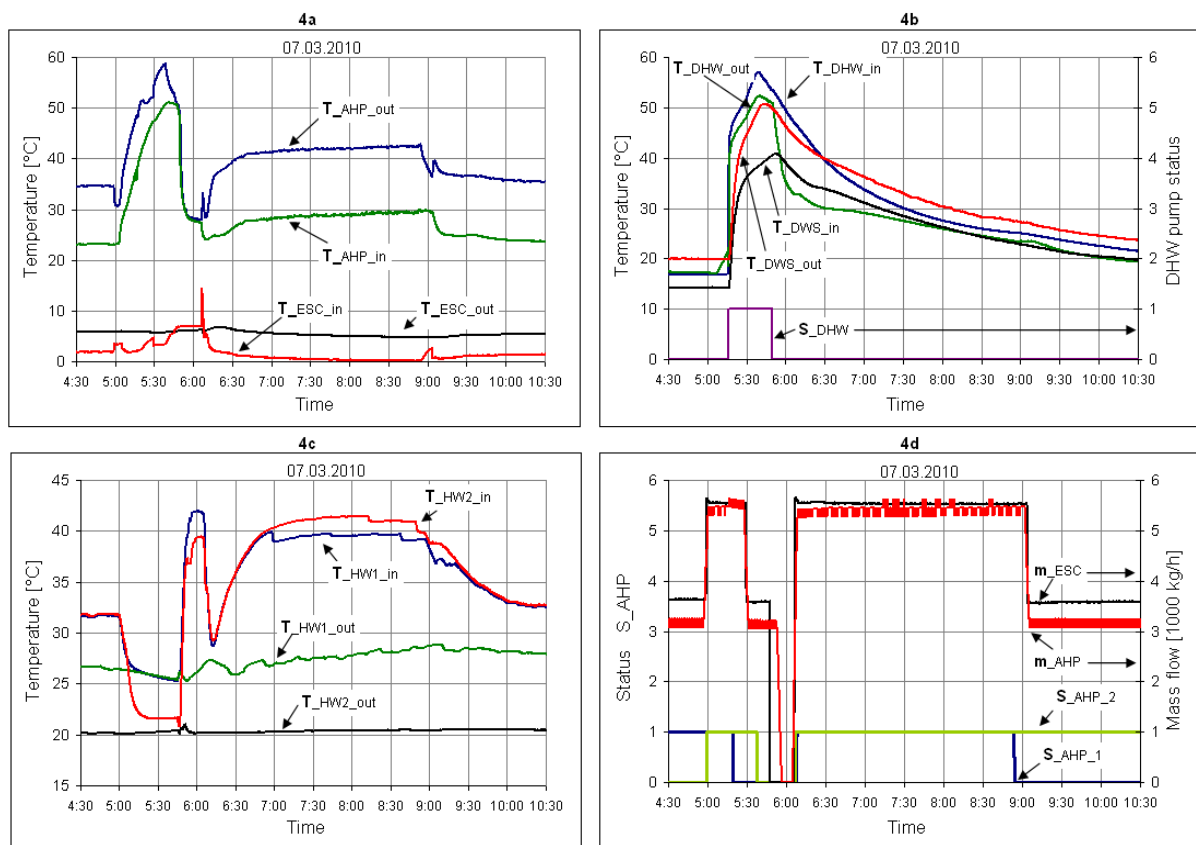


Abbildung 3-21: Temperaturniveaus, Massenströme und Betriebsstatus des Systems während Heizungs- und Brauchwasserbetrieb.

Um ca. 5 Uhr schaltet die Regelung auf Brauchwasserbereitung um, die zweite AWP schaltet ein und die Wärmeverteilung wird abgeschaltet. Dadurch steigt das Temperaturniveau des Heizungswassers und um ca. 5:15 schaltet die Pumpe zur Brauchwasserbereitung ein (vgl. Abbildung 3-21b). Um ca. 5:20 schaltet die erste und um ca. 5:37 die zweite AWP aus (vgl. Abbildung 3-21d) während die Brauchwasserpumpe noch ca. 10 min weiter eingeschaltet bleibt, um Wärme vom Heizungswasserspeicher über den Plattenwärmetauscher zum Brauchwassertank zu übertragen. Um ca. 5:50 Uhr schaltet die Brauchwasserpumpe aus, wobei die Vorlauftemperatur zum Brauchwassertank ca. 50°C beträgt (vgl. Abbildung 3-21b) und zur gleichen Zeit geht die Wärmeverteilung zu den Büroräumlichkeiten und zum Lager wieder in Betrieb. Da in dieser Phase Wärme aus dem Heizungswasserspeicher zu den Wärmeverteilsystemen geliefert wird, ohne dass die AWP laufen, sinkt dort die Vorlauftemperatur und um ca. 6:07 gehen beide AWP wieder in Betrieb. Dadurch steigt die Vorlauftemperatur der AWP auf ca. 42°C. Um 8:50 schaltet dann eine AWP (AHP1) ab, sodass die Vorlauftemperatur der noch in Betrieb befindlichen AWP auf ca. 35°C absinkt (vgl. Abbildung 3-21a). Im Heizbetrieb mit einer AWP gleichen die Betriebsbedingungen wieder jenen um 4:30 Uhr.

Den AWP wird Energie in Form von Gas (Q_{GAS}), Nieder temperatur-Wärme (Q_{ESC}) und Strom (W_{AHP}) zugeführt. Die je Woche den AWP zugeführten Energien sind in Abbildung 3-22 links dargestellt, beginnend mit Kalender-Woche 1 am 28.12.2009 und endend mit Woche 53 am 03.01.2011. Abbildung 3-22 rechts zeigt die gesamte über das Jahr zu- und abgeführte Energie.

Die Bandbreite der wöchentlichen Energiezufüsse reicht von ca. 1 GJ im Sommer, wenn nur Brauchwasserbereitung notwendig ist (Woche 29) bis fast 45 GJ im Winter, wobei der Großteil der Wärme für Heizung verwendet wird (Woche 51). Die über das gesamte Jahr kumulierte Energiezufuhr betrug 870 GJ (berechnet mit dem oberen Heizwert des Gases) und die von den AWP an den Heizungswasserspeicher gelieferte

Wärme betrug ca. 800 GJ. Die Differenz aus zu- und abgeführter Energie ist ca. 8,8% der zugeführten Energie und lässt sich auf unterschiedliche Verluste zurückführen, wie z.B. Wärmeverluste, Abgasverluste, Start/Stop-Verluste und Stillstandsverluste. Diese vergleichsweise geringen Verluste (verglichen mit z.B. 22% berichtet von Bakker und Sijppeer, 2008) lassen sich durch den in den AWP integrierten Wärmetauscher zur Brennwertnutzung, kombiniert mit den sehr niederen Rücklauftemperaturen des Wärmeverteilsystems zw. 18 und 32°C (vgl. Abbildung 3-21c) erklären. Der Strombedarf der AWP beträgt ca. 3% der von den AWP bereitgestellten Wärme.

Abbildung 3-23 links zeigt die wöchentlichen Energiebilanzen ($= Q_{GAS} + Q_{ESC} + W_{AHP} - Q_{AHP}$) über den Beobachtungszeitraum und rechts die zu und abgeführten Energien in der Woche 29 aufgliedert nach Energieform. Im Winter sind die Energiebilanzen mit einer Differenz von unter 10% bezogen auf Q_{AHP} plausibel. Im Sommer, bei reinem Brauchwasserbetrieb, nimmt die Differenz zw. zu- und abgeführter Energie Werte von über 70% bezogen auf Q_{AHP} an (vgl. Abbildung 3-23 rechts). Eine Erklärung dafür ist, dass der Brauchwasserbetrieb nur ca. 40 min dauert, unterbrochen von langen Stillstandszeiten. Dadurch sind die Stillstandsverluste sowie der Stromverbrauch für die Regelung und Start/Stop-Verluste (Aufheizen und Abkühlen von thermischen Massen) sehr groß. Insbesondere der elektrische Stromverbrauch wird im Vergleich zur gelieferten Wärme groß und beträgt im Sommer ca. 21%. Wie in Abbildung 3-22 dargestellt, ist der Einfluss des relativ ineffizienten Sommerbetriebs auf die Gesamteffizienz sehr gering, da absolut gesehen im Sommer nur vergleichsweise wenig Energie umgesetzt wird (s.o.).

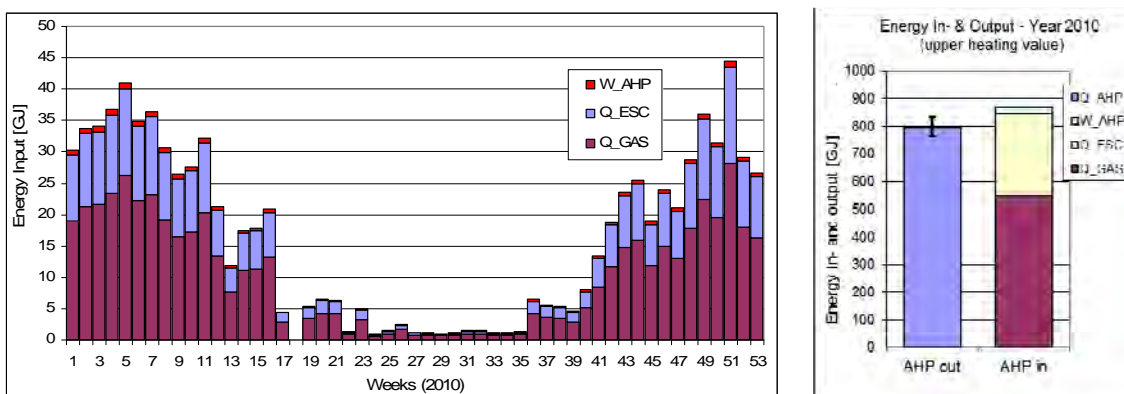


Abbildung 3-22: Wöchentlich den AWP zugeführte Energien (links) und Gesamt-Energiebilanz (rechts)

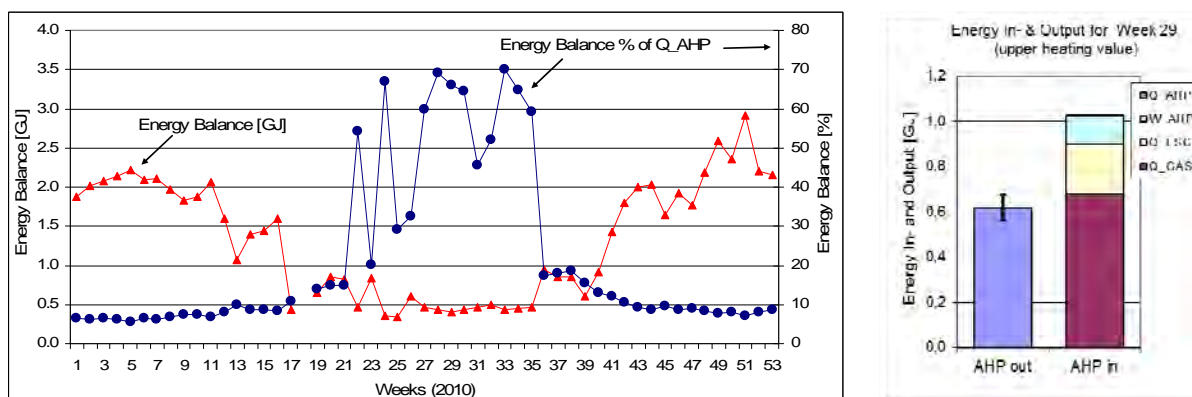


Abbildung 3-23: Wöchentliche Energiebilanz (bezogen auf den oberen Heizwert des Gases im Jahresverlauf (links) und zu & abgeführte Energien in der Woche 29 (reine Brauchwasserbereitung) (rechts)

In Abbildung 3-24 links sind die COP_H und COP_C -Werte für jede Woche (berechnet mit dem unteren Heizwert des Gases) dargestellt, wobei die berechneten Messunsicherheiten mit vertikalen Balken dargestellt sind. Im

Winterbetrieb, wenn das System kontinuierlich betrieben wird, wird ein COP_H von ca. 1,58 und ein COP_C von ca. 0,59 berechnet. Im Sommerbetrieb, wenn ausschließlich Brauchwasserbereitung bei entsprechend hohen Temperaturen stattfindet und das System im Start/Stop-Betrieb arbeitet, fällt der COP_H auf ca. 0,9 und der COP_C auf ca. 0,3.

Auch wenn die AWP ausschließlich für Heizzwecke verwendet werden, soll in diesem Zusammenhang auch der COP für Kühlung (COP_C) diskutiert werden, um die Arbeitsweise der AWP und die Energieaufnahme aus dem Kaltwasser zu analysieren. So erkennt man, dass auch im Sommerbetrieb für die Brauchwasserbereitung mit Vorlauftemperaturen über 50°C die AWP korrekt arbeiten und Wärme im Umfang von ca. 30% von Q_{GAS} aus dem Kaltwasser in das System aufgenommen wird. Der sehr geringere COP_H kann somit durch Verluste im Start/Stop-Betrieb erklärt werden.

In Abbildung 3-24 rechts ist ein Vergleich des mit dem oberen und unteren Heizwert des Gases berechneten COP_H für das gesamte Jahr 2010 dargestellt. Dieser Wert entspricht somit dem jährlichen „Seasonal Performance Factor“ (SPF) der Anlage. Zusätzlich sind in Abbildung 3-24 die berechneten Messunsicherheiten mit vertikalen Balken dargestellt, die ca. $\pm 5,2\%$ betragen. Basierend auf dem unteren Heizwert des Gases errechnet sich für das Heizungssystem ein SPF von 154%. Dies entspricht einer Effizienzsteigerung von ca. 60% gegenüber einem Brennwertkessel mit einem angenommenen SPF von 96%.

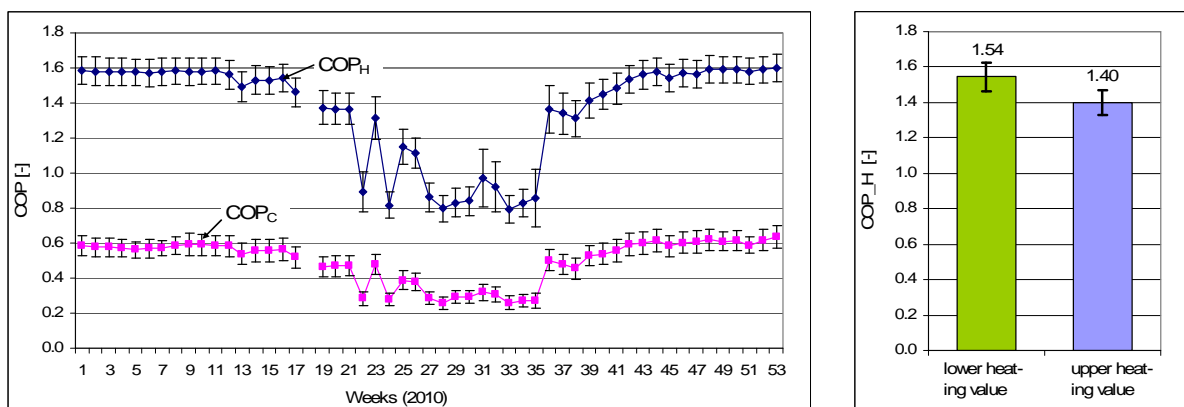


Abbildung 3-24: COP_H und COP_C -Werte für jede Woche berechnet mit dem unteren Heizwert des Gases (links) und Vergleich des mit dem oberen und unteren Heizwert des Gases berechneten COP_H für das gesamte Jahr 2010

Anmerkung: die Darstellung des durchgeführten Demo-Projekts gem. Kapitel 3.2 wurde an den Operating Agent übermittelt und soll im internationalen Annex 34-Bericht – nach dessen Freigabe – publiziert werden. Des Weiteren werden in diesem Bericht auch Demo- bzw. Monitoring-Projekte aus anderen teilnehmenden Ländern beschrieben.

4 Schlussfolgerungen und Ausblick

In diesem Ergebnisbericht sind die Arbeiten im Projekt IEA-HPP Annex 34 „Thermally driven heat pumps for heating and cooling“ welches in Österreich vom Institut für Wärmetechnik der TU Graz und vom Austrian Institut of Technology durchgeführt wurde dokumentiert. Die an dieser internationalen Kooperation teilnehmenden Länder waren: Deutschland (Operating Agent), Holland, Italien, Kanada, Norwegen, Österreich, Schweiz und die USA.

Das österreichische Teilprojekt beschäftigte sich insbesondere mit der Erhebung des Standes der Technik und Dokumentation in einem sogenannten „Country Report“ sowie mit Arbeiten zur Evaluierung bzw. zum Vergleichbar machen der Performance von thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Weiters wurde in Österreich die Zersetzung von NH_3 bei hohen Temperaturen bzw. die Korrosion von Edelstahlkomponenten in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpen untersucht und ein Demonstrationsprojekt mit zwei erdgasbetriebenen Absorptionswärmepumpen für Heizung und Warmwasserbereitung durchgeführt.

4.1 Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen

Das entwickelte Konzept zur Leistungsbewertung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen und Systemen wurde im Task D des Annex 34 für die Darstellung der Monitoringergebnisse von unterschiedlichen Systemen verwendet. Obwohl die Methode in erster Linie für thermisch angetriebene Systeme erarbeitet wurde, kann sie für beliebige Energiesysteme verwendet werden, womit ein Werkzeug für die Analyse und einen transparenten Vergleich unterschiedlicher Produkte und Technologien untereinander vorgeschlagen wurde. Es wurde versucht, die Definitionen der Kennzahlen und der Bilanzräume mit den bereits vorhandenen Definitionen für verschiedene Wärmepumpentechnologien so weit wie möglich zu harmonisieren. Die Ergebnisse wurden im Rahmen des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and Heat Pumps“ verwendet um eine äquivalente Leistungsbewertung für Solarthermie-Wärmepumpe-Kombisysteme zu erarbeiten.

In anschließenden Projekten (IEA SHC Task 48 “Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling Systems”, IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and Heat Pumps“, IEA HPP Annex 43 “Fuel Driven Heat Pumps” usw.) werden die hier erarbeiteten Ergebnisse verwendet und weiter entwickelt. Besonders wichtig wäre Empfehlungen für ein Minimum an notwendigen Informationen und Kennzahlen zu erarbeiten, damit die Leistung eines Systems unter gegebenen Betriebsbedingungen transparent und objektiv bewertet werden kann.

Es wurde zusätzlich eine Methode zur Leistungs- bzw. Effizienzprognose (Berechnung von SEER aus Prüfstandsdaten) von thermisch angetriebenen Wärmepumpen in Systemen zur solaren Kühlung vorgeschlagen. Die Methode basiert auf einer Erweiterung der Temperatur-Bin-Methode, die bereits in mehreren Normen verwendet wird. Die ersten Berechnungen zeigen qualitativ und quantitativ plausible Ergebnisse. Die Methode befindet sich noch immer in der Entwicklungsphase, eine Weiterentwicklung ist in derzeit laufenden IEA-SHC-Aktivitäten geplant, insbesondere im Rahmen von IEA SHC Task 48 “ Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling Systems”. Die Validierung der Methode muss im Vergleich mit bestehenden Monitoringdaten für unterschiedliche Systemkonfigurationen, Kältemaschinentypen, Betriebsbedingungen usw. erfolgen.

4.2 Thermische Zersetzung und Korrosion in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ AWP

Im Rahmen des IEA HPP Annex 34 wurde die thermische Zersetzung und Korrosion von Edelstahl bei hohen Temperaturen bis 290°C untersucht. Dazu wurden Versuche mit einem Thermosiphonteststand und mit 16 Autoklaven in einem Ofen mit $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösungen durchgeführt. Entgegen den Erwartungen wurde in diesem

Projekt festgestellt, dass für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWP hinsichtlich Fremdgasbildung Edelstahl nicht besser geeignet ist als Kohlenstoffstahl und, dass die thermische Zersetzung gegenüber der Korrosion bis zu einer Temperatur von ca. 300°C eine untergeordnete Rolle spielt.

Die Untersuchung von Korrosionserscheinungen gestaltet sich aber generell schwieriger als die ursprünglich geplante Untersuchung der thermischen Zersetzung, da

- die Korrosion mit zunehmender Versuchszeit stark abnimmt
- unterschiedliche Legierungsbestandteile der Stähle ev. die Korrosion beeinflussen
- geringe Verunreinigungen oder die Änderung der Lösungskonzentration eine beträchtliche Auswirkung auf die Korrosion haben können.

Die abschließenden Versuche mit Autoklaven haben ergeben, dass

- keine relevante Veränderung hinsichtlich der verwendeten Wasserqualität festgestellt werden konnte;
- beide untersuchten Inhibitoren einen leicht positiven Effekt auf die Vermeidung von Fremdgasen zu haben scheinen.

4.3 Demo Projekt

Die im Rahmen des Demonstrationsprojektes untersuchten zwei Absorptionswärmepumpen mittlerer Leistung (je ca. 40 kW) für Gebäudeheizung & Brauchwasserbereitung arbeiteten im untersuchten Zeitraum zuverlässig und mit verhältnismäßig hoher Effizienz. Bei der Analyse des Systems muss zw. Winter- und Sommerbetrieb unterschieden werden.

Im Winterbetrieb arbeitet das System kontinuierlich mit einem COP_H von ca. 1,58, wobei die Energiebilanz eine relativ geringe Differenz zw. zu- und abgeführter Energie ($< 10\%$) aufweist. Diese vergleichsweise geringen Verluste lassen sich durch den in den AWP integrierten Wärmetauscher zur Brennwertnutzung, kombiniert mit den sehr niederen Rücklauftemperaturen des Wärmeverteilsystems zw. 18 und 32°C erklären.

