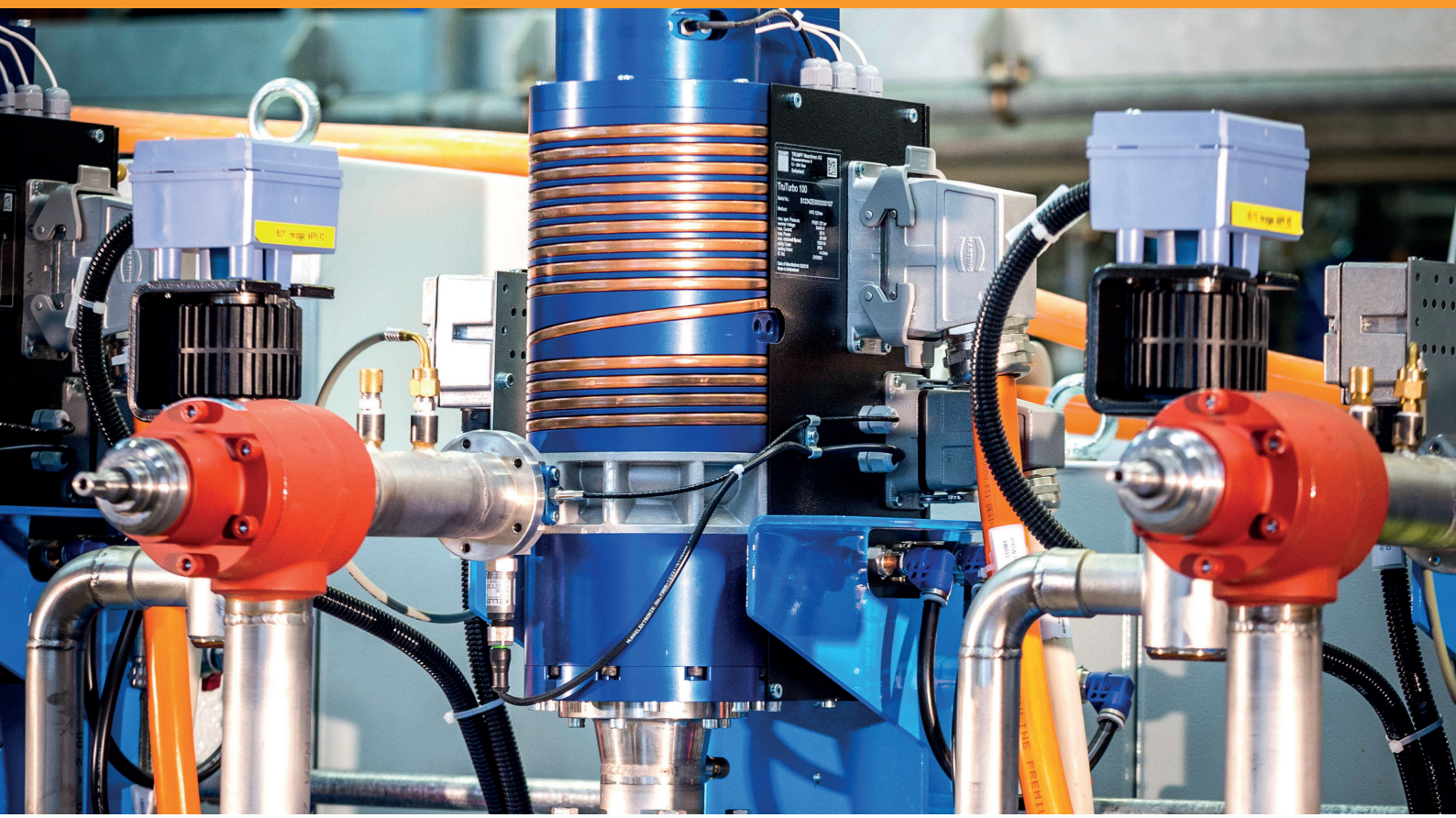
News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen-Effizienz im Feld und Potential bis 2050
Innovative Lösungen für Mehrfamilienhäuser und Akustik
Turbo-Kompressor und Adsorptionswärmepumpe