Im Sommerbetrieb wird das Heizungssystem ausschließlich für die Brauchwasserbereitung verwendet. Dadurch kommt es zu relativ kurzen Betriebsphasen unterbrochen von langen Stillstandszeiten. Durch die damit verbundenen Verluste – wie z.B. der Stromverbrauch für die Regelung im Stillstand und das Aufheizen und Abkühlen von thermischen Massen – sinkt der COP_H im Sommer auf Werte unter 1. Diesbezüglich besteht ev. noch Verbesserungspotential.

Da aber absolut gesehen, im Sommer nur vergleichsweise wenig Energie umgesetzt wird, ist der Einfluss des relativ ineffizienten Sommerbetriebs auf die Gesamteffizienz sehr gering und das Heizungssystem erreichte im Jahr 2010 einen SPF von ca. 154% (berechnet mit dem unteren Heizwert des Gases). Dies entspricht einer Effizienzsteigerung von ca. 60% gegenüber einem Brennwertkessel mit einem angenommenen SPF von 96%.

4.4 Ausblick und weiterführende Projekte

Alle in Österreich geplanten Arbeiten konnten planmäßig abgeschlossen werden. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden über den IEA HPP Annex 34 und verschiedene Konferenzen, Tagungen und Meetings verbreitet.

Derzeit befindet sich ein Folge-Annex zum Thema „Fuel Driven Heat Pumps“ in der Startphase. Das Hauptziel des neuen Annex ist, die Umweltbelastung der Wärmeversorgung durch den Einsatz der thermisch angetriebenen Wärmepumpen zu reduzieren.

Abschließend soll auf folgende nationale Projekte im Bereich der thermisch angetriebenen Wärmepumpen am Institut für Wärmetechnik (TU Graz) und AIT hingewiesen werden, in denen Ergebnisse und Erkenntnisse des Annex 34 genutzt werden bzw. wurden:

- InnoGEN (FFG Nr. 821858, Status: abgeschlossen): „Innovative Generatorkonzepte für hocheffiziente direkt befeuerte Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen“
- IonA (FFG Nr. 825477, Status: abgeschlossen): „Realisierungspotential von absorptionswärmepumpen mit ionischen Flüssigkeiten“
- Hydroxid-AWP (FFG Nr. 829748, Status: abgeschlossen): „Potential und Grenzen von Natriumhydroxid als Zusatz zum Stoffpaar Ammoniak / Wasser in Absorptionswärmepumpen“;
- SolarCoolingOpt (FFG Nr. 825544, Status: laufend): „Primärenergetische Optimierung von Anlagen zur solaren Kühlung mit effizienter Anlagentechnik und innovativen Regelstrategien“
- HPP Annex 35 (FFG Nr. 824966, Status: laufend): „Teilnahme am IEA/IETS-HPP Annex „Application of Industrial Heat Pumps“
- ThermoPump (FFG Nr. 825513, Status: laufend): „Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung“
- HyPump (FFG Nr. 834614, Status: laufend): „Hocheffiziente Hybrid-Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung in der Industrie“
- NexGen (FFG Nr. 834516, Status: laufend): „Gasabsorptionswärmepumpe der nächsten Generation“

5 Literatur-/Abbildungs- / Tabellenverzeichnis

5.1 Literaturverzeichnis

AGGM, 2011, "Austrian Gas Grid Management AG" <http://www.aggm.at> (14.01.2011, 15:37)

Agrawal A. K., Hindin B., 1994: "Corrosion Inhibition of Ammonia-Water Absorption Chillers" United States Patent US 5,342,578, Aug. 30, 1994.

Bakker E. J. and Sijpheer N. C., 2008, "Testing a Prototype Gas-Fired Residential Heat Pump" 9th International IEA Heat Pump Conference, Zürich, Switzerland

BGBL 121. Verordnung, 2005: „Elektroaltgeräteverordnung-EAG-VO“, Bundesgesetzblatt für die Republik Österreich

Broesby-Oelsen F. 1996: "Chemical reactions in ammonia, carbon dioxide and hydrocarbon systems", IIF-IIR Conference, Aarhus, Denmark

CEN, 2012: Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 6: Berechnung der saisonalen Effizienzkennzahlen; Deutsche Fassung prEN 12309-6:2012. CEN, Brüssel

EU, 2010: Richtlinie 2010/30/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 19. Mai 2010 über die Angabe des Verbrauchs an Energie und anderen Ressourcen durch energieverbrauchsrelevante Produkte mittels einheitlicher Etiketten und Produktinformationen. Amtsblatt der Europäischen Union Nr. L 153 vom 18/06/2010 S. 0001 – 0012. Brüssel, Belgien

Fedrizzi, R., Malenković, I., Melograno, P., Haller, M., Schicktanz, M., Herkel, S., Ruschenburg, J., 2012, Uniform representation of system performance for solar hybrid systems. Proc. of the International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, 2012, San Francisco, USA

Frank, E., Haller, M., Herkel, S., Ruschenberg, J., 2010, Systematic classification of combined solar thermal and heat pump systems. Proc. of the International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings 2010, Graz, Austria

Gensch C., Zangl S., Groß R., Weber A. K., Deubzer O., 2009: „Adaptation to scientific and technical progress under Directive 2002/95/EC" Final Report, Öko-Institut e. V., Fraunhofer Institut IZM; (Download: http://ec.europa.eu/environment/waste/wEEE/pdf/final_reportl_rohs1_en.pdf; 3.8.2010, 10:57)

Griess J.C., DeVan J. H., Perez Blanco H., 1985: "Corrosion of Materials in Absorption Heating and Refrigeration Fluids" Oak Ridge National Laboratory, ORNL / TM-9646

Guerra M., 2002: "Corrosion inhibitor for ammonia/water absorption systems" EP 1,304,398 A2, Robur S.p.A,

ISO, 1995, "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement", International Organization for Standardization, first edition 1995

Malenković, I., Melograno, P., Kühn, A., Schossig, P., 2011: Current work within HPP Annex 34 on performance evaluation and testing methods of thermally driven heat pumps for heating and cooling. Proc. of the 10th IEA Heat Pump Conference 2011, Tokyo, Japan

Malenković, I., 2011: Testing and performance evaluation methods for thermally driven heat pumps - Current work within IEA HPP Annex 34. Article in the IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol. 29, No. 1/2011

Malenković, I., Schossig, P., 2012: Prüf- und Bewertungsverfahren für Gaswärmepumpen. Vortrag auf 3. VDI-Fachkonferenz „Wärmepumpe 2012 – Umweltwärme effizient nutzen“, Düsseldorf, Deutschland, 20.06.2012

Mansfeld F. B., Sun., 2003: “Corrosion protection of steel in ammonia/water heat pumps” United States Patent US 6,632,294 B2, Oct. 14, 2003.

Melograno, P. N., Fedrizzi, R., Sparber, W., Franchini, G., 2010, Test Procedures for Sorption Chillers Based on the Working Mode, EuroSun2010, Proc. of the 2nd Int. Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz.

Meteonorm Version 6.1.0.21 (2010), Meteotest, Switzerland

Moser H., Zotter G., Kottenko O., Rieberer R., (2011) “The formation of non-condensable gases in ammonia/water absorption heat pumps made of stainless steel – literature review and experimental investigation”, 4th IIR Conference on Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, Macedonia, April 14-16, 2011.

Moser H., Rieberer R., (2011) “Analysis of a gas-driven absorption heat pumping system used for heating and domestic hot water preparation”, 10th IEA Heat Pump Conference 2011, 16 - 19 May 2011, Tokyo, Japan

Moser H., Rieberer R., (2011) “Demonstrationsprojekt einer mit Erdgas beheizten Absorptionswärmepumpe für Gebäudeheizung und Brauchwasserbereitung”, DKV-Tagung 2011, Aachen, Deutschland

Napolitano, A., Sparber, W., Thür, A., Finocchiaro, P., Nocke, B., 2011, Monitoring Procedure for Solar Cooling Systems. Joint technical report of subtask A and B (D-A3a / D-B3b) of IEA SHC Task 38. Downloaded from: http://iea-shc-task38.org/reports/Task38-SubtaskA-B_report_D-B3b_D-A3a_monitoring%20procedure%20V6.pdf

Núñez, T., Malenković, I., Mugnier, D., Schossig, P., 2011: Proposal for a performance calculation and evaluation procedure for solar cooling applications. Proc. of the 4th International Conference “Solar Air-Conditioning”, October 12th – 14th, 2011, Larnaca, Cyprus

Phillips B. A., Whithlow E. P., 1998: “Corrosion inhibitor for aqueous ammonia absorption system” United States Patent US 5,811,026, Sep. 22, 1998.

Seidel S., 1996: “Thermische Stabilität von Ammoniak-Wasser bei hohen Temperaturen in Edelstahlbehältern“ Diplomarbeit an der technischen Universität München Institut E19

Wemhöner, C., Afjei, T., 2003: Seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space heating and hot water production (FHBB method), Swiss Federal Office of Energy, Bern.

Wemken, E., editor, 2009: Requirements on the design and configuration of small and medium sized solar air-conditioning applications – Guidelines. Deliverable of the SOLAIR project, funded by the European Commission through Intelligent Energy Europe Programme, contract number EIE/06/034/S12.446612.

Ziegler F., 2002, “State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies”, International Journal of Refrigeration 25 pp. 450-459

Normen

AHRI, 1998, AHRI Standard 320-98 Water-Source Heat Pumps. AHRI, Arlington

AHRI, 1998, AHRI Standard 325-98 Ground Water-Source Heat Pumps. AHRI, Arlington

AHRI, 1998, AHRI Standard 330-98 Ground Source Closed-Loop Heat Pumps. AHRI, Arlington

AHRI, 2000, ANSI/ARI 560: Standard for Absorption Water Chilling and Water Heating Packages. AHRI, Arlington

ANSI, 2008, ANSI/ASHRAE 182-2008: Method of Testing Absorption Water-Chilling and Water-Heating Packages.

ANSI, New York

ANSI, 2009, ANSI/ASHRAE Standard 37-2009 Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment. ANSI, New York

CEN 2000. EN12309-2:2000 Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW – Part 2: Rational use of energy, CEN, Brussels.

CEN, 2008, EN15316-4-2:2008 Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems, CEN, Brussels

CEN, 2011, EN 14511:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling, CEN, Brussels.

CEN, 2011, EN 16147:2011 Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units. CEN, Brussels

CEN, 2011, EN14825:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heatpumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance, CEN, Brussels.

DIN, 1988, DIN 33830-4:1988 Wärmepumpen; Anschlußfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Leistungs- und Funktionsprüfung, DIN, Berlin

JSA 2011, JIS B 8622:2009 Absorption refrigerating machines. JSA, Tokyo

RAL, 2008, RAL UZ 118:2008 - Vergabegrundlage für Umweltzeichen - Energiesparende Wärmepumpen nach dem Absorptionsprinzip, dem Adsorptionsprinzip oder mit verbrennungsmotorisch angetriebenen Verdichtern. RAL gGmbH, Sankt Augustin, Deutschland

VDI, 2003, VDI 4650-1: Calculation of heat pumps - Simplified method for the calculation of the seasonal performance factor of heat pumps - Electric heat pumps for space heating and domestic hot water. VDI, Düsseldorf

VDI, 2010, VDI 4650-2: Simplified method for the calculation of the annual coefficient of performance and the annual utilisation ratio of sorption heat pumps - Gas heat pumps for space heating and domestic hot water. VDI, Düsseldorf

Homepages

<http://www.annex34.org/> ... Annex 34-Homepage

<http://www.heatpumpcentre.org> ... Heat Pump Centre

5.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Strukturelle Gliederung des Arbeitsumfanges des IEA HPP Annex 34	11
Abbildung 3-1 Klassifizierung von thermisch angetriebenen Systemen zur Heizung und Kühlung	18
Abbildung 3-2 Generisches System für thermisch getriebene Wärmepumpen: Oben – modifizierte Darstellung gemäß Task 38, unten – „Square View“	20
Abbildung 3-3: Systemgrenzen zur Definition von Leistungskennzahlen	23
Abbildung 3-4: Systemgrenzen zur Definition von Leistungskennzahlen	25
Abbildung 3-5: Systemgrenze 2 für das DFH-Referenzsysteme.....	27
Abbildung 3-6: Matrix der Stundenwerte für korrelierenden Außenluft-temperaturen und solare Einstrahlung	29
Abbildung 3-7: Angenommene Kühlleistung und Leistungskurve der Kältemaschine bei Vollast über Außenlufttemperatur	30
Abbildung 3-8 Berechnungsergebnis des thermodynamischen Gleichgewichtes von NH ₃ und H ₂ , N ₂	33
Abbildung 3-9 Schematische Darstellung des Thermosiphon-Zersetzungsteststandes	35
Abbildung 3-10 Foto des Thermosiphon-Zersetzungsteststandes.....	35
Abbildung 3-11 Foto der Autoklaven im Ofen.....	36
Abbildung 3-12 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaues zur Entnahme der Gasphase aus den Korrosionsbehältern (beim Zersetzungsteststand analoges vorgehen)	37
Abbildung 3-13: Durchschnittliche Wasserstoffproduktion der Korrosionsproben über der Versuchszeit für je drei unterschiedliche Edelstahlproben (1.4307, 1.4404 und 1.4571) mit unterschiedlicher Schweiß-Behandlung (formiert und gebeizt; nicht formiert und nicht gebeizt; nur formiert, nur gebeizt)	38
Abbildung 3-14: Durchschnittliche Wasserstoffproduktion der Korrosionsproben aus unterschiedlichem Material (ST37, 1.4307, 1.4404 und 1.4571).....	39
Abbildung 3-15 Wasserstoffproduktion bei den Versuchen mit dem Zersetzungsteststand	40
Abbildung 3-16: Wasserstoffproduktion der Autoklaven bei den abschließenden Tests mit Inhibitoren und unterschiedlicher Wasserqualität vom 22.12.2010 bis 27.01.2011 (links) und vom 10.02.2011 bis 12.04.2011 (rechts).....	42
Abbildung 3-17 Foto einiger aufgeschnittener Autoklaven nach den Tests	42
Abbildung 3-18: Auslieferungslager in dem die AWP installiert sind.....	43
Abbildung 3-19: Foto der installierten AWP.....	43
Abbildung 3-20: Schematische Darstellung des Heizungssystems und der installierten Messtechnik.....	44
Abbildung 3-21: Temperaturniveaus, Massenströme und Betriebsstatus des Systems während Heizungs- und Brauchwasserbetrieb.	48
Abbildung 3-22: Wöchentlich den AWP zugeführte Energien (links) und Gesamt-Energiebilanz (rechts)	49
Abbildung 3-23: Wöchentliche Energiebilanz (bezogen auf den oberen Heizwert des Gases im Jahresverlauf (links) und zu & abgeführte Energien in der Woche 29 (reine Brauchwasserbereitung) (rechts).....	49

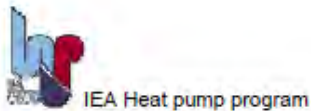
Abbildung 3-24: COP_H und COP_C -Werte für jede Woche berechnet mit dem unteren Heizwert des Gases (links) und Vergleich des mit dem oberen und unteren Heizwert des Gases berechneten COP_H für das gesamte Jahr 2010
.....50

5.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Dokumente im Bereich der thermisch angetriebenen Wärmepumpen	15
Tabelle 3-2: Dokumente im Bereich der elektrisch angetriebenen Wärmepumpen.....	16
Tabelle 3-3: Notwendige Messungen für die Ermittlung von SPF-Werten für Systemgrenzen SB1 bis SB5 für ein DFH-System	28
Tabelle 3-4: Angenommene Stufenfunktion für die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Absorber-Kondensator-Kreis	30
Tabelle 3-5 Übersicht der abschließenden Versuche mit den Autoklaven.....	41
Tabelle 3-6: Angenommene Einzel-Unsicherheiten für die Berechnung der Messunsicherheit von Q_{GAS}	47
Tabelle 3-7: Angenommene Einzel-Unsicherheiten für die Berechnung der Messunsicherheit von Q_{ESC} , Q_{AHP} und W_{AHP}	47

6 Anhang

6.1 Austrian Country Report



IEA HPP Annex 34

Thermally driven heat pumps

Task A: State-of-the-art analysis
Austrian Team Report

Submitted by

**Graz University of Technology
Institute of Thermal Engineering**

Inffeldgasse 25/B
8010 Graz, Austria

Authors:

Oleksandr Kotenko
Harald Moser
Renè Rieberer (contact: rene.rieberer@tugraz.at)

**AIT – Austrian Institute of Technology
Energy Department**

Giefinggasse 2
1210 Wien, Austria

Authors:

Ivan Malenković (contact: ivan.malenkovic@ait.ac.at)

April 2009

Country report Austria Task A

Summary

This report is the Austrian team contribution to Task A within the IEA HPP Annex 34 on "Thermally driven heat pumps". It aims to give an overview of the thermally driven heat pump (TDHP) market, recent developments in the area of TDHP, as well as to give an outlook of the progress of this technology.

There are two main Austrian manufacturers (on the Austrian TDHP market) in the small-capacity segment: "Pink GmbH" and "Helioplus Energy Systems GmbH". While the company Pink GmbH focuses on the production of small absorption heat pumps driven by solar energy with cooling capacities from 3 to 12 kW, the company Helioplus Energy Systems GmbH focuses on TDHP systems for heating applications including condensing gas boilers for multi-family houses and small commercial buildings (up to heating capacities of 40 kW).

In the near future two more Austrian manufactures should appear on the (Austrian TDHP) market. The company "Econic Systems GmbH" has already developed a NH₃/H₂O absorption heat pump which is designed to use waste heat or solar energy as driving heat for cooling purpose (with cooling capacities in the range of 3 - 12 kW). The company "Heliotherm Wärmepumpen GmbH" is presently developing a direct gas-heated absorption heat pump for residential heating with a heating capacity of about 15 kW

Concerning the existing TDHP installations in Austria, almost all of them are installed in small commercial buildings. There are 17 installations of solar cooling systems in Austria. The number of other TDHPs for heating and/or cooling is uncertain. There is also one good example of TDHP systems of large capacities, which is the Business City TownTown in Vienna with a current cooling capacity of 5 MW.

A growth of the Austrian TDHP market in the future is expected, especially in the area of combined application of TDHP with solar energy, biomass or waste heat. However, the share on the total national heat production will remain small in the near future.

CONTENTS

SUMMARY.....	II
CONTENTS	III
1 INTRODUCTION	5
2 STATE OF THE ART TDHPS	7
2.1 SYSTEMS FOR SINGLE FAMILY HOME (< 10 KW).....	7
2.1.1 <i>Pink Chillii® PSC12</i>	7
2.2 SYSTEMS FOR MULTI FAMILY HOME & SMALL COMMERCIAL BUILDINGS (10-50 KW).....	8
2.2.1 <i>Helioplus (soil-to-water)</i>	8
2.2.2 <i>Helioplus (water-to-water)</i>	9
2.2.3 <i>Helioplus 40-LR (air-to-water)</i>	10
2.3 SYSTEMS FOR MEDIUM AND LARGE COMMERCIAL BUILDINGS (>50 KW).....	11
2.4 FURTHER SOURCES OF INFORMATION	11
3 GOOD PRACTICE CASES.....	12
3.1 SINGLE FAMILY HOME	14
3.2 MULTI FAMILY HOME & SMALL COMMERCIAL BUILDINGS	15
3.2.1 <i>Company Bachler in Gröbming</i>	15
3.2.2 <i>Company SOLution in Sattledt</i>	16
3.3 MEDIUM AND LARGE COMMERCIAL BUILDINGS.....	17
3.4 FURTHER SOURCES OF INFORMATION	18
4 ENGINEERING TOOLS	19
4.1 ASPEN PLUS™	19
4.2 EES.....	19
4.3 DYMOLA	20
4.4 TRNSYS.....	21
5 MARKET	23
5.1 CLIMATE.....	23
5.2 BUILDING STOCK	24
5.2.1 <i>Number and age of buildings</i>	24
5.2.2 <i>Specific energy consumption for residential heating and air-conditioning</i>	25
5.2.3 <i>Usage of different energy sources for heating and hot water production</i>	27
5.2.4 <i>Current energy use for built environment</i>	28
5.3 KEY MARKET PLAYERS	29
5.4 CURRENT HVAC MARKET	29
5.4.1 <i>Number of new residential and non-residential buildings built</i>	29
5.4.2 <i>Market for building retrofit (e.g. boiler replacement market)</i>	30
5.4.3 <i>Air conditioning market (residential and non-residential)</i>	31
5.4.4 <i>Current market for electrical heat pumps</i>	32
5.4.5 <i>What do decision makers find important when choosing HVAC systems</i>	35
5.5 POWER PRODUCTION MIX.....	36
5.6 REFERENCE TECHNOLOGIES	38
5.6.1 <i>Mechanical compression heat pumps, conventional boilers and CO₂-Emissions</i>	

<i>comparison</i>	38
5.6.2 <i>Use of biomass</i>	43
5.6.3 <i>Solar Heat</i>	44
5.6.4 <i>District heating</i>	46
5.6.5 <i>Conclusion</i>	47
5.7 COMPETING TECHNOLOGIES.....	48
5.7.1 <i>Mechanical compression heat pumps</i>	48
5.7.2 <i>Micro-CHPs</i>	48
5.8 LOAD PROFILES AND COST DATA.....	49
5.9 EXISTING (TD)HP POTENTIAL ASSESSMENTS.....	49
6 REGULATORY FRAMEWORK	50
6.1 FRAMEWORK FOR TDHP PRODUCTS.....	50
6.2 HEAT PUMPS IN BUILDING PERFORMANCE CODES.....	51
6.3 FISCAL AND FINANCIAL INCENTIVES.....	51
7 OUTLOOK	52
7.1 NEW TECHNOLOGICAL DEVELOPMENTS AND NATIONAL TRENDS.....	52
7.2 NATIONAL TRENDS.....	53
7.3 SWOT ANALYSIS.....	53
8 CONCLUSIONS	54
9 NOMENCLATURE	55
10 REFERENCES	56
11 APPENDIX	60
11.1 NATIONAL STAKEHOLDERS.....	60
<i>Suppliers (import / manufacturing)</i>	60
<i>Associations and interest groups</i>	60
<i>Consultants & engineering companies</i>	61
<i>Research institutes & Developers</i>	61
11.2 REGULATORY FRAMEWORK.....	61

1 INTRODUCTION

By means of thermally driven heat pumps (TDHP) it is possible to lift heat from a low temperature level to a medium temperature level whereas the driving energy for the process is mainly heat at a high temperature level. Depending whether the low temperature heat source or the medium temperature heat sink (or both) of the heat pumping unit is used, the system acts as a cooling or heating system, e.g. for air conditioning / refrigeration purpose or residential heating systems, respectively.

As long as the temperature level of the driving energy is high enough any primary energy sources can be used. Thus, the use of "renewables" like "solar thermal energy" or "biomass", and the use of "waste heat" are obvious. In the building sector the use of thermally driven heat pumps can contribute substantially to energy conservation and the reduction of CO₂-emissions. This is due to the reduction of the primary energy demand, the increased utilization of renewable energy sources or the utilization of otherwise not usable waste heat.

In contrast to large units, where absorption heat pumps are more or less already in use, small-capacity applications still suffer from relatively low efficiencies and/or high costs compared to other technologies.

In recent years mainly two types of applications for TDHP have been discussed:

- for solar cooling and
- for residential heating.

In Austria the focus of the market available products as well as the upcoming developments of TDHP is on these applications in the small-capacity range. From the technological point of view only closed absorption heat pumps using the working pair ammonia and water are offered by Austrian companies. The aim of this report is to give an overview of the Austrian market, recent developments and progresses.

The following items are covered within this report:

1. State of the art TDHPs
2. Good practice cases
3. Engineering tools
4. Market
5. Regulatory framework
6. Outlook

The objective of the state-of-the-art analysis is to give an overview of the state-of-the-art of TDHPs in Austria and to specify the focus of the research work. Furthermore, the available products of Austrian manufactures are presented. The chapter is divided in three groups according to its heating/cooling capacities:

- systems for single family homes (<10 kW)
- systems for multi-family homes/small commercial buildings (10-50 kW)
- systems for medium and large commercial buildings (>50 kW).

A list of the presently known installed systems based on TDHPs in Austria is presented in Chapter 3 and good practice cases are chosen for the detailed description.

In the chapter "Engineering tools" main software programs used for the design and the scientific investigation of thermally driven heat pumps are discussed.

The chapter "Market" gives a short overview over climate conditions in Austria, building stock and key market players. The situation on the current HVAC market is shown and information about reference and competing technologies for thermally driven heat pumps is provided.

The Austrian legislative concerning TDHPs is described in the chapter "Regulatory Framework".

The chapter "Outlook" provides perspectives for thermally driven heat pumps in Austria. It includes a description of "almost on the market" equipment as well as new technological trends.

2 STATE OF THE ART TDHPs

This chapter gives an overview of TDHPs produced by Austrian manufactures. Four companies have been found: Pink GmbH (TDHP for cooling driven by solar energy/waste heat), Helioplus Energy Systems GmbH (TDHP for heating or heating and cooling) including condensing gas-boiler); Heliotherm GmbH (TDHP for heating or heating and cooling) including condensing gas-boiler) and ECONIC Systems (TDHP for cooling driven by solar energy/waste heat).

The products of the company Pink GmbH and of Helioplus Energy Systems GmbH are presented in this chapter. Those of ECONIC systems and of Heliotherm GmbH are described in Chapter 7 as "almost on the market" equipment and new technological development.

2.1 Systems for single family home (< 10 kW)

2.1.1 Pink Chillii® PSC12

Name manufacturer	<i>Pink GmbH</i>	
Product name	<i>Chillii® PSC12</i>	
Name national distributor	<i>Pink GmbH (Austria)</i> <i>Solarnext AG (worldwide)</i>	
Type	<i>Absorption heat pump</i>	
Working pair: Refrigerant & sorbent	<i>Ammonia-Water</i>	
Application	<i>Cooling</i>	
Configuration(s)	<i>Indirect water-to-water</i>	
Output capacity (range) [kW]	<i>12 (cooling)</i>	
Source of driving energy	<i>Hot water, solar energy, waste heat, process heat, biomass</i>	
Driving energy (hot water / solar energy)	Medium Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	<i>Water</i> 19.4 65 ... 115 2.4
Output (cooling)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	12 -7 ... +15 1.7
Recooling (cooling water)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	31.4 16 ... 36 5.4
Nominal performance	COP @ t_driving in/out: t_output in/out t_recooling in/out	0.62 85/78 12/6 24/29
Electricity consumption [kW]	<i>0.3 (Pump, Control)</i>	
Control	-	
Status of product	<i>New commercial product</i>	



Figure 2-1: Absorption Chiller Pink Chillii® PSC12

2.2 Systems for multi family home & small commercial buildings (10-50 kW)

2.2.1 Helioplus (soil-to-water)

Name manufacturer	<i>Helioplus Energy Systems GmbH</i>	
Product name	<i>Helioplus 40-S</i>	
Name national distributor	<i>Helioplus Energy Systems GmbH (Austria)</i>	
Type	<i>Directly heated absorption heat pump with a gas burner</i>	
Working pair: Refrigerant & sorbent	<i>Ammonia-Water</i>	
Application	<i>Heating (or heating and cooling)</i>	
Configuration(s)	<i>indirect soil-to-water</i>	
Output capacity (range) [kW]	<i>37.1(heating)/16.9 (cooling)</i>	
Source of driving energy	<i>Natural gas</i>	
Driving energy (hot water / solar energy)	Medium Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	<i>Natural gas</i> 25.7 - -
Output (heating)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	37.1 60°C (<i>maximum</i>) -
Output (cooling)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	16.9 -5 ... +25 -
Recooling	Capacity [kW]	-

(cooling water)	Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	- -
Nominal performance	COP @ tdriving in/out: toutput in/out tecooling in/out	1.44 (heating); 0.66 (cooling) - - -
Electricity consumption [kW]	0.54 (Pump, Control)	
Control	-	
Status of product	Commercial product	

2.2.2 Helioplus (water-to-water)

Name manufacturer	Helioplus Energy Systems GmbH	
Product name	Helioplus 40-W	
Name national distributor	Helioplus Energy Systems GmbH (Austria)	
Type	Directly heated absorption heat pump with a gas burner	
Working pair: Refrigerant & sorbent	Ammonia-Water	
Application	Heating (or heating and cooling)	
Configuration(s)	Indirect water-to-water	
Output capacity (range) [kW]	40.9(heating)/18.4 (cooling)	
Source of driving energy	Natural gas	
Driving energy (hot water / solar energy)	Medium Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	Natural gas 25.7 - -
Output (heating)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	40.9 65°C (maximum) -
Output (cooling)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	18.4 3 ... +25 -
Recooling (cooling water)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	- - -
Nominal performance	COP @ tdriving in/out: toutput in/out tecooling in/out	1.59 (heating); 0.72 (cooling) - - -
Electricity consumption [kW]	0.54 (Pump, Control)	
Control	-	
Status of product	Commercial product	



Figure 2-2: Directly heated absorption heat pump with a gas burner (Helioplus, 2008)

2.2.3 Helioplus 40-LR (air-to-water)

Name manufacturer	<i>Helioplus Energy Systems GmbH</i>	
Product name	<i>Helioplus 40-LR</i>	
Name national distributor	<i>Helioplus Energy Systems GmbH (Austria)</i>	
Type	<i>Directly heated absorption heat pump with a gas burner</i>	
Working pair: Refrigerant & sorbent	<i>Ammonia-Water</i>	
Application	<i>Heating</i>	
Configuration(s)	<i>Indirect air-to-water</i>	
Output capacity (range) [kW]	<i>37.4(heating)</i>	
Source of driving energy	<i>Natural gas</i>	
Driving energy (hot water / solar energy)	Medium Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	<i>Natural gas</i> 25.7 - -
Output (heating)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	37.4 60°C (<i>maximum</i>) -
Output (cooling)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m ³ /h]	16.9 3°C (<i>minimum</i>) -
Recooling (cooling water)	Capacity [kW] Temperature range [°C]	- -

	Flow rate [m ³ /h]	-
Nominal performance	COP	1.46 (heating)
	@ t _{driving in/out} :	-
	t _{output in/out}	-
	t _{cooling in/out}	-
Electricity consumption [kW]	0.93 (Pump, Control)	
Control	-	
Status of product	Commercial product	



Figure 2-3: Directly heated absorption air-to-water heat pump with a gas burner (Helioplus, 2008)

2.3 Systems for medium and large commercial buildings (>50 kW)

No Austrian manufactures of large thermally driven heat pumps are known.

2.4 Further sources of information

- <http://www.helioplus.at/> - Helioplus Energy Systems GmbH
- <http://www.heliotherm.at/> - Heliotherm Wärmepumpen GmbH (see Chapter 7.1)
- <http://www.pink.co.at/> - Pink GmbH

3 GOOD PRACTICE CASES

This chapter gives an overview of the known heating or cooling systems based on TDHPs in Austria. Four of them have been chosen for a detailed description as good practice cases:

1. Privathaus Jungreithmayr (single family home)
2. Company Bachler in Gröbming (small commercial building)
3. Company SOLution in Sattledt (small commercial building)
4. Business City TownTown in Vienna (large commercial building)

The number of installations of TDHPs in Austria, both for heating and/or for cooling, has increased rapidly over the past years. A number of Austrian companies, which have been active in this field - both heat pump producers and system providers - together with a number of research institutions, which accompanied most of the projects, contributed to this trend. A large number of systems were partly financed through research projects. In the case of heat pumps for heating, generous subsidies from provincial authorities triggered an increased interest in this technology.

Until the end of 2008, there were 17 installations of solar cooling systems in Austria. All except one system were installed in commercial or public sectors (Table 3-1).

Table 3-1: Solar cooling systems installed in Austria until 2008

System	Application	Technology	Collector type	Storage	Completed
Ökopark, Hartberg	Office	DEC (6000 m ³ /h)	Air collectors (12 m ²)	3000 l	2000
Weinbaubetrieb Peitler	Winery	Absorption (10 kW)	Vacuum tube collectors (100 m ²)	2000 l	2003
SOLution, Sattledt	Office	Absorption (15 kW)	Flat plate collectors (40 m ²)	3000 l	2005
General Solar, St. Veit	Office	Absorption (35 kW)	Flat plate collectors (77 m ²)	1000 l	2007
Privathaus Jungreithmayr	Single family house	Adsorption (5 kW)	Flat plate collectors (38 m ²)	3*2000 l	2007
Fa. Bachler, Gröbming	Training centre	Absorption (9 kW)	Flat plate collectors (46 m ²)	3*1500 l	2007
Femgas OÖ, Haid	Office	Absorption (70 kW)	Vacuum tube collectors (70 m ²)	1500 l cold	2007
ENERGYbase, Wien	Office	DEC (2*8860 m ³ /h)	Flat plate collectors (285 m ²)	15000 l	2008
Fa. Gasokol, Saxen	Office	Absorption (30 kW)	Flat plate collectors (85 m ²)	9000 l	2008
Rathaus, Gleisdorf	Office	Absorption (35 kW) DEC-Anlage (6000 m ³ /h)	Flat plate collectors (240 m ²)	4500 l	2008
BH-Rohrbach	Office	Absorption (35 kW)	Flat plate collectors (120 m ²)	8000 l	2008
SOLution, Sattledt	Office	Adsorption (60 kW)	Flat plate collectors (548 m ²)	25000 l	2008
MA 34, Wien	Meeting room	Adsorption (7 kW)	Flat plate collectors (32,4 m ²)	2000 l	2008
Fa. Manschein, Gaweinstal	Office	Adsorption (7 kW)	Flat plate collectors (32 m ²)	2000 l	2008
Fa. Kreuzroither, Schörfling	Office	Adsorption (15 kW)	Flat plate collectors (160 m ²)	1500 l	2008

Fa. SOLID, Graz	Office	Absorption (17 kW)	Flat plate collectors (57,5 m ²)	2000 l	2008
Fa. Paar, Graz	Office and sever room	Absorption (105 kW)	Flat plate collectors (350 m ²)	18300 l	2008

The number of "not-solar-driven" TDHPs for heating and/or cooling is uncertain. Table 3-2 gives an overview of the known installations. It can be seen that, as for solar cooling, almost all applications are in non-residential sectors. Further, most of the systems found are directly gas-fired, except for the last two in the table which are parts of tri-generation systems.

Table 3-2: Known thermally driven heat pump systems for heating and/or cooling (except solar cooling and large systems) installed in Austria until 2008

System	Capacity	Units	Source	Remark	Completed
Apartementhaus, Spiegel	40 kW heating plus cooling.	One Unit	Ground coupled- borehole (300 m)	Hybrid system with a gas boiler	2008
Industrial park Lustenau	320 kW heating and 93 kW cooling	8*40 kW heating	Ground coupled – energy piles		2008
Storehouse of the Brewery "Murauer" in Graz	80 kW heating and 9.5 kW free cooling	2*40 kW heating	Ground coupled – borehole (8*80 m)		
Förstl Haustechnik	40 kW heating		Air		
Laserschnittcentre Kundl	40 kW heating	One Unit	Air		
Villa in Perchtoldsdorf	40 kW heating	One Unit	Air		
Guesthouse Post, Taxenbach	40 kW heating	One Unit	Ground coupled – borehole		
Helioplus building, Langkampfen	40 kW + free cooling	One Unit	Water, 14°C		2004
Wien Gas, Vienna	140 kW cooling	2*70 kW cooling	Air		
Alpine Mayreder, Engerwitzdorf					2006
Guesthouse in Süßenbrunn	40 kW heating		Ground water		Completion 2009
Winery Salzl, Seewinkelhof	40 kW heating		Ground water		Completion 2009
Winery Salzl, Seewinkelhof	80 kW heating	2*40 kW heating	Air	Wine cooling and space heating	
Hotels Valavier and Sarotha, Brand	200 kW heating	5*40 kW heating	Ground coupled – borehole (1500 m)		
Raiffeisen Bank, Haidershofen	40 kW heating	One Unit	Air		
TVB, Schwaz	80 kW heating	2*40 kW heating	Ground water		2009
Magna Steyr, Graz-Thondorf	48 kW cooling	Baltimore VXI-18-3 wet, closed			2003
Hotel Almwelness Pierer, Fradnitz				Trigeneration plant with an ammonia-water absorption unit	

3.1 Single family home

Privathaus Jungreithmayr

The house "Jungreithmayr" was built in low-energy standard using mainly natural materials like wood, cellulose, reed and clay. The yearly energy consumption of the house is approximately 40 kWh/m².

Most of the heating demand is covered by 36 m² large flat plate collector field connected to a 6000 l hot water storage. Remaining heat is supplied by a pellet boiler. Solar heat is also used to drive a 5 kW adsorption chiller. Both heat and cold are distributed through the walls. Fresh air to the house is supplied by controlled ventilation. Apart from solar thermal panels, a 12 m² photovoltaic system is installed in front of the house which covers approximately one third of its annual electricity consumption.

Table 3-3 Project Overview „Privathaus Jungreithmayr“

Project name	Privathaus Jungreithmayr	
Location	Vikarstrasse 9, A-4662 Kirchberg-Thening	
In operation since	2007	
Project status	Demonstration and commercial	
Application	TDHP used only for cooling	
Scale of project	177m ² living space, wall heating and cooling	
Heat pump system	Manufacturer + product	Sortech ACS 5.5
	Type	Adsorption chiller
	Nominal capacity [kW]	5 kW
	Driving energy	Flat plate collectors (36m ²)
	Recooling	Open wet cooling tower 17kW, from Axima
"Good practice" because	No other installations in single family homes have been found in Austria	



Figure 3-1: View of the private house "Jungreithmayr" with installed solar heating and cooling system (Source: SOLutiouon Solartechnik GmbH)

3.2 Multi family home & small commercial buildings

3.2.1 Company Bachler in Gröbming

A combined system for cooling, heating, hot water production and swimming pool heating during summer was installed in 2007 at the office building of Bachler Austria GmbH in Gröbming. The system includes flat plate solar thermal collectors, a pellet-boiler, 3 heat storage tanks, an ammonia-water absorption heat pump and an open wet cooling tower.

The absorption heat pump is used only for cooling of the office building. The driving energy is supplied from the storage tanks which are charged by both the solar thermal system as well as the pellet boiler as auxiliary source.

The system supplies cooled water at supply/return temperatures of 16/19°C, which is distributed through cooled ceilings. Minimum operating driving temperature is 65°C, nominal capacity of 9kW is reached with 75°C. The system includes three water heat storages, 4.5 m³ each.

Table 3-4 Project Overview „Company Bachler“

Project name	<i>Company Bachler</i>	
Location	<i>Buchenweg 798, 8962 Gröbming, Austria</i>	
In operation since	<i>2007</i>	
Project status	<i>A commercial system, also used as a demonstration facility for the company</i>	
Application	<i>TDHP is used only for cooling. The whole system is used for heating, cooling and hot water production of an office building. During summer, a swimming pool is heated by the solar system. A biomass backup system is installed. The system was installed on an existing building.</i>	
Scale of project	<i>Cooled floor area is 700 m², the peak cooling load is 9 kW</i>	
Heat pump system	Manufacturer + product	<i>PINK chillii[®] PSC9</i>
	Type	<i>Ammonia/water absorption unit</i>
	Nominal capacity [kW]	<i>9 kW</i>
	Driving energy	<i>flat plate solar collector (46 m², Neuma-Solar) and a pellet-boiler of 150 kW nominal power. Typical driving temperature 80°C</i>
	Recooling	<i>open wet cooling tower (Axima EWK, 25 kW nominal power)</i>
"Good practice" because	<i>For further information please refer to the SOLAIR project (http://www.solair-project.eu/207.0.html)</i>	

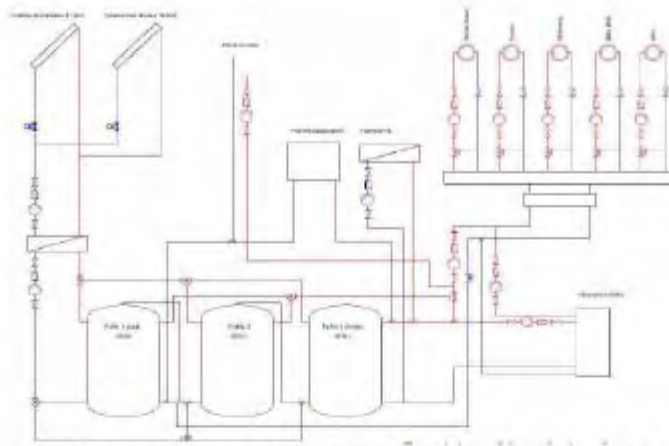


Figure 3-2: Absorption heat pump system installed in the office building of the company Bachler in Gröbming (Source: Steiner Haustechnik)

3.2.2 Company SOLution in Sattledt

A combined system for cooling, heating and hot water production was installed in 2005 at the office building of SOLution Solartechnik GmbH in Sattledt, Austria. The system includes flat plate solar thermal collectors, gas boiler used only for heating and hot water production, 2 heat storage tanks, a Water – LiBr absorption heat pump and an open wet cooling tower.

The absorption heat pump is used only for the cooling of the office building. The driving energy is supplied from the storage tank which is charged by the solar thermal system only.

Table 3-5 Project Overview „Company Solution“

Project name	Company SOLution	
Location	Gewerbestrasse 16, 4642 Sattledt, Austria	
In operation since	2005, still in operation	
Project status	A commercial system, also used as a demonstration facility for the company	
Application	TDHP is used only for cooling. The whole system is used for heating, cooling and hot water production of an office building. The system was applied on a previously existing building.	
Scale of project	Cooled floor area is 350 m ² , the peak cooling load is 8 kW	
Heat pump system	Manufacturer + product	EAW WEGRACAL SE 15
	Type	Water/LiBr absorption unit
	Nominal capacity [kW]	15 kW
	Driving energy	flat plate solar collector (40 m ² , SOLution). Nominal driving temperature 75°C
	Recooling	open wet cooling tower (Axima EWK, 35 kW nominal power)
“Good practice” because	For further information please refer to the SOLAIR project (http://www.solair-project.eu/213.0.html)	

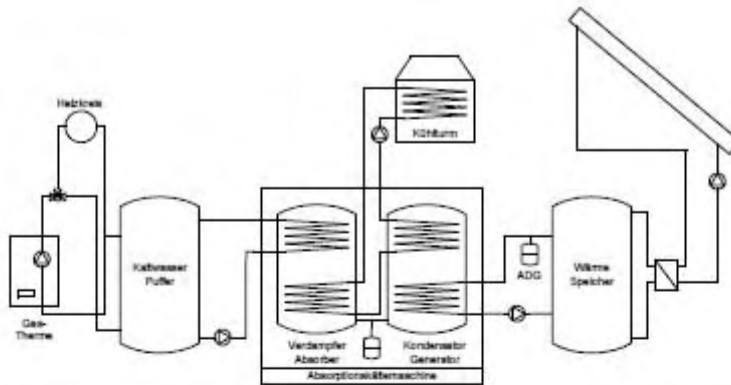


Figure 3-3: Absorption heat pump system installed in the office building of the company SOLution in Sattledt (Source: SOLution Solartechnik GmbH)

3.3 Medium and large commercial buildings

Business City TownTown in Vienna, Austria

The Viennese district heating company Fernwärme Wien chose the commercial building complex "TownTown" to implement the first district cooling network in Vienna. In 2007, the first phase of the cooling network was put into operation. The system currently includes two absorption chillers of 2.2 MW cooling, as well as three compression chillers of 900 kW nominal cooling power each. The absorption units cover the base cooling load, the compression chillers cover the peak loads. For the heat rejection, one hybrid cooling tower of 1,1 MW and two open wet cooling towers of 5.5 MW cooling power each were installed. The cold is distributed via the concrete core cooling and central ventilation system in all comfort level zones. Additionally, to cover the peak loads, fan coils are installed in the highest comfort level zones.