Mittwoch, 24. Juni 2020, BFH Berner Fachhochschule, Burgdorf



26. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kältetechnik
des Bundesamts für Energie BFE

Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen-Effizienz im Feld und Potential bis 2050
Innovative Lösungen für Mehrfamilienhäuser und Akustik
Turbo-Kompressor und Adsorptionswärmepumpe

Tagungsband zur
26. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kältetechnik

24. Juni 2020
BFH Berner Fachhochschule
Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)

Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2020
Bundesamt für Energie BFE, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen
Postadresse: CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Bezugsort der Publikation:
www.bfe.admin.ch/forschung-waermepumpen-und-kaeltetechnik

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren der Beiträge verantwortlich.

Titelbild: Turbo-Kompressor von Teqtoniq im HSLU-Labor

MIX
Papier aus verantwortungsvollen Quellen
FSC® C004951
FSC www.fsc.org

Klimaneutral
Druckprodukt
ClimatePartner.com/12024-1907-1001

06.20 350 D 860466518

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen sind sehr effiziente Energiewandler. Mit einer geringen Zufuhr an hochwertiger Energie wie Elektrizität wird ein Vielfaches an nutzbarer Wärme erzeugt. Messungen an realisierten Anlagen zeigen jedoch, dass die erwartete Effizienz der Anlagen in der Praxis oft nicht erreicht wird. An der Wärmepumpentagung werden dazu die Erkenntnisse und Optimierungsvorschläge aus mehrjährigen Feldmessungen präsentiert. Darauf aufbauend wird im nächsten Beitrag gezeigt, welche Faktoren die Effizienz der Wärmepumpen-Anlagen beeinflussen und welche Werte bis 2050 erreicht werden können.

Das Ausmass der Reduktion von CO_2-Emissionen mit Wärmepumpen wird teilweise kontrovers diskutiert. Eine Studie an Gebäuden in Genf liefert dazu konkrete Zahlen. Die Internationale Energie Agentur (IEA) weist Wärmepumpen in ihrer Strategie zur Erreichung der Klimaziele eine wichtige Rolle zu. An der letztjährigen Wärmepumpentagung hatte ein Vertreter der IEA darüber berichtet. Anhand von drei Projekten der IEA Arbeitsgruppe „Heat Pumping Technologies“ – zu Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern, in Null-Energie-Gebäuden und zur Optimierung der Akustik – werden Sie mehr über die internationalen Aktivitäten und Erkenntnisse erfahren. Der innovative Einsatz von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern wird zudem anhand von drei Pilotprojekten aus der Schweiz vorgestellt. Schweizer Forschende treiben auch weitere Verbesserungen der Technologie voran. Ein neuartiger Turbo-Kompressor sowie die Entwicklung von Adsorptionswärmepumpen sind vielversprechende Beispiele, die im vorliegenden Tagungsband präsentiert werden.

Wir freuen uns mit dem Tagungsband wiederum ein Dokument publizieren zu dürfen, in dem Sie die Details der 26. Wärmepumpentagung nachlesen und später nachschlagen können. Ein grosser Dank gebührt den Autoren der Berichte, die neben der Präsentation an der Tagung diesen Zusatzaufwand leisten und dem Anlass damit eine zusätzliche Qualität verleihen.

Carina Alles & Stephan Renz
für das Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
am Bundesamt für Energie BFE

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

Les pompes à chaleur sont des convertisseurs d'énergie très efficaces. Avec une petite quantité d'énergie de haute qualité comme l'électricité, un multiple de chaleur utilisable est produit. Cependant, les mesures effectuées sur les installations réalisées montrent que dans la pratique l'efficacité attendue des installations n'est souvent pas atteinte. Lors du symposium sur les pompes à chaleur, les résultats et les propositions d'optimisation de plusieurs années de mesures sur le terrain seront présentés. Sur cette base, le prochain exposé montrera quels facteurs influencent l'efficacité des installations de pompes à chaleur et quelles valeurs peuvent être améliorées d'ici 2050.