Fernwärme Wien offers different comfort levels which are associated with certain cooling capacities. This means, that the set temperature is guaranteed only up to a certain cooling load. After the completion of all the buildings, the capacity should rise to 8 MW cooling power for the provision of the highest comfort level to all users.

Table 3-6 Project Overview „TownTown“

Project name	<i>TownTown</i>	
Location	<i>Erdbergstrasse 131-137, 1030 Vienna, Austria</i>	
In operation since	<i>2007</i>	
Project status	<i>A commercial system, will be extended in the future</i>	
Application	<i>TDHP is used to cover the base cooling load, compression units cover the peak load.</i>	
Scale of project	<i>Cooled floor area is around 8500 m², the peak cooling load is 5 MW</i>	
Heat pump system	Manufacturer + product Type Nominal capacity Driving energy Recooling	<i>York Millenium, 2 units Water/LiBr absorption units 2.2 MW each hot water from the Viennese district heating network at ca. 110°C 2 open wet cooling towers (5.5 MW nominal power each), one hybrid cooling tower (1.1 MW nominal power)</i>
"Good practice" because	<i>The system in its configuration proved to be very efficient and have relatively low operation costs</i>	

3.4 Further sources of information

SOLAIR Project Bachler in Gröbming: <http://www.solair-project.eu/207.0.html>

SOLAIR Project SOLution in Sattledt: <http://www.solair-project.eu/213.0.html>

4 ENGINEERING TOOLS

This chapter gives a short overview of used engineering tools for heat pumps and heat pump systems:

- ASPEN Plus™
- EES
- Dymola
- TRNSYS

4.1 Aspen Plus™

Aspen Plus™ is one of the major process simulators that have been widely used in the recent years for the simulations of absorption heat pump processes.

The program is dedicated more to research on new concepts of heat pumps and its simulation with new working mixtures. It allows designing the absorption cycle by the use of existing unit operations, such as rectifications columns, absorbers, mixers, separators, heat exchangers, pumps, valves, etc. The working substances can be chosen from the built-in library of chemical substances, where all parameters of pure components are available. The binary interaction parameters of some mixtures can be chosen, when selecting the thermodynamic property method or thermodynamic model, and modified by means of regressions of the experimental equilibrium data.

Each component of the absorption cycle can be designed for the required working conditions (optimization of parameters) and investigated using sensitivity analyses. The results can be presented in form of tables and diagrams for all streams and components.

More information about ASPEN Plus™ one can find in ASPEN Plus User Guide (2001).

4.2 EES

EES (F-Chart Software, <http://www.fchart.com/ees/eesoverview.shtml> (19.06.2009)) is an acronym for Engineering Equation Solver. The basic function provided by EES is the numerical solution of a set of algebraic equations. EES can also be used to solve differential and integral equations, do optimization, provide uncertainty analyses and linear and non-linear regression, convert units and check unit consistency and generate plots.

There are two major differences between EES and other equation-solving programs:

1. EES allows equations to be entered in any order with unknown variables placed anywhere in the equations; EES automatically reorders the equations for efficient solution.
2. EES provides many built-in mathematical and thermophysical property functions useful for engineering calculations. For example, the steam tables are implemented such that any thermodynamic property can be obtained from a built-in function call in terms of any two other properties. Similar capability is provided for most refrigerants, ammonia, methane, carbon dioxide and other fluids. Air tables are built-in, as are psychrometric functions and JANAF data for many common gases. Transport properties are also provided for all substances.

For the thermodynamic properties of the mixture $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ an externally compiled EES routine is available by calling the external procedure "NH3H2O". The used correlations are from

Ibrahim and Klein (1993).

For the mixture H₂O/LiBr also external procedures are available. Using these procedures the thermodynamic properties as well as the viscosity and thermal conductivity can be calculated.

EES is particularly useful for design problems in which the effects of one or more parameters need to be determined. The program provides this capability with its Parametric Table, which is similar to a spreadsheet. The user identifies the variables which are independent by entering their values in the table cells. EES will calculate the values of the dependent variables in the table. Plotting capability is provided to display the relationship between any two variables in the table.

4.3 Dymola

Dymola from Dynasim AB, Lund, Sweden is a tool for modelling, simulation and 3D-visualisation of integrated, complex non-linear systems with a possibility of combining models from different engineering domains like thermodynamics, mechanics, hydraulics, electronics etc.

Dymola consists of the following main parts:

- Text editor for model editing;
- Graphic editor for building complex systems;
- A few optional compilers and a symbolic optimizer for the reduction of the size of equation systems to increase the stability and decrease the time of the integration;
- Simulation run-time system including a variety of linear and non-linear numeric solvers, also for hybrid differential-algebraic equation systems.

The models can be built and edited by using either the text or the graphical editor which are linked and can be used simultaneously. The graphical editor is very helpful for building and interconnecting complex models by drag-and-drop. The editor includes a model browser from the chosen model libraries – a feature that enhances the reusability of the models which is one of the main characteristics of the tool. In the text editor, the equations can be written in arbitrary order, also implicitly, which enables the programmer to concentrate more on the content and the purpose of the model than on the model structure. Very important for the developer is the possibility to automatically create model documentation in HTML-format.

Dymola is based on Modelica®, an object-oriented modelling language which main advantage is easy reusability of models thus reducing the modelling effort for similar components or models of systems based on the same physical phenomena. This feature enables the simulation tools to generate very efficient codes and to handle large models consisting of hundreds of thousands of equations. The language supports several formalisms including ordinary differential equations, differential-algebraic equations, bond graphs, Petri nets etc.

Modelica® is a free language constantly developed by the Modelica Association, a non-profit organisation. The association also provides a free, constantly improved and updated Standard Library, which includes basic models from different engineering areas such as mechanical, electrical, thermal etc. Besides the Standard Library, a number of free and commercial libraries are available from different research groups and companies worldwide. Some of them include models which enable modelling and simulation of thermally driven heat pumps and systems.

The known libraries for the simulation of thermally driven heat pump systems are used ex-

clusively for research and development purposes both for steady-state and dynamic simulation of systems (e.g. ABSMLlibrary for absorption systems by Fu, D.G. et al., 2005 or models for adsorption chillers by Schick Tanz, M. and Núñez, T., 2008). In addition, some of the free libraries offer models or model structures which can be used as a basis when developing own models of thermal systems.

Due to its suitability for the simulation of multi-domain systems, Dymola is often used for research on control strategies implementing different algorithms to optimise the system behaviour.

Good sources of information on Modelica can be found on www.modelica.org and in Fritzson, 2004 and Tiller, 2001.

4.4 TRNSYS

TRNSYS is a transient systems simulation program with a modular structure. It recognizes a system description language in which the user specifies the components that constitute the system and the manner in which they are connected. The TRNSYS model library includes many of the components commonly found in thermal energy systems, as well as component routines to handle input of weather data or other time-dependent forcing functions and output of simulation results. The modular nature of TRNSYS gives the program tremendous flexibility, and facilitates the addition of mathematical models not included in the standard TRNSYS library to the programme. TRNSYS is well suited for detailed analyses of systems with time-dependent behaviour.

The source codes of the kernel as well as of the component models are available for the end users. This simplifies extending existing models to make them fit the user's specific needs. The DLL-based architecture allows users and third-party developers to easily add custom component models, using all common programming languages (C, C++, PASCAL, FORTRAN, etc.). In addition, TRNSYS can be easily connected to many other applications, for pre- or post processing or through interactive calls during the simulation (e.g. Microsoft Excel, Matlab, COMIS, etc.).

TRNSYS applications include:

- Solar systems (solar thermal and PV)
- Low energy buildings and HVAC systems with advanced design features (natural ventilation,
- Slab heating/cooling, double facade, etc.
- Renewable energy systems
- Cogeneration, fuel cells
- Anything that requires dynamic simulation

TRNSYS offers a model of a single-effect hot water fired absorption chiller in its standard model package named TYPE107. There is a variety of external model libraries available, both for internal usage and commercial. One of the commonly used libraries for HVAC system modelling is the TESS HVAC library, which contains a number of models of thermally driven heat pumps.

Most commonly used models of thermally driven heat pumps are:

- TYPE 7: Easy to use model based on characteristic curves of two chiller units, Arkla WF-36 and Yazaki WFC-7.5. It gives the hot water outlet conditions from the given

cooling load.

- TYPE107: Uses a catalogue data lookup approach to predict the performance of a single effect, hot water driven absorption chiller. In this design, the heat required to desorb the refrigerant is provided by a stream of hot water. The energy of the refrigerant absorption process is rejected to a cooling water stream and the machine is designed to chill a third fluid stream to a user designated set point temperature. Because of the catalogue data lookup approach, Type107 is not applicable over every range of inlet conditions. As with other components that rely on catalogue data, the performance of the machine can be predicted and interpolated within the range of available data but cannot be extrapolated beyond the range. One beneficial feature to this model is that the data, taken directly from manufacturer's catalogues available online is normalized so that once a data file has been created, it may be used to model absorption machines other than the specific size for which the data was intended. In creating example data files for distribution with this component, the developers noted that there was very little variability between data files once they were normalized. Using normalized data and the model's first two parameters (design coefficient of performance and design capacity) the user can adjust the size of the machine being modelled to whatever is appropriate to the system being simulated. Source: TRNSYS Documentation
- TYPE 678: Uses a normalized catalogue data lookup approach to model a double-effect direct fired absorption chiller. "Direct Fired" indicates that the energy that must be supplied to the machine's generator comes from a burner (natural gas or other combustible fuel) built into the machine. Because the data files are normalized, the user may model any size chiller using a given set of data files. Source: TRNSYS Documentation
- TYPE 679: Uses a normalized catalogue data lookup approach to model a single-effect steam-fired absorption chiller. "Steam-Fired" indicates that the energy supplied to the machine's generator comes from a steam source. Because the data files are normalized, the user may model any size chiller using a given set of data files. Source: TRNSYS Documentation
- TYPE680 was made a standard TRNSYS Component (Type107) with the release of TRNSYS 16.
- TYPE681: Uses a normalized catalogue data lookup approach to model a single-effect direct fired absorption chiller. "Direct Fired" indicates that the energy that must be supplied to the machine's generator comes from a series of burners built into the device. Because the data files are normalized, the user may model any size chiller using a given set of data files. Example files are provided. Source: TRNSYS Documentation

TRNSYS is used both by the research institutes and the industry for the simulation of HVAC systems in build environment.

5 MARKET

This chapter describes the Austrian climate, building stock, HVAC market and the power production mix in Austria and shows, what decision makers find important when choosing HVAC systems. The TDHP market in Austria, key market players and reference & competing technologies for TDHPs are discussed in this Chapter as well.

5.1 Climate

Austria has a total area of approx. 84000 km² and around 8.5 million inhabitants. The country's climate is basically influenced by four climate zones (Figure 5.1):

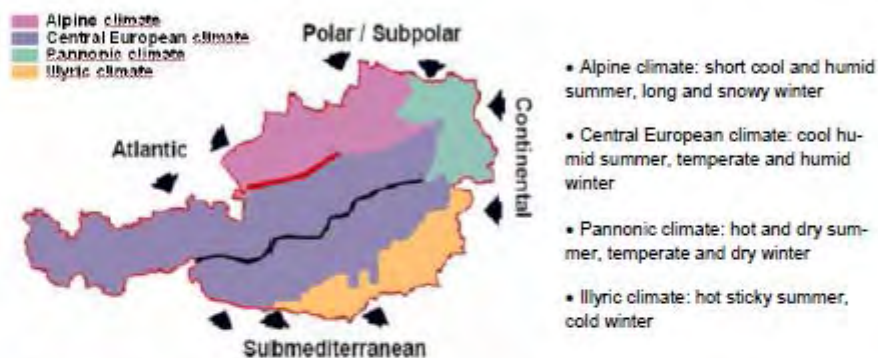


Figure 5-1: Climate zones in Austria and outside climatic influences (Christanell et al., 2007)

Due to its position and geography, the yearly average temperatures and average solar global radiation have considerable regional variations (Figure 5-2):



Figure 5-2: Average temperature (left) and average global radiation (right) in Austria (Leitgeb and Englisch, 2006)

The yearly average ambient air temperature varies from -8°C in the Southern Alps up to +12°C in the very east of the country. The average solar irradiation differs from 1100 kWh/m² to more than 1400 kWh/m². This impacts the boundary conditions for the design of heating and cooling systems to a large extent.

Heating degree days ($HDD_{12/20}$) and heating days (HD_{12}) are given in the Table 5.1 for four Austrian cities in the corresponding climate zones.

Table 5-1: Heating degree days and heating days for four Austrian cities representing four typical climate zones

City	Climate zone	$HDD_{12/20}$	HD_{12}
Innsbruck	Alpine	3704	220
Linz	Central European	3527	214
Vienna	Pannonic	3319	204
Klagenfurt	Illyric	3935	222

5.2 Building stock

In 2001, 2.05 million buildings and 3.86 million dwellings were counted in Austria (Statistik Austria, 2007). These numbers represent the latest comprehensive data available. In 2007, the microcensus gave a number of 3.54 million main residence dwellings in Austria (Statistik Austria, 2008).

If the average population growth from 1991 until now and the growth in number of buildings over the same period are taken into account, it can be assumed, that the current numbers are 2.2 million buildings and a total of about 4.1 million dwellings (based on Statistik Austria, 2007 and 2008).

In 2001 a clear majority of the buildings (76.1%) were one or two family houses, almost all of which were private property (see Table 5-2). Roughly a half of all the dwellings (46.8%) was to be found in this building category. 29.4% of the dwellings was situated in multi-dwelling buildings (11 dwellings or more) which have a more diversified property structure.

5.2.1 Number and age of buildings

Around 2 million buildings existed in Austria in 2001 (last census), a majority of them (76%) being family houses with one or two dwellings. Most of the buildings in the residential sector were owned by physical persons, more than 87%. Physical persons own more than 97% of single and two family houses but only about a half of larger residential buildings with more than 11 dwellings.

Table 5-2 gives an overview of the existing buildings in Austria in 2001 by type and owner's structure.

Table 5-2: Number of buildings in Austria by type and owner's structure in 2001 (data according to Statistik Austria, 2007 and SOLAIR, 2008)

	Total	Owner			
		Physical persons	Local authority	Non-profit housing association	Other non-physical
Total	2 046 712	1 814 044	78 848	52 478	101 342
Residential buildings with 1 or 2 dwellings	1 557 420	1 513 005	13 660	14 407	16 348
Residential buildings with 3 to 10 dwellings	142 351	92 520	14 121	24 173	11 537
Residential buildings with 11 or more dwellings	61 196	30 809	12 599	12 462	5 326
Collective residential buildings	3 488	698	953	155	1 682
Non-residential buildings total	282 257	177 012	37 515	1 281	66 449
Office	32 177	-	-	-	-
Hotel	35 846	-	-	-	-
Retail or wholesales	33 024	-	-	-	-
Traffic or communication	3 951	-	-	-	-
Industry, storage or vehicle workshop	71 693	-	-	-	-
Culture, Leisure, Education	15 524	-	-	-	-
Other	90 039	-	-	-	-

The average useful floor area per dwelling in Austria was 97.7 m² in 2006 with an average 4.1 rooms (2003) per dwelling (EU Housing Statistics, 2005 and Statistik Austria, 2008). The average number of occupants was 2.4 per dwelling in 2003 (EU Housing Statistics, 2005).

About one third (31%) of the overall dwelling stock was built after 1980, having an average specific heating demand under 100 kWh/(m²a) considering all types of buildings (Fig. 5-3). This data does not take possible refurbishments of the building envelope into account.

Figure 5-3 gives an overview of the construction period of the dwellings in Austria.

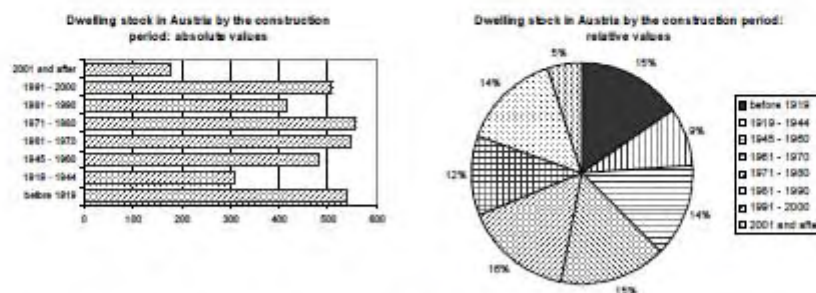


Figure 5-3: Construction period of the dwellings in Austria, including 2007 (Statistik Austria, 2008)

5.2.2 Specific energy consumption for residential heating and air-conditioning

According to Kemna et al. (2007), the average annual heating demand per dwelling in Austria was 113 kWh/m² in 2007. Using the data from Statistik Austria (2008), the energy consumption of the households for heating and air-conditioning in Austria can be calculated to 169 kWh/(m²a) for 2006.

The energy consumption for heating and air-conditioning in Austrian dwellings show a declining trend since the end of 1980s. As Figure 5-4 shows, in 2006, the Austrian households were consuming 75% of the energy for heating and air-conditioning compared to the reference year 1990 (Figure 5-4).

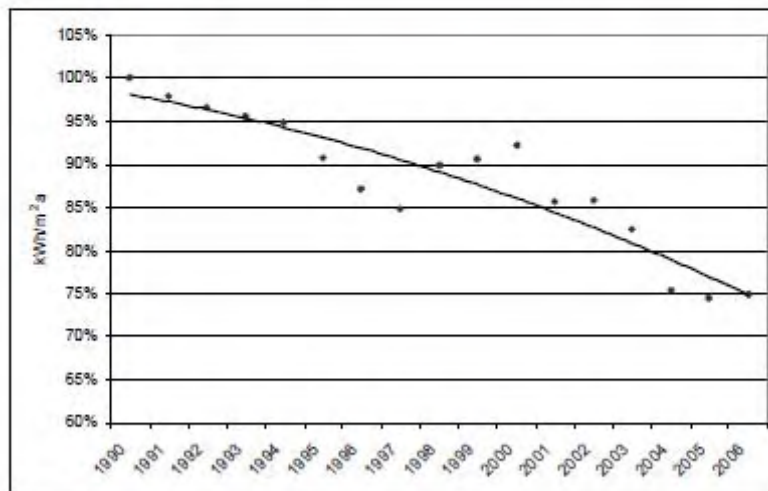


Figure 5-4: Development of the energy consumption for heating and air-conditioning in Austrian dwellings from 1990 (reference year) till 2006. Data from Statistik Austria (2008)

The heat load is very much dependent on the year of construction and possible thermal refurbishment of the building envelope. As shown in Figure 5-5, buildings with one dwelling built in Austria before 1945 have a specific useful energy demand for space heating of about 190 kWh/m²a. For dwellings built between 1945 and 1960 this value rises to 230 kWh/m²a. This period was the time of fast and cheap production of living space after the Second World War. Since then the specific energy demand of buildings steadily decreased, partly due to the first oil price shock in the end of the 1970s. This development was enabled by the availability of more effective insulation materials and advanced window technology, supported by a growing environmental concern. For buildings built after 1991 the useful heating demand is in the range of 100 kWh/m²a, which is already less than half of the values of the period from 1945 to 1960.

For multifamily buildings the value was already 60 – 70 kWh/m²a in 1991. The trend is in the direction of values even far lower. With current (2006) building codes and subsidy schemes values of about 50-60 kWh/m²a for single (and two) dwelling buildings and 40-50 kWh/(m²a) for multi dwelling buildings are achieved. Houses built according to the passive house concept show that the space heating demand can be decreased to 15 kWh/m²a. The requirements to reach such small heating demands are an optimal thermal insulation of the building envelope and effective mechanical ventilation using air heat recovery. Thus, the energy demand of new buildings decreased drastically in the last 50 years (Statistik Austria, 2008).

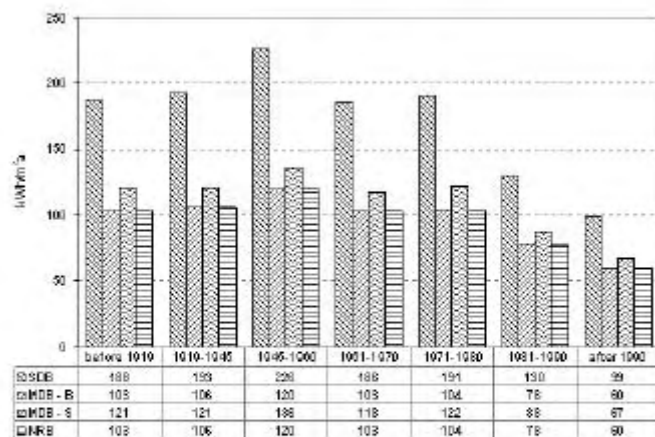


Figure 5-5: Specific annual energy use for heating in kWh/(m²a) of single (SDB) and multi-dwelling (MDB; -B=large, -S=small) buildings, as well as non-residential buildings (NRB) by the construction period. Data according to Statistik Austria, 2008

There is no official statistical data about the cooling load in the residential sector. However, Euroheat & Power (2007) gives an estimation of the specific cooling demand and total cooling potential (Table 5-3).