L'ampleur de la réduction des émissions de CO_2 avec les pompes à chaleur est parfois controversée. Une étude sur des bâtiments à Genève fournit des chiffres concrets à ce sujet. L'Agence internationale de l'énergie (AIE) attribue aux pompes à chaleur un rôle important dans sa stratégie pour atteindre les objectifs climatiques. Lors du symposium de l'an dernier, un représentant de l'AIE avait donné une conférence à ce sujet. Sur la base de trois projets du groupe de travail de l'AIE « Heat Pumping Technologies », sur les pompes à chaleur dans les immeubles d'habitation, dans les bâtiments à énergie zéro et pour optimiser l'acoustique, vous en apprendrez davantage sur les activités et les résultats internationaux. L'utilisation innovante des pompes à chaleur dans les immeubles locatifs est aussi montrée sur la base de trois projets pilotes suisses. Des chercheurs suisses sont également à l'origine de nouvelles améliorations technologiques. Un nouveau type de turbocompresseur et le développement de pompes à chaleur à adsorption sont des exemples prometteurs qui sont présentés dans les actes de cette symposium.

Avec les actes de la conférence, nous sommes ravis de publier à nouveau un document qui vous donne les détails du 26ème symposium sur les pompes à chaleur et que vous pourrez aussi consulter ultérieurement. Nous tenons à remercier les auteurs des rapports qui, en plus de la présentation lors de la conférence, ont fourni cet effort supplémentaire et ont ainsi donné à l'événement une qualité supplémentaire.

Carina Alles & Stephan Renz
Pour le programme de recherche Pompes à chaleur
et froid de l'Office fédéral de l'énergie OFEN

Inhaltsverzeichnis

Feldmessungen von Wärmepumpen-Anlagen Ergebnisse Periode 2016 - 2019 **7**
Ralph Kuster, NTB Buchs

Effizienz von Wärmepumpen-Anlagen Einflussfaktoren und Entwicklung bis 2050 **22**
Manuel Prinzing, NTB Buchs

Réduction des émissions de CO_2 pour pompes à chaleur en résidentiel collectif **37**
Carolina Fraga, Université Genève

Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern Lösungsvorschläge international (IEA HPT Annex 50) **51**
Marek Miara, Fraunhofer ISE, Freiburg i.B.

Netto-Nullenergiegebäude mit Wärmepumpen Integration und Umsetzung (IEA HPT Annex 49) **57**
Carsten Wemhöner, HSR Hochschule für Technik, Rapperswil

Akustische Optimierung von Wärmepumpen (IEA HPT Annex 51) **72**
Christoph Reichl, AIT Austrian Institute of Technology, Wien

Pompes à chaleur air-eau en remplacement d'une chaudière dans un immeuble résidentiel collectif non rénové **87**
Omar Montero, Université de Genève

Energieeffizientes Bürogebäude mit reversibler Luft/Wasser-Wärmepumpe Erfahrungen aus einem P&D Projekt **99**
Igor Mojic, SPF Institut für Solartechnik, Rapperswil

Niedertemperaturhub-Wärmepumpen mit tiefen Erdwärmesonden und optimierter Wärmeverteilung in der Praxis **109**
Marc Bätschmann, Allianz 2SOL, Schlieren

Hocheffizienter ölfreier Turbo-Kompressor für Klimakälteanlagen und Niederhub-Wärmepumpen **126**
Dominic Zajonc, Hochschule Luzern

Adsorption Heat Pump Development and Application **139**
Paul Gantenbein, SPF Institut für Solartechnik, Rapperswil