Table 5-3: Specific annual cooling load and total cooling potential for two main sectors (residential and service sector) in Austria (Euroheat & Power, 2007)

	Specific cooling demand [kWh/m ² a]	Total cooling potential [TWh/a]
Residential	39	12
Service	87	10

5.2.3 Usage of different energy sources for heating and hot water production

Fossil fuels are the predominant source of energy for heating in Austria. Natural gas, oil and coal are used in more than a half (56%) of the dwellings. The market share of fossil fuels is even larger taking into account that they are also used in CHP and other power plants operating in district heating systems. Renewables, mainly biomass, are covering about 20% of the heating demand. Solar collectors and heat pumps deliver around 1% of the heating demand.

Figure 5-6 gives an overview of the used energy source for heating in Austrian dwellings in 2006.

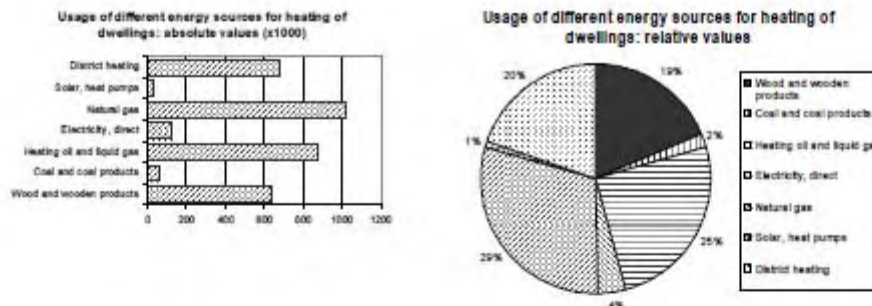


Figure 5-6: Usage of different energy sources for heating in Austria in 2006. (Statistik Austria, 2008)

The average consumption of hot water in Austria is around 35 litres per person and day or 84 litres per household and day (Kemna et al., 2007). Further, Kemna et al. (2007) estimate, that about 50% of the dwellings derive sanitary hot water from their heating units. Approx 42% use electric storage water heaters with more than 30 litres of capacity as their primary hot water source. Finally, some 37% of the dwellings have a secondary water heater which normally provides only one room with hot sanitary water. About 85% of these are electric storage; further 14% are instantaneous electric systems.

It can be concluded from the above, that the energy source for sanitary hot water production in the dwellings which have combined heating and hot water systems roughly corresponds to the distribution shown in Fig. 5-6. In the dwellings with dedicated water heaters, electric storage boilers are predominant.

5.2.4 Current energy use for built environment

In Austria in 2006, 305905 TJ of primary energy (gas, oil, coal, renewables) were used for space heating, air-conditioning and hot water preparation (Fig. 5-7). From this amount, 252381 TJ was used directly and 53524 TJ through district heating networks.

Most of the primary energy for space heating, air-conditioning and hot water preparation comes from fossil fuels (172596 TJ, excl. CHP, district heating and heating plants).

In total, from the primary energy consumption (1628929 TJ), around three quarters (1208276 TJ) has to be imported.

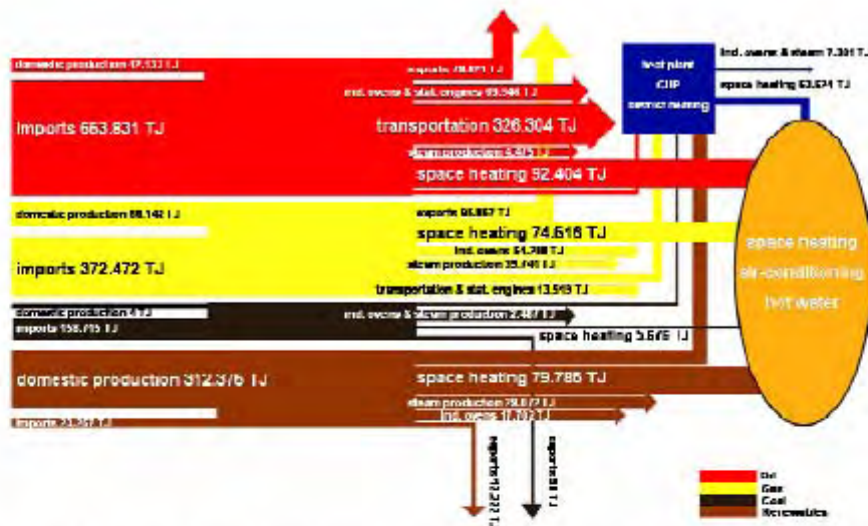


Figure 5-7: Energy flow chart of the selected energy carriers in the area of built environment (IWO-Österreich, 2008, data according to Statistik Austria, 2007)

5.3 Key market players

There are two Austrian manufacturers on the Austrian TDHP market in the small-capacity segment: "Pink GmbH" and "Heliplus Energy Systems GmbH". In the near future two more manufacturers should appear on the Austrian TDHP market, the companies: "Econic Systems GmbH" and "Heliotherm Wärmepumpen GmbH"

Pink GmbH is a manufacturer of solar, district or waste heat driven NH₃/H₂O absorption heat pumps and heat storages. The company "SolarNext" (Germany) acts as distributor for the absorption heat pumps.

Heliplus Energy Systems GmbH develops and produces heating systems based on gas-fired NH₃/H₂O absorption heat pumps and condensing gas-boilers with a heat output of about 40 kW.

Heliotherm Wärmepumpen GmbH develops a direct gas-fired absorption heat pump with small heat capacities. At present a TDHP (Q_H=15 kW) should be developed and brought to the market.

ECONICsystems innovative Kühllösungen GmbH focuses on the production of ammonia-water absorption heat pumps of small capacities (3-12 kW) for cooling applications. The designated driving heat for these heat pumps is solar, district or waste heat.

For contact information of the companies see Appendix 11.1.

5.4 Current HVAC market

5.4.1 Number of new residential and non-residential buildings built

After reaching a peak in the years 1996 – 1999, the residential building activity decreased in the subsequent years. In 2002, the total number of dwellings built was approximately the same as ten years before, around 42000 or 5.2 dwellings per capita.

The overall useful floor area of the dwellings had during this time quite an opposite trend: From average 97 m² of floor area in 1992, it dropped to 93 m² in 1997. From 1998, however, it is growing constantly reaching 103 m² in 2002. The floor area of dwellings constructed by private persons (Figure 5-8, useful area per person) was rising constantly reaching 122 m² in 2002.

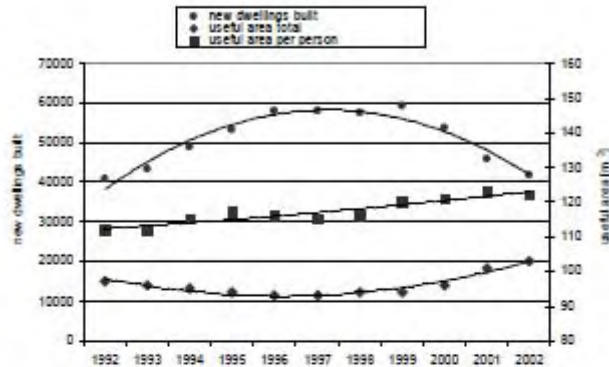


Figure 5-8: Construction activity in residential sector and development of the useful area in dwellings. Data according to Statistik Austria, 2004.

In Figure 5-9 the construction activity in the residential sector is shown ("DpB" means Dwellings per Building). In 2002, approximately the same amount of dwellings (around 35% each) was built in family houses (1 and 2 DpB) and multi-party buildings (>3 DpB)

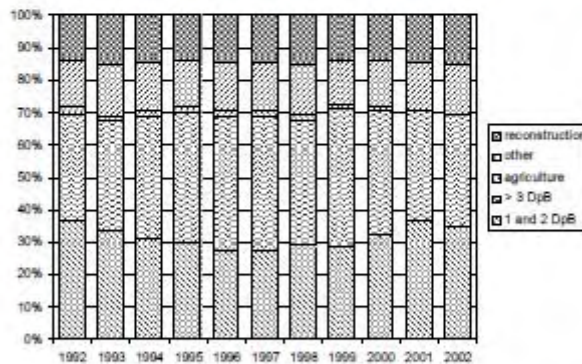


Figure 5-9: Construction activity in the residential sector. Dwellings built by type of the building: DpB – dwellings per building. Data according to Statistik Austria, 2004.

No data for the non-residential sector was found.

5.4.2 Market for building retrofit (e.g. boiler replacement market)

Thermal retrofitting of the buildings in Austria has a long-term average of about 1% p.a. (Lechner et al., 2004). The Austrian government wants to increase this rate to approximately 2.5% through different incentives like subsidies, tax reductions etc. by 2020.

From the known data such as the number of buildings, the type of heating system and pri-

mary energy source, it can be calculated, that some 1.4 million central heating boilers are currently in operation in Austria in one or two family houses.

According to different sources (e.g. Faninger, 2007 and Benke, 2007) about 30% of the boilers installed are more than 20 years old. These heating systems are not only inefficient because of the outdated boiler technology, but also because of the lack of maintenance, over-sizing, inefficient or inappropriate circulation pumps, lack of supply line insulation etc. Figure 5-10 gives an overview of the age of central heating boilers in Austrian family houses.

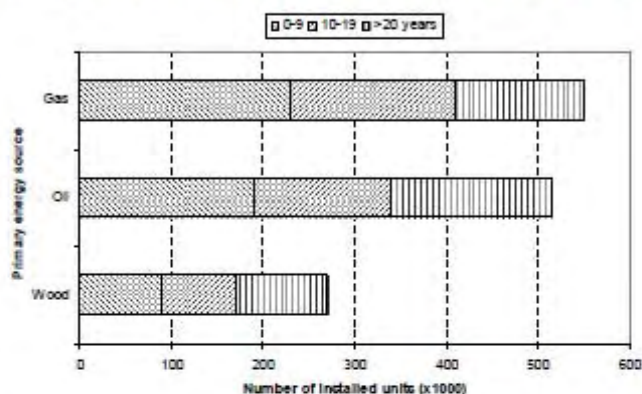


Figure 5-10: Number of installed boilers for central heating systems in one and two family houses in Austria by primary energy and age. Data according to Benke, 2007.

According to the Austrian Association of Boiler Suppliers (VÖK), in 2007 some 80000 boilers for heating were sold in Austria (VÖK, 2008). Approximately one half of the total sales was made on the refurbishment market (AEA, 2008), from which an approximation of the Austrian boiler replacement market can be derived: around 40.000 units per year.

There are currently no validated data on the market share of heat pumps in the retrofit market. However, a "Heat Pump Action Plan" (Lutz, G., 2007) for Austria was presented in 2007 by both Austrian heat pump associations. In this plan, a 20% share of heat pumps in renovated buildings has been set as a goal until 2020.

5.4.3 Air conditioning market (residential and non-residential)

The energy consumption in Austria for cooling purposes is currently estimated at 365 GWh per year (SOLAIR, 2008). According to a survey of the Energy Economics Group at the Viennese Institute of Technology, this figure might increase to nearly 2000 GWh/a until 2020 (Vougiouklakis and Korma, 2008). It is expected that, by then, about 40 million square meters of commercial buildings will be air-conditioned (SOLAIR, 2008).

Almost all cooling devices operate in non-residential buildings: 50% are currently installed in offices, 13% in hotels, restaurants and bars and 7% in hospitals (SOLAIR, 2008). Typical annual cooling demand for office buildings is currently 60-90 kWh/m² (SOLAIR, 2008 and Euroheat & Power, 2006).

There are no figures available for the residential cooling or air-conditioning market. Notably, the new Austrian building regulation states that new buildings have to be designed in order to avoid any cooling demand in residential buildings which shows that no substantial market development is expected in the near future. Nevertheless, the estimated average annual specific cooling demand in the residential sector is 39 kWh/m² (Euroheat & Power, 2006).

Estimated saturation of cooling in Austria is approximately 1 TWh/a in the residential and 3 TWh/a in the service sector (Euroheat & Power, 2006).

5.4.4 Current market for electrical heat pumps

After the first boom in the late 1970's and a period of stagnation and brakedown in the late 80's, the Austrian heat pump market started slowly to recover in the beginning of the 90's. A major growth was observed from 2000 to 2007: The overall number of installations increased by the factor of 3 (Figure 5-11). While the increase in the sales of domestic hot water (DHW) heat pumps was rather moderate, the increase in the heat pump installations for the heating purpose was substantial.

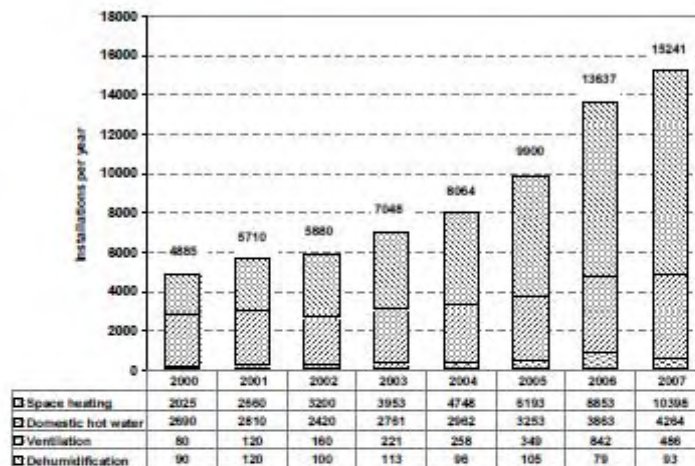


Figure 5-11: Development of the Austrian heat pump market from 2000 till 2007. Data according to Biermayr et al. (2008)

The market growth of the heat pumps for heating between 2006 and 2007 was 22.1%. This growth was especially high in the high-capacity segment (over 80kW). Figure 5-12 shows the market development in different segments for most common heat pump applications between 2006 and 2007, in percentage.

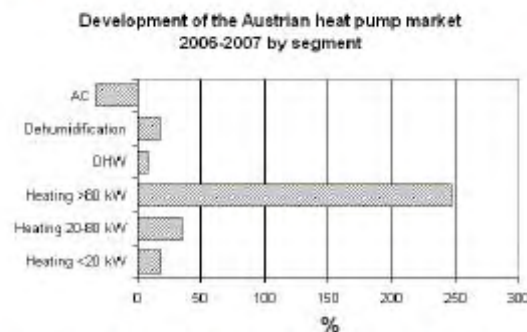


Figure 5-12: Development of the Austrian heat pump market by segment 2006-2007 in percent. Data according to Biermayr et al. (2008)

According to Biermayr et al. (2008), there were 86.721 domestic hot water heat pumps,

56939 heat pumps for heating, 2397 heat pumps for controlled ventilation and 2365 heat pumps for swimming pool dehumidification installed in Austria in 2007. Due to a large number of installed units in the 1980's and early 1990's, the number of installed domestic hot water heat pumps is currently decreasing as their expected lifetime expires. Since the number of new installations is on the rise, a stabilisation is expected in the near future. Figure 5-13 gives an estimation of the heat pumps in operation in Austria, for an assumed product life of 20 years.

There is no data available for the cooling only or reversible heat pumps in Austria. As previously mentioned, the cooling market in the residential buildings can currently be considered as negligible.

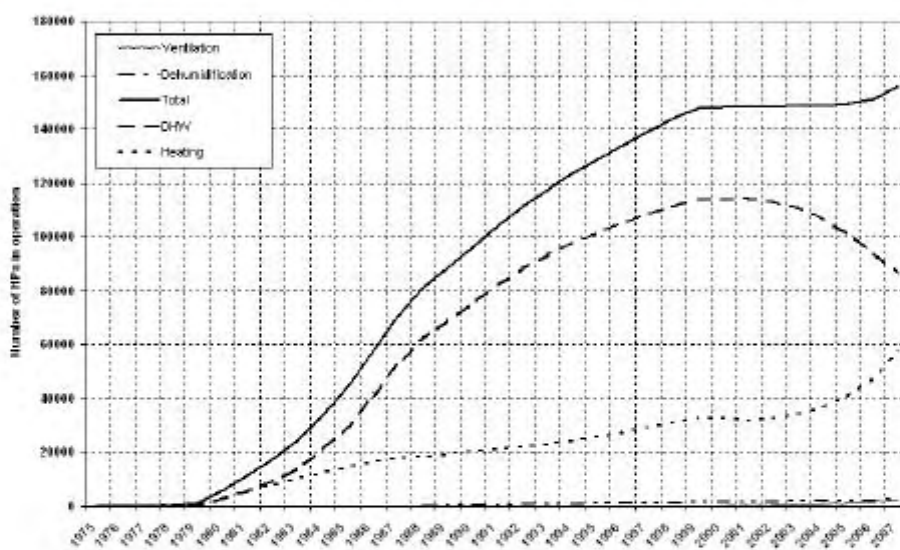


Figure 5-13: Estimation of heat pumps in operation in Austria with an assumed product life of 20 years. Data according to Biermayr et al. (2008)

Heat sources

In 2006 roughly a half (53.2%) of the heat pumps installed for heating were ground coupled brine-to-water heat pumps, further 17.8% ground coupled direct exchange heat pumps. Water-to-water heat pumps had a market share of 10.7% and air-to-water 18.3%. Although ground coupled heat pumps dominate the Austrian market since the early 1990's, air-to-water heat pumps are getting more and more popular due to lower installation costs. Figure 5-14 gives an overview of the market shares of different heat sources for heat pumps for heating from 1989 to 2006.

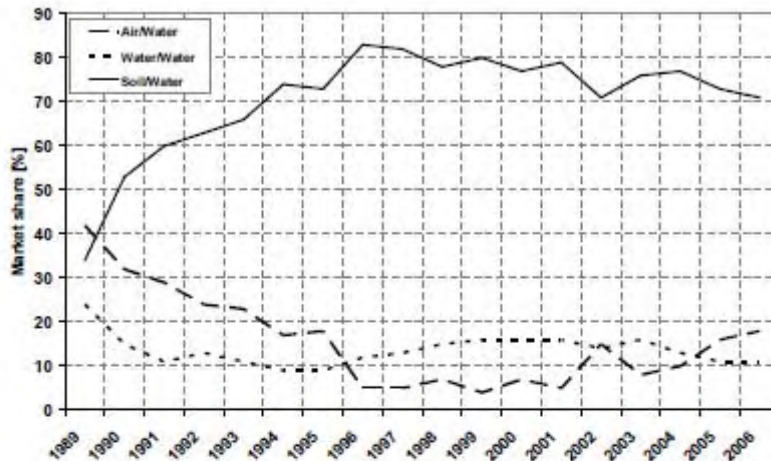


Figure 5-14: Market shares of heat sources for heating heat pumps installed in Austria 1989-2006. Data according to Faninger (2007)

In the early 1990's, direct exchange system was dominant on the market of ground coupled heat pumps. This tendency changed in the early 2000's, leaving a market share for direct exchange heat pumps of less than 20% in 2006, as showed in Figure 5-15.

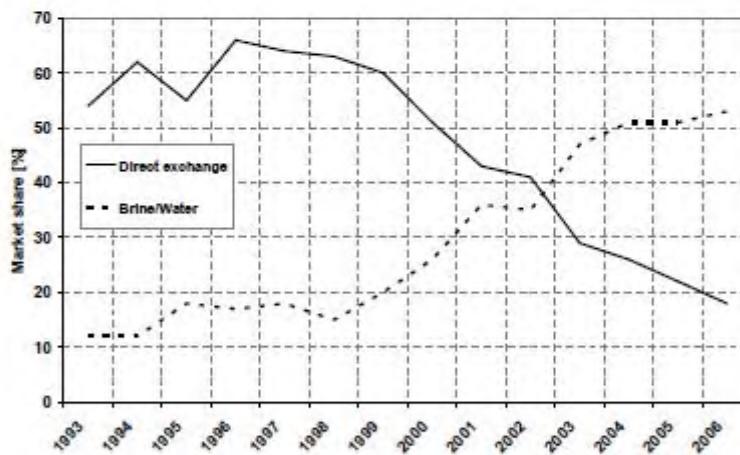


Figure 5-15: Market shares of heat sources for ground coupled heating heat pumps installed in Austria 1993-2006. Data according to Faninger (2007)

Product structure

More than a half (56%) of the heat pumps installed in 2007 in Austria came from local manufacturers (Biermayr et al., 2008). At the same time the export of the Austrian heat pump manufacturers increased from 2006 to 2007 by roughly 30%. The main export destinations are Germany, Switzerland and Italy.

5.4.5 What do decision makers find important when choosing HVAC systems

As previously mentioned, cooling and controlled ventilation are not common in residential buildings in Austria so far. Therefore, only heating systems will be considered in this chapter.

House owners and property developers or building companies have partly different opinions when it comes to requirements which a heating system has to fulfil. Figure 5-16 gives an overview. It is interesting to note, that one of the outcomes of this study was that investment costs are not a critical criteria when choosing the system (AEA, 2008).

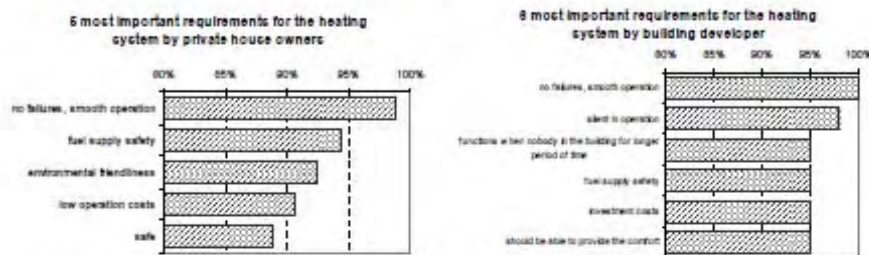


Figure 5-16: Most important requirements on the heating system by house owners and house builders in Austria. Data according to AEA (2008)

The most important motif for a boiler replacement is malfunctioning of the present system (Figure 5-17).