Abkürzungsverzeichnis **150**

Adressen Referenten und Organisationsteam **151**

Ralph Kuster, Manuel Prinzing, Matthias Berthold, Mick Eschmann, Prof. Stefan Bertsch
Institut für Energiesysteme, NTB Buchs

Feldmessung von Wärmepumpen-Anlagen Ergebnisse Periode 2016-2019

Zusammenfassung

Der vorliegende Bericht stellt Methodik, Technologie und die verwendeten Systemgrenzen der Wärmepumpen-Feldtests vor, wie sie derzeit vom Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ) in Buchs durchgeführt werden. Ausserdem werden zusammenfassende Ergebnisse zu Jahresarbeitszahlen und weiteren Leistungskennziffern aus der aktuellen Studie präsentiert. Es wird auch vertieft auf das Thema Warmwasserbereitung und die Optimierung solcher Systeme eingegangen. Die seit 2016 laufende Studie umfasst mittlerweile über 20 Wärmepumpenanlagen zum Heizen und zur Warmwasserbereitung mehrheitlich verbaut in Einfamilienhäusern. Für jede Wärmepumpenanlage werden über 40 Datenpunkte in einem Zeitintervall von 100 ms mit kalibrierten Sensoren erfasst und einer sehr geringen Messunsicherheit alle 10 s aufgezeichnet.
Das Ziel der Feldstudie ist es, die tatsächliche Effizienz der Systeme im Betrieb aufzuzeichnen und Vergleiche mit Labormessungen und Herstellerdaten zu ziehen. Weitere Ziele sind die Identifizierung von Optimierungspotentialen in der Planung und Installation sowie in der Handhabung der Wärmepumpenanlagen. Daraus sollen auch Richtlinien für Planer, Installateure und Anwender abgeleitet werden.

Summary

This report presents the methodology, technology and the system boundaries used for heat pump field tests, as currently carried out by the Heat Pump Test Center (WPZ) in Buchs. In addition, it presents summary results on annual performance factors and other performance indicators from the current study. The topic of hot water production and the optimization of such systems will also be dealt with in more detail.
The study, running since 2016, now comprises more than 20 heat pump systems for heating and hot water production, most of which are installed in Swiss single-family homes. For each heat pump system, more than 40 data points are recorded in a time interval of 10 s with calibrated sensors and a very low measurement uncertainty.
The aim of the field study is to record the actual efficiency of the systems in operation and to draw comparisons with laboratory measurements and manufacturer data. Further aims are the identification and optimization of possible deficiencies in the planning and installation as well as in the handling of the heat pump systems. Guidelines for planners, installers and users will also be derived from this.

Einleitung und Motivation

Der Einsatz von Wärmepumpen (WP) in Schweizer Haushalten für Heizung und Warmwasserbereitung ist auf dem Vormarsch. Die Zahl der in der Schweiz verkauften Wärmepumpen ist 2019 gegenüber 2018 um fast 10 % [1] und gegenüber 2017 um fast 20 % gestiegen [2]. Über 70 % der Wärmepumpen sind Luft/Wasser-Wärmepumpen (LWWP), 28 % Sole/Wasser-Wärmepumpen (SWWP) und rund 1 % sind Grundwasser-Wärmepumpen (GWWP). Fast 52 % dieser verkauften Warmwasser-Wärmepumpen liegen im Bereich zwischen 5-13 kW_{th} und 84 % liegen unter 20 kW_{th} Heizleistung [1].
Neben dem steigenden Absatz von Brauchwarmwasser-Wärmepumpen (BWWP)[1] gewinnt die Abschätzung der Feldleistung solcher Wärmepumpensysteme an Bedeutung, da die Effizienz von Wärmepumpen empfindlich auf ihre Integration in das Heizungssystem und die Einstellungen des Wärmepumpenreglers reagiert. Solche Leistungsunterschiede können nicht durch Messungen im Labor, sondern nur am tatsächlichen Nutzungsort ermittelt werden.