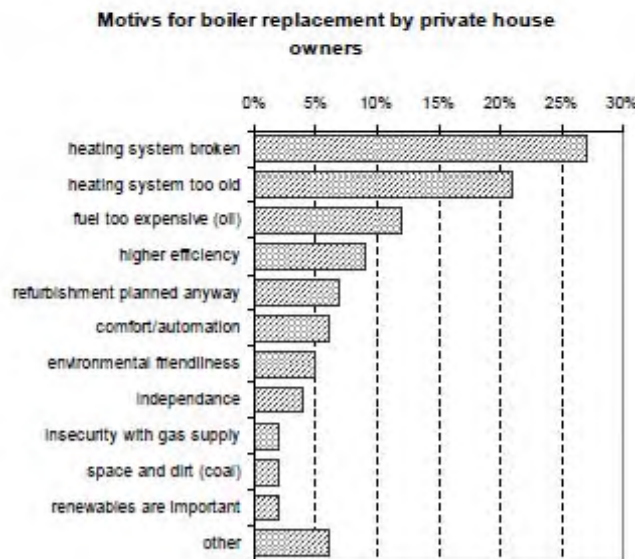


Figure 5-17: Motifs for boiler replacement by private house owners in Austria. Data according to AEA (2008)

5.5 Power production mix

The primary energy consumption in Austria in 2006 was about 1442 PJ (Statistik Austria, 2008). The biggest part of it is produced from oil (42.2%) and natural gas (21.9%) (Figure 5-18). The energy productions from coal (11.8%) and biomass (10.8%) are nearly equal. The amount of energy produced from renewable energy sources (biomass, water plants, combustible wastes, photovoltaic, wind energy and energy of environment) is about 21.9%.

The total consumption of electricity in Austria in 2006 was about 218.7 PJ (Statistik Austria, 2008). It is produced mainly by water (57.4%) and thermal power plants (39.6%) (Figure 5-18). The electricity production from other renewable energy sources (excluding water) is small and amounts 2.9%.

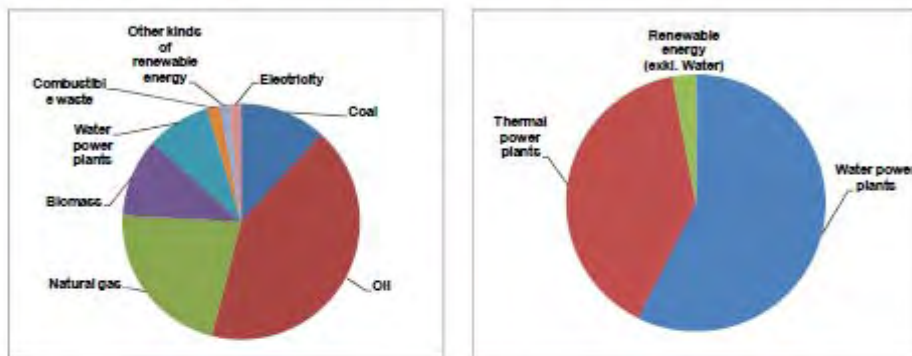


Figure 5-18: Primary energy consumption by kind of energy sources (left) and electricity production (right) in Austria 2006 (Data according to Statistik Austria, 2008)

Distribution of the water and thermal power plants in categories according to power production is shown on the Figure 5-19 and on the Figure 5-20.

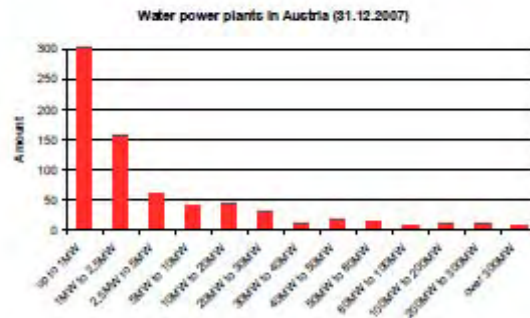


Figure 5-19: Distribution of the water power plants in categories according to power production in Austria 2007 (E-Control, 2008)

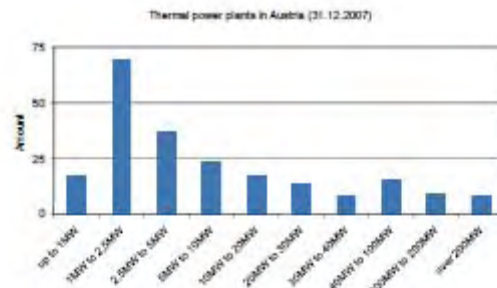


Figure 5-20: Distribution of the thermal power plants in categories according to power production in Austria 2007 (E-Control, 2008)

The production of thermal energy

In 2006 the thermal energy consumption in Austria was about 556.7 PJ being produced mostly from natural gas (30%), oil (19%), renewable energy (23%), electricity (12%) and district heating (11%) (Figure 5-21) (Statistik Austria, 2008).

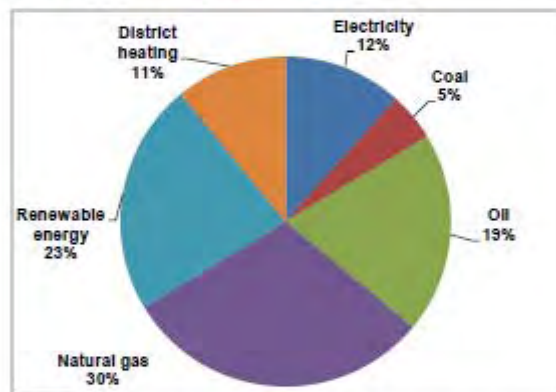


Figure 5-21: Production of heat energy in Austria 2006 (Statistik Austria, 2008)

All produced thermal energy is used for space heating, hot water production and process heat.

The energy consumed for needs of space heating and hot water production is low-temperature energy (under 100°C). Its amount in 2006 was about 326.4 PJ and was mainly produced from oil (28%), renewable energy (25%) natural gas (23%) and district heating (16%) (Figure 5-22 a) (Statistik Austria, 2008).

The amount of energy consumed by process heat production in Austria in 2006 was 230.3 PJ. It was mainly produced from natural gas (41%), renewable energy (20%) electricity (19%) and coal (9%) (Figure 5-22 b) (Statistik Austria, 2008).

For better understanding, which type of renewable energy is being mostly used in Austria, the distribution of installed heat capacities of different types of renewable energy sources for 2005 is shown on the Figure 5-23. According to Faninger (2006) the heat energy produced by renewable energy sources is mainly produced by means of biomass-boilers (82.1% of the whole installed heat capacity). The part of heat energy produced by means of heat pumps and solar heat are very low and amount to 6.8% and 12.1%, respectively.

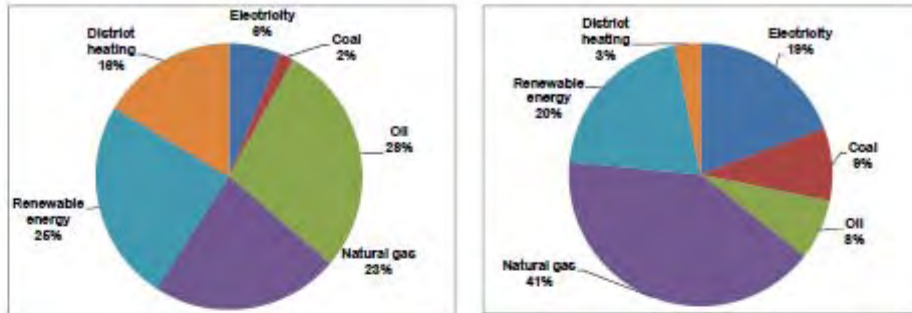


Figure 5-22: Energy consumption for space heating and hot-water supply (left) and energy consumption for process heat (right) in Austria 2006 (Statistik Austria, 2008)

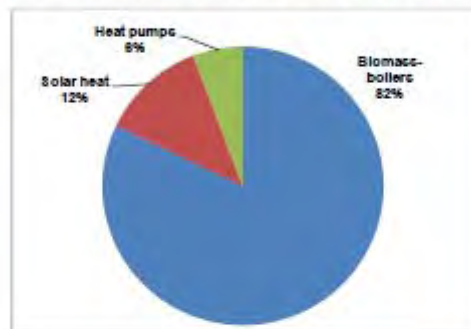


Figure 5-23: Installed heat capacities of different types of renewable energy sources (Data according to Statistik Austria, 2008)

5.6 Reference technologies

The reference technologies for thermally driven heat pumps in Austria are considered as follows: mechanical compression heat pumps, solar collectors, gas-fired boilers, oil-fired boilers, biomass boilers and district heating.

5.6.1 Mechanical compression heat pumps, conventional boilers and CO₂-Emissions comparison

In principle, mechanical compression heat pumps can be discussed as reference or competing technology compared to thermally driven heat pumps. As the market figures (compare section 5.4.4) show, the electrically driven heat pump technology is generally accepted and highly-developed in Austria. The technology is mainly used in the medium and small capacity sector. However, one drawback of mechanical compression heat pumps is that usually hydro fluoro compounds (HFC) are used as working fluids and because of their high "Global Warming Potential" (GWP) the usage and/or handling with these working fluids will be restricted by law. In thermally driven heat pumps mainly natural refrigerants are used like ammonia or water.

One interesting factor when deciding on the type of the installed technology of heat production system is the comparison of CO₂ emissions. Such a comparison was made by Simader et al. (2007) for the mechanical compression heat pumps and for the gas- and oil-

boilers. Subsequent, the performance figures of mechanical compression heat pumps and gas- or oil boilers and the related CO₂-Emissions are discussed.

Seasonal performance factor of mechanical compression heat pumps

For the Seasonal Performance Factor (SPF) of mechanical compression heat pumps in the study of Simader et al. (2007) the rate of useful heat from the heat pump itself and from the heat storage (if existing) to the electrical operating power including auxiliary devices was considered.

There is a great difference between the values of SPF found in different studies (see Table 5-4). In all of them the number of investigated random samples, except of soil/water and air/water heat pumps from the FAWA study (Erb M. et al., 2004), was considered as very low.

Table 5-4: Seasonal Performance Factors of mechanical compression heat pumps (Simader et al. 2007)

Heat pump/ Literature	Water/ water	Soil/water	Soil (direct heat ex- changer)/Water	Air/water	Air/ air**)
FAWA, 2004 (Swit- zerland)	3.4	3.6	3.7	2.5	-
Faninger, 2006*)	3.8-4.5	2.8-3.2	3.0-4.2	2.6-3.5	2.5-2.9
European Heat Pump Association, 2006	4.0-4.5	3.5 (<55°C) 4.2 (<40°C)	3.7 (<55°C) 4.2 (<40°C)	3.0-3.5 (de- pends on cli- mate zone)	-
AIT/VEÖ	-	-	4-5.5 (average value: 4.7)	-	-
Klima:aktiv Heat Pump***)	4.2 (3.7)	4.0 (3.5)		3.5 (3.0)	
GEMIS (Version 4.3)	3.3-4.2	2.7-3.9		2.35-3.7	

* - the average value of all heat pumps in Austria in 2005. The highest values of SPF are valid for favourable operation condition, such as low energy buildings with low-temperature heating systems (below supply/return temperature 40/30°C).

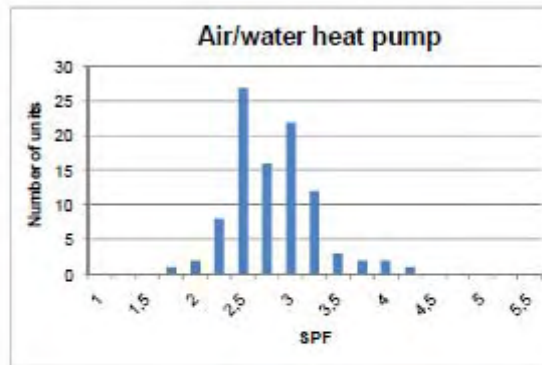
** - air/air heat pump with in the soil preheated air (for the application in passive houses).

*** - when operating also for need of hot-water supply the SPF decreases on 0.5.

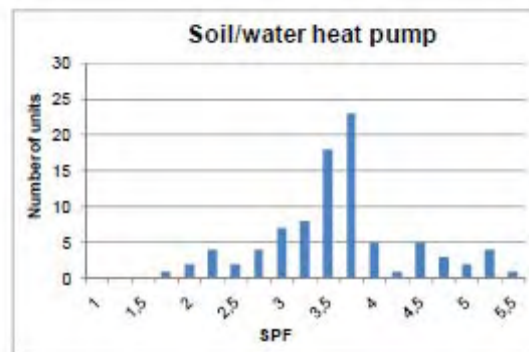
Because of the insufficient number of units in Austrian studies, the values of SPF from the Swiss FAWA study (Erb M. et al., 2004) were taken by Simader et al. (2007) and following points from it were discussed:

- Frequency distribution of SPF (Figure 5-24)
- Dependence of SPF on the year of production (Figure 5-25)
- Dependence of SPF on the period of operation (Figure 5-26)

The Figure 5-24 shows the frequency distribution of SPF values according to which the average SPF values were calculated (Table 5-4).



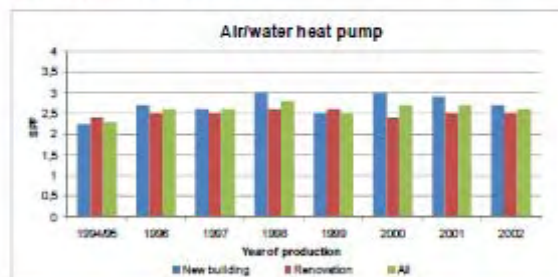
a



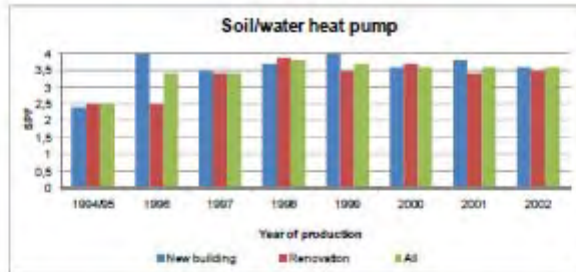
b

Figure 5-24: Frequency distribution of SPF for air/water heat pumps (a) and soil/water heat pumps (b) (Simader et al. 2007)

There is also a difference in the values of SPF of heat pumps installed in new and renovated buildings (Figure 5-25). Those installed in the new buildings are showing obviously better efficiencies. Further, one can see the increase in SPF over the last years (Figure 5-25), especially in the period between 1994 and 2000.



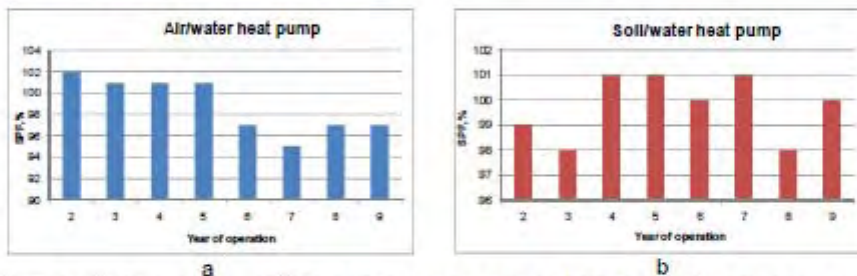
a



b

Figure 5-25: Dependence of SPF on the year of production for air/water heat pumps (a) and soil/water heat pumps (b) (Simader et al. 2007)

It is also necessary to mention, that the period of operation is not playing a big role for heat pumps (especially soil/water units) (Figure 5-26).



a

b

Figure 5-26: Dependence of SPF (in % comparing with the SPF of the 1st year) on the year of operation for air/water heat pumps (a) and soil/water heat pumps (b) (Simader et al. 2007)

Two types of mechanical compression heat pumps (air/water and soil/water) were taken for a comparison of CO₂ emissions with gas- and oil-boilers. The seasonal performance factors which were used in the calculation are 2.6 for air/water heat pumps and 3.4 for soil/water heat pumps.

Annual efficiency of boilers

The annual efficiency of a boiler is defined as the rate of useful heat produced by a boiler to the consumed input energy. According to Simader et al. (2007), similar to heat pumps, there is a big difference between the values of boiler performance which were obtained from laboratory tests and those from the practical experience. The reason for this are different operation conditions. For instance, with the increase of the heating water return temperature the efficiency of the boiler decreases significantly.

Four studies on the boiler efficiency were analysed (Table 5-5). Due to the lack of data in Austrian studies (little random samples number) the values obtained by Recknagel (2006) were taken for the comparison of CO₂ emissions with mechanical compression heat pumps.

Table 5-5: Seasonal performance factors for different types of boilers (Simader et al., 2007)*

Type of boiler	Seasonal performance factor regarding to low-heat value (LHV) and high- heat value (HHV)				
	Heating capacity	GEMIS 4.3 (only LHV)	Reck-nagel**	Wolff	FAGO Study (only LHV)
Condensing gas-fired boiler	10-100 kW (15 kW)	87%	97% (LHV)	96.4% (LHV)/ 86.8% (HHV)	Winter: 99% Summer: 92%
Low-temperature gas boiler	10-100 kW (15 kW)	77%	92% (LHV)	83.4% (LHV)/ 75.3% (HHV)	
Condensing oil-fired boiler	Up to 50 kW		91% (LHV)		Winter: 93% Summer: 84%
Low-temperature oil boiler	10-100 kW (15 kW)	80%	90% (LHV)		

* - high heat value (HHV) of gas of 41.4 MJ/m³; low heat value (LHV) of gas of 37.5 MJ/m³; high heat value of oil of 44.79 MJ/m³ and low heat value of oil of 42.7 MJ/m³

** - The values are calculated by the supply and return hot water temperatures of 75/60°C. When the supply hot water temperature is below 60°C, the value of the performance factor can be increased by 0.03.

*** - In the FAGO study the annual efficiency of boilers also for summer (hot-water generation) was measured.

For the comparison of the CO₂ emissions with mechanical compression heat pumps the annual values from Recknagel (2006) have been used by Simader et al. (2007).

Comparison of CO₂ emissions of heat pumps and oil- and gas-boilers

The comparison of CO₂ emissions of mechanical compression heat pumps and oil- and gas-boilers was made for four cases of power production mixes:

- Austrian thermal power plant park (CO₂-emissions 666 kg/MWh): considered to be "worst case". It was assumed that all electrical energy for the heat pumps is produced by Austrian thermal power plants.
- Wintermix Austria (CO₂-emissions 409 kg/MWh): this study assumes that the heat pumps are used mostly in the heating period (from October until April).
- EU28 (CO₂-Emissions 398 kg/MWh): CO₂-emissions are considered as the average value between 28 European countries.
- UCTE (CO₂-emissions 450 kg/MWh): this study based on the average Electricity-mix in 2006.

The obtained results depend a lot on the choice of the power production mix. Table 5-6 shows a comparison between UCTE (high CO₂-emissions) and "Austrian thermal power plant park" mixes (low CO₂-emissions). According to it, the power production mixes with low CO₂-emissions (Wintermix Austria; EU 28 and UCTE) show significant advantages of heat pumps against the oil- and gas-boilers. When comparing by means of the power production mix "Austrian thermal power plant park", heat pumps should have COP of at least 3 in order to have lower CO₂-emissions as boilers. Nevertheless, this case is considered as the "worst-case" and one can conclude that the CO₂-emissions of heat pumps are lower than that of the gas- and oil-boilers.

Table 5-6: Results of the comparison of CO₂-emissions for different models (minus sign shows the higher CO₂-emissions of heat pumps, plus sign shows the higher CO₂-emissions of boilers) (Simader et al., 2007)

Model	Comparison	Annual efficiency, %	SPF	Study	Diff., % Boiler-HP	Diff., kg/a
Low energy building	Gas-boiler vs. Heat pump	97	2.5	Thermal*	-8.09	-178.82
				UCTE	25.64	556.78
Renovated building	Gas-boiler vs. Heat pump	92	3.6	Thermal*	28.33	658.73
				UCTE	50.71	1159.28
Renovated building	Gas-boiler vs. Heat pump	97	2.5	Thermal*	-8.09	-288.22
				UCTE	25.64	897.4
Renovated building	Gas-boiler vs. Heat pump	92	3.6	Thermal*	28.33	1061.72
				UCTE	50.71	1868.49
Low energy building	Oil-boiler vs. Heat pump	91	3.6	Thermal*	41.61	1187.62
				UCTE	59.97	1688.19
Renovated building	Oil-boiler vs. Heat pump	90	2.5	Thermal*	17.13	795.89
				UCTE	43.23	1981.55

* - Power production mix "Austrian thermal power plant park"

5.6.2 Use of biomass

Another reference technology for heat production in Austria is a biomass boiler. Biomass is considered as a renewable energy source and CO₂-neutral.

In the recent years the use of biomass becomes more and more popular, because of increased efficiency of biomass boilers (80-90%) and of gas cleaning systems.

According to Faninger (2006), the total installed heat load of biomass boilers in 2005 was about 1136.4 MW_{th}, 66.2% were produced by means of wood chips and rind boilers, 18.4% by means of pellets boilers and 15.4% by means of firewood boilers (Figure 5-27).

The market of wood chips and rind boilers increased by 68%; the market of pellets-boilers by 48% and the market of firewood-boilers by 38%, comparing with 2004.

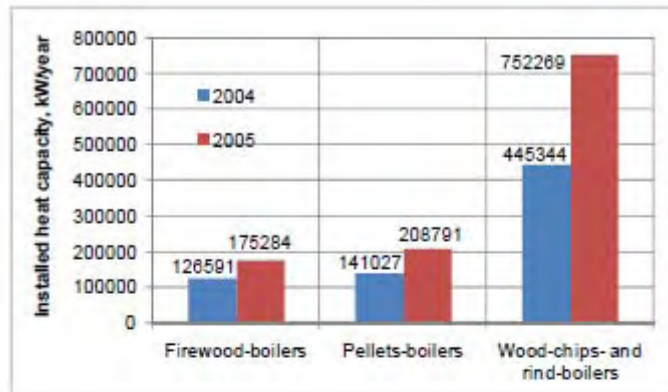


Figure 5-27: Use of biomass in Austria 2004-2005 (Faninger, 2006)

The market of biomass boilers with a thermal capacity less than 100 kW increased by 42.5% and with a capacity more than 100 kW by 77.4% comparing 2005 with 2004. The amount of sold pellet boilers with a thermal capacity less than 100 kW increased by 46% comparing 2005 with 2004 and exceeded the sales of oil boilers.

The biomass boilers with a thermal capacity less than 500 kW are mostly used in municipal construction, construction of multi-storeyed buildings, heat supply systems as well as in the industry. The biomass boilers with the heat capacity more than 500 kW are operating mostly as part of cogeneration systems. The produced electricity is financially supported by the government by means of "Ökostromgesetz" (Faninger, 2006).

5.6.3 Solar Heat

The market development of solar thermal systems is continuing its positive tendency. About 1.186.575 m² collector area was produced in Austria 2007, compared with 258.230 m² in 2000. From the produced collector area, about 60% to 70% were exported in the last 5 years (Figure 5-28).

The installed collector area was in 2007 289.681 m², compared with 299.604 m² in 2006. From the installed collector area in 2007 97% are used for hot water and space heating and 3% for swimming pool heating (Figure 5-29).

At the end of 2007, about 3.6 million m² collector area was in operation, from which 82% are glazed collectors, 1% evacuated collectors and 17% unglazed plastic absorbers (Figure 5-30). 95.6% of them are installed in one- and two-family housing; 3% in hotels and industrial buildings and the rest in apartment housing and other buildings (Figure 5-30).

With the rapidly increased exports of solar collectors, the Austrian collector producers extended both the production capacity and the production process within automation.

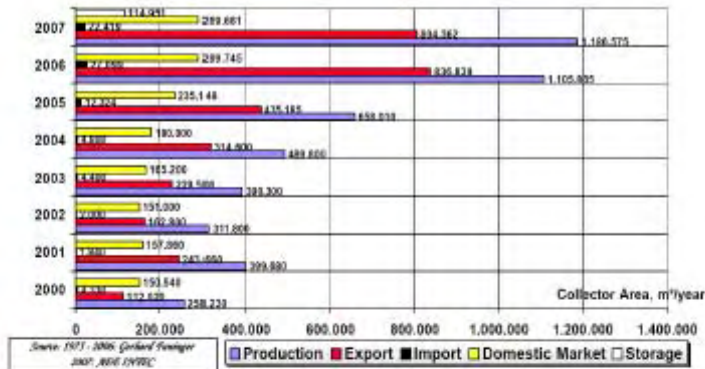


Figure 5-28: Production, export, import and domestic market, 2000-2007 (Faninger, 2007)

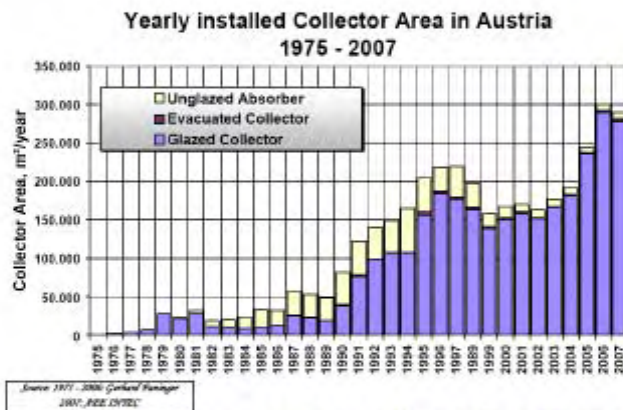


Figure 5-29: Yearly installed collector area in Austria, 1975-2007 (Faninger, 2007)

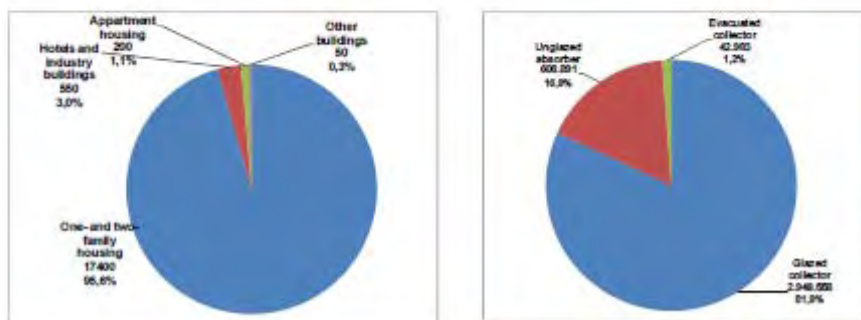


Figure 5-30: Solar collectors in operation in Austria 2007 (installed collector area, m²) (left); solar thermal systems in buildings 2006 (number of solar systems, pieces.) (right) (Faninger, 2007)

5.6.4 District heating

In 2006 district heating in Austria had a market share of 14% of the heating market. In the year 2005 in Austria, 66% of the total heat generated for district heating was delivered by CHP plants. In the public supply sector, this share was even larger and has reached 74%. Since the early 1990s, district heating has grown in Austria on an average growth rate of 5.3%, thus being one of the fastest growing sectors of the Austrian industry. The estimated production of thermal energy in 2005 was around 16.000 GWh whereas the main part (12.738 GWh) was produced by the public supply sector. The installed capacity was at around 7000 MWth (Euroheat & Power, 2007).

Around 58% of the fuel used for district heating is natural gas, 21% coal, 10% oil and 11% other fuels including renewable energy sources and waste (Euroheat & Power, 2007). Nevertheless, subsidies from the federal and local governments and general environmental policy have led to an increasing share of biomass in the power plants: between 2003 and 2006, the use of biomass in electricity generation was multiplied by a factor 7, as illustrated by Table 5-7. Under the assumption that all these plants were implemented as CHP technologies, the amount of heat energy generated from biomass and distributed through district heating networks have been increased in the same time period.

The heat is mainly supplied by the municipal utilities and the district heating industry is mainly concentrated in larger urban centres. 44% of the heat supplied through district heating networks is used in the residential sector. Service sector covers around 43% and 13% is used by the industry.

Austrian district heating companies calculate with a yearly growth rate of 1.8% and for the period 2006 to 2015 further investments, mostly in generation capacities, of almost 1.5 billion Euros are foreseen. It is not known how the current financial crisis will affect these estimations.

With ca. 100 plants in 14 European countries (Austria, Denmark, Finland, France, Hungary, Germany, Italy, The Netherlands, Norway, Portugal, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland), district cooling has a share of ca. 1-2% of the total cooling market (Euroheat & Power, 2007). The highest amount of cooling energy from district cooling is generated in France (ca. 1000 GWh/year). Sweden is, with 650 GWh/year, the second district cooling producer in Europe. The first urban district cooling network in Austria was built in 1993 in Linz with a length of 1.3 km and an installed cooling capacity of 4.3 MW (Linz AG, 2008). The first district cooling network in Vienna in the neighbourhood "Town-Town" is the second urban network so far in Austria. Other networks are currently being planned and implemented. It is estimated, that the share of district cooling in the Austrian cooling market is still below 1% (Euroheat & Power, 2007). Table 5-8 gives an overview on the known cooling systems driven by district heat in Austria

However, since 2000 a few projects in the field of cooling systems driven by district heating (centralised and decentralised) have been realised.

Table 5-7: Electricity generation from biomass. Data according to Energie-Control (2007)

	2003	2004	2005	2006	1. half-year 2007
Biomass solid including waste with high share of biogenic matter	99.3	313.0	552.7	1085.9	804.4
Biomass gas	41.6	101.8	220.2	358.4	209.4
Biomass liquid	2.0	17.8	32.6	53.9	37.7
Landfill gas and sewage gas	74.7	73.9	63.4	51.6	25.8
Total	217.6	506.4	868.9	1549.8	1077.3

Table 5-8: Overview on known cooling systems driven by district heat in Austria

Name (country)	Construction year	Technology and capacity	Cooling energy use	Source
Hartberg (A)	2000	DEC in combination also with solar energy 30 kW	Space cooling for an office building	(Podesser, 2000)
Fussach (A)	2002	Absorption 2.4 MW	Industrial process	(Hammerschmid, 2008)
Güssing (A)	2003	Absorption 3 x 70 kW	Space cooling for an office building	(Geyer, 2004)
Wien TownTown (A)	2007	Absorption 2 x 2.2 MW	District cooling network	(Penthor, 2008)
Wien Schwarzenbergplatz (A)	2007	Absorption 800 kW	Space cooling for an office building	(Wallisch, 2008)
Wien Spittelau (A)	2009 (under construction)	Absorption	District cooling network	(Penthor, 2008)

5.6.5 Conclusion

The primary energy in Austria is mainly produced from oil, natural gas, biomass, water and coal. For the production of electricity water and thermal power plants are mainly used. Concerning the thermal energy, the most important energy sources are oil, renewable energy sources and natural gas.

The reference technologies for thermally driven heat pumps are considered as follows: mechanical compression heat pumps, gas-fired boilers, oil-fired boilers, biomass boilers and district heating. However, district heating can be used as driving heat source for TDHPs as well.

The comparison of the CO₂-Emissions of compression heat pumps with those of different types of boilers (except of biomass) showed that the use of heat pumps is preferably from the ecological point of view. However, the use of biomass in the heat energy production has a key position between all renewable energy sources with the share of 82%. As consequence of different government programs biomass become more and more popular as an energy source for the district heating.

5.7 Competing technologies

As competing technologies for thermally driven heat pumps in Austria micro-CHP and mechanical compression heat pumps (see Reference technologies) are considered.

5.7.1 Mechanical compression heat pumps

In principle, mechanically driven heat pumps can be electrically driven or powered by a combustion engine (e.g. gas driven). Electrically driven heat pumps have been mentioned in Chapter 5.6.1. For mechanical heat pumps driven by a combustion engine no performance or market figures have been found for Austria.

5.7.2 Micro-CHPs

According to Simader et al. (2006) micro-cogeneration unit shall mean a cogeneration unit with a maximum capacity below 50 kW_{el}. They can be also considered as a competing technology to thermally driven heat pumps, when using waste heat from the micro gas turbine for needs of heating and produced electricity for cold production by mechanical compression heat pumps. Another way of using them for tri-generation is to use waste heat as driven energy for absorption heat pumps.

Micro-CHPs with gas engine have the highest level of development in Austria. Stirling-Motors, ORC-Process, steam piston engines and micro gas turbines are not yet in the market, but there are lot of demo applications put into operation.

According to Trmka et al. (2007), at present the main energy sources for micro-CHPs are natural gas, oil and liquefied gas. However, in the last years the use of the renewable energy sources such as rapeseed oil and bio diesel increased. There is no official data regarding the number and state of the installed micro-CHPs in Austria. According to the data of sales companies, one can calculate with 500 installed units (ca. 10MW el.) in the last 10 years.

There are government subsidies for the installed micro-CHP units operating with fossil as well as renewable energy sources. The main condition for it is the use of the whole amount of produced heat. If this condition is not fulfilled, the government subsidies are reduced proportional to the not used amount of heat (Trmka et al., 2007).

More information:

- G. Simader, R. Krawinkler, G. Trmka, „Micro CHP systems: state-of-the-art“; Vienna, 2006, (http://www.energyagency.at/de/v/publ/pdf/greenlodges_chp_stateofart.pdf)
- Mikro-Blockheizkraftwerke (BHKWs) in Österreich, Vienna, 2006, (http://www.energyagency.at/de/v/publ/pdf/greenlodges_info_de.pdf)

5.8 Load profiles and cost data

Not Available!

5.9 Existing (TD)HP potential assessments

Not Available!

6 REGULATORY FRAMEWORK

In this chapter Austrian relevant legislation concerning design, production and safety maintenance of TDHPs is presented.

6.1 Framework for TDHP products

The main normative document for thermally driven heat pumps in Austria is OENORM EN 378 (Refrigerating systems and heat pumps) and OENORM EN 12309 (Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70kW).

OENORM EN 378 consists of four parts, and is valid for safety and environmental requirements on personnel and on equipment itself; for the design, production and installation of equipment, including pipes, components and materials; for its placement location; as well as for operation, maintenance, repair and recovery.

OENORM EN 12309 consists of two parts and is related to safety and rational use of energy when operating thermally driven heat pumps.

The VBG 20 (1997) "Unfallverhütungsvorschriften – UVV Kälteanlagen, Wärmepumpen und Kühleinrichtungen" and the german standards:

- DIN 33 830-1 "Wärmepumpen; Anschlussfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Begriffe; Anforderungen, Prüfung, Kennzeichnung"
- DIN 33830-2 „Wärmepumpen; Anschlussfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Gasteknische Anforderungen, Prüfung“
- DIN 33830-3 „Wärmepumpen; Anschlussfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Kältetechnische Sicherheit, Prüfung“
- DIN 33830-4 „Wärmepumpen; Anschlussfertige Heiz-Absorptionswärmepumpen; Leistungs- und Funktionsprüfung“

are also used in Austria.

Information on the design of thermally driven heat pumps is presented in OENORM EN15316-4-2 (Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies) and OENORM EN15450 (Heating systems in buildings. Design of heat pumps heating systems).

The following national standards deal with hygienic aspects (including Legionella) in Heating Ventilation and Air Conditioning equipment:

- OENORM H6021 (2003) "Ventilation equipment – Keeping of cleanness and hygiene"
- OENORM H6020-2 (2007) „Ventilation equipment in clinics and hospitals – operation, maintenance, technical and hygienic control“
- OENORM B5019 (2007) "Hygienic design, operation, maintenance, reconstruction and supervision of drinking water equipment".

For example the ÖNORM H 6021 states that wet cooling towers need to have regular blow down and at least twice a year mechanical cleaning and water quality monitoring. If the water quality is not sufficient the period of time between cleaning and monitoring measures has to be reduced.

The guidelines VDMA 24649, (2005) "Hinweise und Empfehlungen zum wirksamen und sicheren Betrieb von Verdunstungskühlanlagen" and EUROVENT 9/5 (2002): „Recommend-

ed code of practice to keep your cooling system efficient and safe" define preventive measures to keep evaporative cooling devices clean and safe are also used in Austria.

An extensive list of Austrian normative documents for thermally driven heat pumps as well as few international normative documents is enclosed in Appendix 11.2.

Austrian manufacturers recognised the marketing potential offered by the introduction of the EcoLabel for their products, especially regarding electrical driven heat pumps for heating. The classification is often used in the media to underline the economic and environmental benefits of the technology.

6.2 Heat pumps in building performance codes

Heat pumps are also covered in the Austrian building performance code OENORM H 5056 "Energy performance of buildings - Energy use for heating". This normative document is valid for the calculation of the heating load of the buildings and referred to the electrical driven heat pumps with heat duties up to 400 kW.

According to it, all heat pumps are divided into following groups:

- Regarding to the heat source and the heat sink: air/water; soil/water and water/water.
- Regarding to the operation procedure: monovalent operation; bivalent-alternative operation and bivalent-parallel operation.

For all groups of heat pumps following calculations are shown:

- heat duty for space heating
- heat duty for hot water supply
- monthly operation time.

6.3 Fiscal and financial incentives

Not Available!

7 OUTLOOK

This chapter discusses new technological developments for TDHPs as well as "almost on the market" equipment.

7.1 New technological developments and national trends

The company "Heliotherm Wärmepumpen GmbH" is presently developing a direct gas-heated absorption heat pump for residential heating with a heating capacity of about 15 kW

The development of the company Pink GmbH aims on reduction of parasitic energy losses in TDHP and the external circuits of cooling, hot or cold water.

General research and development of TDHP on component and system level is ongoing in various Austrian Institutions e.g.:

- AIT – Austrian Institute of Technology, Energy Department
- Graz University of Technology (Institute of Thermal Engineering)
- AEE Intec
- Joaneum Research

At the Graz University of Technology (Institute of Thermal Engineering) currently a feasibility study of various alternative concepts of TDHP is being investigated (Project "InnovAP") and the question of the thermal decomposition of ammonia under high temperatures is investigated in order to increase the TDHP's efficiency.

At the AIT's Energy Department, a number of ongoing projects are considering TDHPs or its components. On the component level, the focus is currently on the heat exchanger design and new heat exchanger concepts for LiBr-water and ammonia-water absorption heat pumps. One project, however, aims at the investigation of the behaviour of a hybrid absorption-compression chiller for mobile applications.

ECONIC systems ECOs-chiller

The company "Econic Systems GmbH" has already developed a NH₃/H₂O absorption heat pump which is designed in order to use waste heat or solar energy as driving heat for cooling purpose (with cooling capacities in the range of 3 - 12 kW).

Name manufacturer	<i>ECONIC systems</i>	
Product name	<i>ECOs-Chiller 3/6/9/12</i>	
Name national distributor	<i>ECONIC systems</i>	
Type	<i>Absorption heat pump</i>	
Working pair: Refrigerant & sorbent	<i>Ammonia-Water</i>	
Application	<i>Cooling</i>	
Configuration(s)	<i>indirect water-to-water</i>	
Output capacity (range) [kW]	<i>3/6/9/12 (cooling)</i>	
Source of driving energy	<i>Hot water, solar energy, waste heat, process heat, biomass</i>	
Driving energy	<i>Medium</i>	<i>Water</i>

(hot water / solar energy)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	4.79/9.58/14.4/19.16 80 – 85 0.688/1.376/2.064/2.752
Output (cooling)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	3/6/9/12 6 - 12 0.431/0.862/1.293/1.724
Recooling (cooling water)	Capacity [kW] Temperature range [°C] Flow rate [m³/h]	7.79/15.58/23.4/31.16 25-31 1.119/2.238/3.362/4.477
Nominal performance	COP @ tdriving in/out [°C]: toutput in/out [°C]: trecooling in/out [°C]:	0.6-0.7 85/78 12/6 25/31
Electricity consumption [kW]	0.230/0.340/0.405/0.450 (Pump, Control)	
Status of product	New technological development	



Figure 7-1: ECOs-chiller 9 kW (ECONIC systems, 2009)

7.2 National trends

Not Available

7.3 SWOT analysis

Not Available

8 CONCLUSIONS

There are four companies in Austria, which are occupied with production, design and installation of systems based on TDHP: Pink GmbH (TDHP + solar energy/waste heat), Helioplus Energy Systems GmbH (TDHP + condensing gas-boiler); Heliotherm GmbH (TDHP + condensing gas-boiler) and ECONIC Systems (TDHP + solar energy/waste heat). The capacity range covers the small and medium capacity sector of TDHPs (from 3 to 50 kW).

So far the market of absorption heat pumps in Austria is rather small. The systems based on absorption heat pumps are mainly installed in small commercial buildings (heat capacities from ca. 10 to 50 kW). However, there is a good example of its application for district cooling – "Business City TownTown" in Vienna.

Further development and research in the TDHP-sector is done by national manufactures as well as scientific institutions. Regarding the TDHP market it is expected that it will steadily increase. However, the share on the total national heat production will remain small.

Reference technologies in Austria for TDHP are mechanical compression heat pumps, gas-fired, oil and biomass boilers, solar heat and district heating. As competing technologies for TDHP micro-CHP and mechanical compression heat pumps are considered. It should be mentioned that solar collector, micro-CHPs and district heating technologies can be considered as potential driving sources of TDHPs.

Concerning the regulatory framework for the TDHP in Austria the main normative documents are the OENORM EN 378 (Refrigerating systems and heat pumps) and OENORM EN 12309 (Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70kW).