Das Wärmepumpen-Testzentrum WPZ an der Hochschule für Technik Buchs (NTB), ist eine nach EN 17025 zertifizierte Prüfstelle [3]. Es bietet einen umfassenden Prüfdienst im Bereich der Wärmepumpen- und Kältetechnik an. Zurzeit werden Feldmessungen aus der erweiterten Überwachungsperiode zwischen 2016 und 2019, die von EnergieSchweiz in Auftrag gegeben wurden, ausgewertet.
Hauptziel der Monitoring Studie ist es, auf der Basis der über zwei Jahre gemessenen und ausgewerteten Daten Analysen durchzuführen. Anschliessend sollen durch Vergleiche Optimierungspotenziale der Systeme aufgezeigt werden, die dann umgesetzt werden können. Jährlich werden etwa fünf neue Wärmepumpen neu in die Messreihe aufgenommen.
Die aktuelle Wärmepumpen-Feldstudie am WPZ in Buchs verfolgt folgende Strategie [3]:

- Untersuchung der realen Leistung von Wärmepumpensystemen im Feld.
- Identifikation von Optimierungspotentialen.
- Jährliche Erweiterung der Kampagne um fünf Wärmepumpen.
- Verlässliche Messdaten durch Vorkalibrierung jedes Feldmesssystems.
- Aussagekräftige Messdaten durch hohe Abtastrate und genaue Messgeräte.
- Umsetzung von Optimierungsvorschlägen nach zwei Jahren Aufzeichnung und Auswertung.

Die laufende Studie, die kürzlich über das Jahr 2020 hinaus verlängert wurde, umfasst derzeit über 20 Wärmepumpensysteme, welche sich hauptsächlich im deutschsprachigen Flachland der Schweiz befinden.

[1] Es wird darauf hingewiesen, dass anstelle des Begriffes «Brauchwarmwasser» im Folgenden die Bezeichnung «Warmwasser» verwendet wird.

Messtechnik, Datenerfassung und Methodik

Im Vergleich zu den ersten in der Schweiz durchgeführten Feldmessstudien wie z.B. die Feldanalysen von Wärmepumpenanlagen (FAWA) [4], aus den 1990er Jahren haben sich die Messmethodik und die Datenerfassungstechnologie erheblich verändert. Dank der Digitalisierung stehen heute viel mehr Daten zur Verfügung. Durch kurze Aufzeichnungsintervalle (10 s) können zeitliche Abläufe in Wärmepumpenanlagen detailliert beschrieben werden, wodurch Fehler wie Wärmeverluste und unerwünschte Zirkulation leichter erkannt werden können. Basierend auf den gesammelten Datenreihen ist es auch möglich, die folgenden Prozesse tiefer zu untersuchen, was früher mit manuellen Messungen (Handablesungen) nicht möglich war [3].

- Anlaufverhalten
- Abtauungen
- Taktverhalten
- Detaillierte Aufschlüsselung nach unterschiedlichen Nutzungsgraden
- Messung an den unterschiedlichen Systemgrenzen
- Aussagen über das Gebäude
- Einfluss der Nebenaggregate auf die Effizienz (Umwälzpumpen, Heizstäbe, usw.)