9 NOMENCLATURE

Abbreviations

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers Inc.
HP	Heat Pump
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
PJ	PetaJoule
SotA	State of the Art
SWOT	Strengths, weaknesses, opportunities and threats
TDHP	Thermally Driven Heat Pump
DHW	Domestic hot water
DpB	Dwellings per building
HFC	Hydrofluorocarbon
TJ	Terajoule= 10^{12} Joule
HD ₂₀	Heating days
HD _{12/20}	Heating degree days
EU	European Union
Pp	Per person
CHP	Combined heat and power
HTML	Hypertext Markup Language

10 REFERENCES

1. ASPEN Plus, 2001: User Guide, Massachusetts, USA.
2. Austrian Energy Agency (AEA), 2008: Pressekonferenz „Heizung der Zukunft – neue Instrumente für mehr Energieeffizienz erforderlich“. Downloaded on 24.11.2008 from <http://www.energyagency.at/publ/pdf/Ergebnisse-Heizung-der-Zukunft.pdf>
3. Benke, G., 2007: BOILEFF Projektvorstellung, Austrian Energy Agency, downloaded on 19.11.2008 from http://www.boileff.de/subpages/projekt/download/boileff_projekt.pdf
4. Biermayr, P., Weiss, W., Bergmann, I., Fechner, H., Glück, N., 2008: Erneuerbare Energie in Österreich. Marktentwicklung 2007, Bundesministerium für Innovation, Verkehr und Technologie
5. Christanell, A., Burger-Scheidlin, H., Vogl, C.R., 2007: Understanding Austrian Farmers' Perception of Climate Change: Local Observations, Influences from the Media and Adaptive Strategies. Presentation at the Symposium: Indigenous Peoples and Climate Change, University of Oxford
6. Darwish, N.A., Al-Hashimi S.H., Al-Mansoori, A.S., 2008: Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system. International Journal of Refrigeration XXX (2008) 1-10.
7. E-Control, 2008: Engpassleitungsklassen 2007, Austria, 2008.
8. Energie-Control, 2007: Ökostrom sowie Energieverbrauchsentwicklung und Vorschläge zur Effizienzsteigerung, Bericht der Energie-Control GmbH. gemäß §25 Abs 1 Ökostromgesetz, August 2007
9. Erb M., Hubacher P., Ehrbar M., 2004: „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996-2003“ Im Auftrag des Bundesamtes für Energie, Schlussbericht, ENET-Bestell-Nr.: 240016, April 2004.
10. Euroheat & Power, 2006: Ecoheatcool Project, Final Report of the Work Package 2 – The European Cold Market
11. Euroheat & Power, 2007, District Heating and Cooling, country by country 2007 survey
12. EUROVENT 9/5, 2002: „Recommended code of practice to keep your cooling system efficient and safe“
13. Faninger G., 2006: Erneuerbare Energieträger in Österreich. Marktsituation 2005. Wien.
14. Faninger G., 2007:
 - a. Aktueller Stand der Wärmepumpentechnik in Österreich, Alpen-Adria Universität Klagenfurt
 - b. Solar heating and cooling in Austria. Status Report, Vienna.
15. Fritzson, P, 2004, Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1. IEEE Press, Piscataway, USA
16. Fu, D.G., Poncia, G. and Lu, Z., 2006, Implementation of an object-oriented dynamic modelling library for absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering 26 (2006), pp. 217-225

17. Geyer J., Urschler C., 2004: Kühlen mit Fernwärme aus Biomasse-KWK, Heizung Lüftung Klimatechnik, 8-9/2004, pp. 72-75.
18. Hammerschmid A., 2008: Kraft-Wärme-Kälte Kopplung in Fussach, Tagungsband zur Konferenz „Nachhaltig thermisch Kühlen, Kühlen mit Fernwärme“, Wien.
19. Helioplus, 2008: Technical documentation of the company Helioplus Energy Systems GmbH.
20. Ibrahim O. M., and Klein S. A., 1993: Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495.
21. IWO Österreich, Institut für wirtschaftliche Ölheizung, 2008: Energieflussbild ausgesuchter Energieträger im Bereich Raumwärme 2006. Downloaded on 25. 11. 2008 from http://www.iwo-austria.at/fileadmin/user_upload/pdf_2008/Energiebilanz_Grafik.pdf
22. Kemna, R., van Elburg, M., Li, W., van Holsteijn, R., 2007:
 - a. Preparatory Study for Eco-Design of Boilers, Task 3 Report. VHK for European Commission, DG TREN
 - b. Preparatory Study on Eco-design of Water Heaters, VHK for European Commission, DG TREN
23. Lechner, A., Nemestothy, K., Schweighofer, M., Tretter, H., Veigl, A., 2004: Energieeffizienz und Erneuerbare 2010, Austrian Energy Agency
24. Leitgeb E., Englisch M., 2006: Klimawandel – standörtliche Rahmenbedingungen für die Forstwirtschaft, BFW-Praxisinformation. Downloaded on 23.02.2009 from
25. http://www.waldwissen.net/themen/waldoekologie/boden_standortkunde/bfw_standort_klima_2006_DE
26. Linz AG, 2008, Webseite der Linz AG. Downloaded on 05. 06. 2008 from http://www.linzag.at/content/section_id_308,nodeid_88_country_gas_language_de.html
27. Lutz, G., 2007, Wärmepumpen-Aktionsplan für Österreich, - Endfassung. Linz
28. Mathematical Reference of TRNSYS 16, TRNSYS documentation
29. National Board of Housing, Building and Planning, Sweden and Ministry for Regional Development of the Czech Republic (editors), 2005: National Board of Housing, Building and Planning, Sweden and Ministry for Regional Development of the Czech Republic: Housing statistics in the European Union 2004, Boverket
30. Penthor A., 2008: Potenzial für Fernkälte in Großfernwärmenetzen am Beispiel Wien, Tagungsband zur Konferenz „Nachhaltig thermisch Kühlen, Kühlen mit Fernwärme“, Wien, 01.04.2008
31. Podesser E., Stiglbrunner R., 2000: Errichtung und Betrieb einer Desiccant-Klimaanlage zur Technologiedemonstration im Forschungshaus des ÖKOPARK Hartberg, Endbericht Nr.: IEF-B-09/00, im Auftrag von ÖKOPLAN Hartberg, Dezember 2000
32. Recknagel, Sprenger, Schramek, 2006: "Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik", 73. Auflage; München.
33. Ritter H., Benke G., 2000: Natural gas for domestic appliances in Austria. Naples, Italy.
34. Schick Tanz, M. and Nuñez, T., 2008, Modelling of an adsorption chiller with Modelica. Proceedings of the 6th International Modelica Conference in Bielfeld, Germany

35. Simader G., Jamek A., Ritter H., Benke G., 2007: Ökologischer Vergleich von Wärmepumpen mit Öl- und Gasheizungen. Wien, März.
36. SOLAIR Consortium, 2008: Market Report for Small and Medium-Sized Solar Air-Conditioning Appliances. Analysis of Market Potential, Report from the SOLAIR Project
37. Statistisches Jahrbuch Österreichs 2006, Bundesanstalt Statistik Österreich, Guglgasse 13, 1110 Wien
38. Statistik Austria, 2004:
 - a. Wohnbautätigkeit: Bewilligungen und Fertigstellungen 2002; Wohnbaukosten 2001. Downloaded on 25.11.2008 from http://www.statistik.at/web_de/static/wohnbautaeitigkeit_2002_bewilligungen_und_fertigstellungen_2002_wohnbaukost_023947.pdf
 - b. Wohnbautätigkeit – Bewilligungen und Fertigstellungen 2002, Wohnbaukosten 2001, Seite 37, Tabelle 1: Wohnbautätigkeit 1992-2002
39. Statistik Austria, 2006: Energiestatistik: Energiebilanzen Österreich 1970 bis 2005, Energetischer Endverbrauch 2005 nach Energieträgern und Nutzenergiekategorien für Österreich, November 2006
40. Statistik Austria, 2007:
 - a. Gebäude und Wohnungen 2001 nach Eigentümer, Eigentümerin des Gebäudes und Gebäudeart, downloaded on 06.11.2008 from www.statistik.at/web_de/static/ergebnisse_im_ueberblick_gebaeude_und_wohnungen_022978.pdf
 - b. Gebäude- und Wohnungsbestand 1971 - 2001 nach Bundesländern, downloaded on 06.11.2008 from http://www.statistik.at/web_de/static/gebaeude-und_wohnungsbestand_1971_-_2001_nach_bundeslaendern_022979.pdf
41. Statistik Austria, 2008:
 - a. Jahresdurchschnittsbevölkerung seit 1981 nach Bundesländern, downloaded on 06.11.2008 from www.statistik.at/web_de/static/ergebnisse_im_ueberblick_jahresdurchschnittsbevoelkerung_031331.pdf
 - b. Statistik Austria. Energiebilanzen, 2008, http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_und_umwelt/energie/energiebilanzen/index.html (12.12.2008)
 - c. Hauptwohnsitzwohnungen 2006 und 2007 nach Bundesländern, downloaded on 06.11.2008 from www.statistik.at/web_de/static/ergebnisse_im_ueberblick_hauptwohnsitzwohnungen_022997.pdf
 - d. Hauptwohnsitzwohnungen 2007 nach Bauperiode, Ausstattungskategorie und Nutzfläche, downloaded on 06.11.2008 from www.statistik.at/web_de/static/hauptwohnsitzwohnungen_2007_nach_bauperiode_ausstattungskategorie_und_nutz_022998.pdf
 - e. Ergebnisse des Mikrozensus 2004 nach Bundesländern, verwendetem Energieträger und Art der Heizung, 2008, downloaded on 06.11.2008 from www.statistik.at/web_de/static/ergebnisse_des_mikrozensus_2004_und_2006_nach_bundeslaendern_verwendetem_e_022721.pdf
 - f. Entwicklung der Energieintensität der Haushalte (ohne Traktion). Downloaded on 17.12.2007 from http://www.statistik.at/web_de/static/entwicklung_der_energieintensitaet_der_haushalte

te ohne traktion 031069.pdf

42. Tiller, M.M., 2001, Introduction to Physical Modeling with Modelica. Kluwer Academic Publishers, Norwell, USA
43. Trnka G., Simader G., Krawinkel R., 2007: Green Lodges. Erneuerbare Energieträger und Mikro-KWK-Anlagen für Behergungsbetriebe. Europäische Kommission BMWA. Wien.
44. Wallisch A., 2008, Bau und Betrieb von Fernkälte, Präsentation
45. Wolff D., 2004: „Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas-Brennwertkesseln“, Wolfenbüttel.
46. VDMA 24649, 2005 "Hinweise und Empfehlungen zum wirksamen und sicheren Betrieb von Verdunstungskühlanlagen"
47. Verein Österreichischer Kessellieferanten, 2008: Heizungsabsatz 1995-2007, downloaded on 24.11.2008 from [http://www.heizungs.org/cmsfiles/heizungsabsatz .pdf](http://www.heizungs.org/cmsfiles/heizungsabsatz.pdf)
48. Vougiouklakis, Y., Korna E. (editors), 2008: Report on market situation and trends about small scale chillers. Report in the frame of EU-project solarcombi+.

11 APPENDIX

11.1 National stakeholders

Suppliers (import / manufacturing)

Helioplus Energy Systems GmbH

Harald Dummer DI (FH)

Mitterweg 15

6336 Landkampfen

Austria

Telephone: +43 (0)5332/88799-0

Fax: +43 (0)5332/88799-20

E-mail: dummer@helioplus.at

Internet: <http://www.helioplus.at>

Pink GmbH

Hubert Pink DI (FH)

Bahnhofstrasse 22

8665 Langenwang

Austria

Telephone: +43 (0)3854/3666

Fax: +43 (0)3854/3666 - 4

E-mail: info@pink.co.at

Internet: <http://www.pink.co.at>

Heliotherm Wärmepumpen GmbH

Andreas Bangheri

Sportplatzweg 18

6336 Langkampfen

Austria

Telephone: +43 (0) 5332/87496-0

Fax: +43 (0) 5332/87496-30

E-mail: info@heliotherm.com

Internet: <http://www.heliotherm.at>

ECONICsystems innovative Kühlösungen GmbH

Bengt Hedestam

Gewerbestraße 621

A-3571 Gars am Kamp

AUSTRIA

Associations and interest groups

Bundesverband WärmePumpe Austria (BWP)

Wiedner Hauptstraße 63

A-1045 Wien

+43 (0) 5 90 900 3366

E-Mail: info@bwp.at

<http://www.bwp.at/>

Leistungsgemeinschaft Wärmepumpe Austria (LGWA)

Meisenweg 5

A-4050 Traun

Telephone: +43 7229 70 452

E-Mail: info@lgwa.at

<http://www.lgwa.at/>

Consultants & engineering companies

Erich Podesser, DI, Dr. techn.
Theodor Körnerstraße 35
8010 Graz, Austria.
Tel. +43 (0)316 672605
Fax +43 (0)316 672605

Research institutes & Developers

AIT – Austrian Institute of Technology
Energy Department
Sustainable Thermal Energy Systems
Michael Monsberger, DI Dr.
Giefinggasse 2
1210 Vienna
Austria
Phone: +43/(0)50 550-6231 Fax: +43/(0)50 550-6613
E-mail: Michael.monsberger@ait.ac.at
Internet: <http://www.ait.ac.at/>

Graz University of Technology
Institute of Thermal Engineering
René Rieberer, Ao. Univ.-Prof. DI Dr.techn
Infeldgasse 25/B
8010 Graz
Austria
Telephone: +43 (0)316-873-7301 Fax: +43 (0)316-873-7305
E-mail: office.iwt@tu graz.at Internet: <http://www.iwt.tu graz.at>

11.2 Regulatory Framework

OENORM EN 378-1 (2008-06-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria"

Summary: This standard establishes the safety requirements on personnel and on equipment itself for all kinds of refrigeration equipment and heat pumps (except of air-conditioners for cars).

OENORM EN 378-2 (2008-06-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation"

Summary: This standard is valid for the design, production and installation of refrigeration equipment, including pipes, components and materials. In addition the requirements on its design, construction, testing, marking and documentation are established (except of the requirements on the secondary heating medium circles).

OENORM EN 378-3 (2008-06-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Safety and envi-

ronmental requirements - Part 3: Installation site and personal protection"

Summary: This standard is valid for the placement location of the refrigeration equipment (space of installation, supply equipment and safety equipment).

OENORM EN 378-4 (2008-06-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 4: Operation, maintenance, repair and recovery"

Summary: This norm is valid for the operation and maintenance of the refrigeration systems, as well as for the utilization of the equipment itself, grease oil and heat medium. The goal of this norm is to minimize the environmental pollution and the risk of injury of personnel.

OENORM EN 12263 (1999-01-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Safety switching devices for limiting the pressure - Requirements and tests"

OENORM EN 12284 (2004-01-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Valves - Requirements, testing and marking"

OENORM EN 12309-1 (1999-10-01) "Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW - Part 1: Safety"

OENORM EN 12309-2 (2000-04-01) "Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW - Part 2: Rational use of energy"

OENORM EN 13313 (2002-06-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Competence of personnel"

OENORM EN 14276-1 (2006-11-01) "Pressure equipment for refrigerating systems and heat pumps - Part 1: Vessels - General requirements"

OENORM EN 14276-2 (2007-08-01) "Pressure equipment for refrigerating systems and heat pumps - Part 2: Piping - General requirements"

OENORM EN 15316-4-2 (2005-12-01) "Heating systems in buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems"

OENORM EN 15450 (2008-01-01) "Heating systems in buildings - Design of heat pump heating systems"

OENORM EN 15834 (2008-09-01) "Refrigerating systems and heat pumps - Qualification of tightness of components and joints"

ÖNORM H6021 (2003) "Ventilation equipment – Keeping of cleanness and hygiene"

ÖNORM H6020-2 (2007) "Ventilation equipment in clinics and hospitals – operation, maintenance, technical and hygienic control"

OENORM H6021 (2003) "Ventilation equipment – Keeping of cleanness and hygiene"

OENORM H6020-2 (2007) "Ventilation equipment in clinics and hospitals – operation, maintenance, technical and hygienic control"

OENORM B5019 (2007) "Hygienic design, operation, maintenance, reconstruction and supervision of drinking water equipment"

German standards for absorption heat pumps:

DIN 33830-1 (1988-06) "Heat pumps; complete absorption pump units; concepts, requirements, testing, marking"

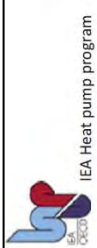
DIN 33830-2 (1988-06) "Heat pumps; complete absorption pump units; requirements for combustible gases, tests"

DIN 33830-3 (1988-06) "Heat pumps; absorption heat pump units; refrigeration safety, testing"

DIN 33830-4 (1988-06) "Heat pumps; absorption heat pump units; performance and operational tests"

DIN 8975-12 (2004-01) "Refrigerating plants - Safety principles for design, equipment and installation; test certificate and identification plate - Part 12: Recovery systems"

6.2 Inhaltsverzeichnis des internationalen Annex 34-Endberichts



Annex 34 – Final Report

Submitted by
 Fraunhofer-Institute for Solar Energy Systems ISE
 Heidenhofstr. 2
 79110 Freiburg, Germany

Contributors list (alphabetical order):

J. Albers (TU Berlin), M. Aprile (POLIMI), E.-J. Bakker (ECN), R. Critoph (Univ. of Warwick), B. Dawoud (Viessmann), A. De Luca (EURAC), J. Demierre (EPFL), R. Fedrizzi (EURAC), A. Frazzica (ITAE), A. Freni (ITAE), G. Fuldner (ISE), R. Gavriluc (UTCB), K. R. Glusenkamp (UoM), C. Hennrich (TU Berlin), M. Helm (ZAE), S. K. Henninger (ISE), M. Kegel (NRCAN), O. Kotenko (TU Graz), A. Kühn (TU Berlin), I. Malenković (AIT), F. Mehling (ISE), P. Melograno (EURAC), S. J. Metcalf (Univ. of Warwick), W. Mittelbach (SorTech), H. Moser (S. R. Nordtvedt (IFE), S. Petersen (TU Berlin), S. Pezzutto (EURAC), J. Promelle (GDF SUEZ), M. Radspieler (ZAE), G. Restuccia (ITAE CNR), R. Rieberer (TU Graz), M. Schickantz (ISE), P. Schossig (ISE), C. Schweigler (ZAE), R. Sunye (NRCAN), K. T. Witte (ISE), C. Wüschig (ZAE), P. Zachmeier (ZAE), F. Ziegler (TU Berlin)

Table of Content

Summary and Outlook..... 11

1 Introduction to Thermally Driven Heat Pumps 13

1.1 The Scope of the Annex..... 14

1.2 State of the Art..... 16

1.2.1 Background..... 16

1.2.2 Liquid absorption and solid adsorption closed-cycles..... 17

1.2.3 The diffusion of thermally driven heat pumps..... 23

1.2.4 Absorption heat pump cycle..... 25

1.2.5 Adsorption cycle..... 29

1.3 Market overview 32

1.3.1 Global demand for heating and cooling..... 32

1.3.2 Global energy demand for heating and cooling – possible development trends..... 33

1.3.3 Germany – taking climate change into account..... 34

1.3.4 Heat pump market 35

1.3.4.1 Conventional heat pumps in Europe – current situation..... 35

1.3.4.2 Conventional heat pumps in other regions – current situation..... 37

1.3.4.3 Gas Heat Pump Market – current situation 37

1.3.4.4 Gas Heat Pump Market - perspectives..... 38

1.3.4.5 Other thermal Heat Pump Market – current situation..... 41

1.3.5 Air conditioning market..... 42

1.3.5.1 Conventional air conditioning market – current situation..... 42

1.3.5.2 Solar thermal cooling market – current situation..... 42

2 Performance Evaluation..... 44

2.1 Standards and Definitions 44

2.1.1 Definition of the analysis criteria 44

2.1.2 Assessment of the documents 47

2.1.3 Dissemination within Annex 34..... 48

2.1.4 Recommendations for future work..... 49

2.2 Definition of Performance Figures for TDHP and Systems including TDHP..... 50

2.2.1 Introduction..... 50

2.2.2 Definition of Applications..... 50

2.2.2.1	Framework conditions.....	50	3.4.1.2	Research at ZAE Bayern.....	88
2.2.2.2	System classification.....	51	3.4.1.3	Research at TU Graz	88
2.2.2.3	Flow charts	52	3.4.2	High Temperature Regenerator	90
2.2.2.3.1	Reference TDHP system.....	53	3.4.3	Inert gas analysis in absorption TDHPs.....	90
2.2.2.3.2	Direct fired combined heating and cooling (DFCH&C).....	54	3.4.4	Optimized dimensioning of heat exchanger surfaces.....	91
2.2.3	Definition of performance figures.....	55	4	System Technology.....	92
2.2.3.1	Definition of system boundaries	55	4.1	Introduction.....	92
2.2.3.2	Performance figures	56	4.2	Max-System representation	92
2.2.3.3	Example: Direct fired combined heating and cooling system (.....)	58	4.3	Schematic Hydronic Representation	95
3	Apparatus Technology.....	62	4.3.1	Basic system topology	95
3.1	Adsorption components.....	62	4.3.2	Composition of generic systems	96
3.1.1	Overview on adsorber developments.....	62	4.3.3	Driving heat input at highest temperature level.....	97
3.1.2	Adsorber characterization.....	65	4.3.4	Heat output at intermediate temperature level: Heat rejection (waste heat) or useful heat output for space heating or other heat utilization.....	102
3.1.2.1	Samples preparation	65	4.3.5	Heat input at low temperature level: Generation of cooling effect or uptake of ambient heat for heat-pump operation.....	106
3.1.2.2	Setup for adsorption kinetic measurements.....	66	4.3.6	Selection guide	109
3.1.2.3	Results and discussion.....	68	4.3.7	Outlook and dissemination	113
3.1.3	Evaporator developments.....	73	4.4	Energy Flows Representation.....	113
3.2	Characterisation of adsorption materials.....	75	4.4.1	Source Sink Approach.....	113
3.2.1	General overview	75	4.4.2	Energy Flow Chart	115
3.2.2	Proposed procedure.....	76	4.4.3	Data Acquisition Tables	116
3.2.3	Results	77	5	Demonstration plants.....	118
3.2.3.1	Comparison on Silica Gel 127 B	77	5.1	Template of Demonstration Plant.....	118
3.2.3.2	Comparison on SAPO-34	79	5.1.1	Application.....	119
3.2.3.3	Influence of different measurement conditions	80	5.1.2	TDHP and Energy System	119
3.2.4	Transformation.....	81	5.1.3	Control Strategies.....	121
3.2.4.1	Dubinín Transformation	81	5.1.4	Scheme and Representation	121
3.2.4.1	Other Transformations.....	83	5.1.5	Monitoring data and Performance evaluation.....	123
3.2.5	Conclusions.....	84	5.2	Demonstration Plants.....	124
3.3	New developments on adsorption materials and material database.....	84	6	Appendix.....	126
3.4	New developments in absorption technology	85	6.1	National projects and contributions.....	126
3.4.1	Ionic liquids as new working pairs.....	85	6.2	Meetings.....	129
3.4.1.1	Research at TU Berlin	86			