Aufgrund der kurzen Abtastzeit und damit hochauflösenden Daten können Prozesse nicht nur energetisch, sondern auch in Bezug auf die Leistung im Zeitverlauf betrachtet werden. Die Messwerte können so einer klaren zeitlichen Abfolge zugeordnet werden. So kann beispielsweise die Effizienz der Warmwasserbereitung und der Heizwasserladung getrennt betrachtet werden. Es ist auch möglich, Prozesse zu kategorisieren, bei denen der Verdichter abgeschaltet ist (Standby-Stromverbrauchsanalyse) [3]. Eine solche zeitliche Differenzierung wird für die Berechnung aussagekräftiger Kennzahlen immer wichtiger. Ein weiterer Vorteil hochauflösender Daten ist die Möglichkeit, zwischen dem Heiz- und Kühlbetrieb einer Wärmepumpe zu unterscheiden. Dies ist insbesondere für SWWP-Anlagen interessant, welche im Free-Cooling die überschüssige Wärme direkt in das Erdreich abgegeben können. Aufgrund der globalen Erwärmung und der daraus resultierenden heißen Sommer wird die Nachfrage nach Wärmepumpensystemen mit Kühlfunktion in Zukunft auch in der Schweiz deutlich zunehmen.

Thermische und elektrische Energiekennzahlen werden als numerische Integration mehrerer Leistungssensoren mit einem Abtastintervall von 100 ms gemessen, was die Erfassung schneller Änderungen im System möglich macht. Die Werte werden dann alle 10 s aufgezeichnet, was zu einer Mittelwertbildung von 100 Datenpunkten und einem kleinen, nicht vermeidbaren Diskretisierungsfehler führt. Dies kann zu Problemen führen, wenn sich eine Messgröße abrupt ändert. Es hat sich jedoch gezeigt, dass für die Mehrzahl der Messreihen ein Aufzeichnungsintervall von 30 s bereits ausreichend wäre, da thermodynamische Systeme dazu neigen, sich nur langsam zu verändern.

Die Leistungswerte selbst werden nach der allgemein bekannten Methodik aus den effektiven Messgrößen gebildet. Durch die Verwendung eines Volumenstromsensors und Temperaturmessungen wird der Massenstrom über die Dichte bestimmt, wobei $\rho_w = f(T)$. Die Wärmeleistung wird dann z.B. wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{h,i} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot \Delta T = \dot{V}_{w,s} \cdot \rho_w(T_{rücklauf}) \cdot c_{p,w}(T_{rücklauf})(T_{vorlauf} - T_{rücklauf}) \qquad (8)$$

Der Volumenstrom wird im Rücklauf gemessen. Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf wird aus zwei separaten Temperaturmessungen ermittelt. Gleichung (8) zeigt, dass die Temperaturmessungen mehrfach in die Berechnung einbezogen werden, daher hat der Messfehler der Temperaturen einen starken Einfluss auf die Gesamtmessunsicherheit der Wärmeleistung sowie auf verschiedene Leistungsfaktoren. Aus diesem Grund wird einer möglichst genauen Temperaturmessung große Bedeutung beigemessen. Ziel ist eine Gesamtunsicherheit der Zielwerte von <10 %. Um dieses Ziel zuverlässig zu erreichen, muss eine Messunsicherheit der Temperaturmessung von ± 0.1 K (absolut) und ± 0.02 K (relativ) eingehalten werden [3]. Kalibrierte PT-100-Sensoren in Vierleitertechnik werden in die Strömung eingetaucht und sind daher thermisch entkoppelt. Aus Redundanzgründen werden wichtige Temperaturpunkte doppelt gemessen. Die grundsätzliche Anordnung der wichtigsten Sensoren im System ist im Bild 1 zu sehen. Selbstverständlich kann die tatsächliche Positionierung je nach Art der WP-Anlage oder des Gebäudes leicht unterschiedlich sein [3].

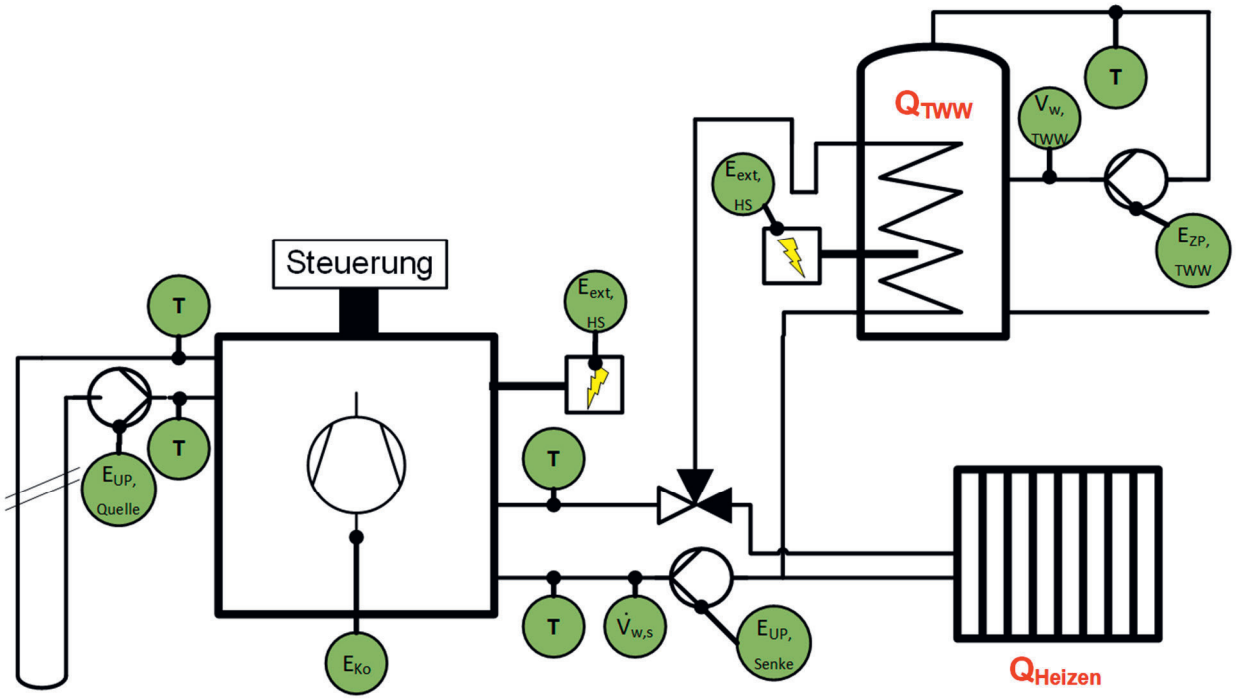


Bild 1: Übersichts-Schema Platzierung der wichtigsten Sensoren

Die Datenerfassung erfolgt vor Ort durch eine SPS, die auch einen Fernzugriff über WLAN, LAN oder GSM ermöglicht. Nach der Messung werden die Daten automatisch ausgelesen und täglich auf einem Server in der Schweiz zur Weiterverarbeitung gespeichert. Die Speicherstruktur umfasst 5 verschiedene Datenbanken und ist relational. Das heisst, jede Information wird nur einmal in einer der fünf Datenbanken gespeichert. Dies macht es sehr einfach, die Daten aktuell und konsistent zu halten [3]. Aus Datenschutzgründen erfolgt die Verknüpfung mit den Personendaten über speziell generierte ID's, wobei die Personendaten in separaten Datenbanken gespeichert werden und nicht im Klartext ersichtlich sind. Darüber hinaus ist das Datenbanksystem auch für die Auswertung von externen Messdaten ausgelegt.

Wie erwähnt, werden jedes Jahr etwa fünf neu installierte Wärmepumpenanlagen in die laufende Feldstudie aufgenommen. Arpagaus et al. [5] erläutert den Ablauf eines kompletten Mess- und Auswertezyklus für eine Neuinstallation einer Anlage wie folgt:

1. Bewerbung eines Kunden (der eine Wärmepumpenanlage privat installieren möchte und an einer Feldmessung interessiert ist).
2. Kalibrierung der Wärmepumpe mit Feldmessgeräten im WPZ in Buchs unter Laborbedingungen.
3. Vergleich der Labormessungen mit den Herstellerangaben (Datenblatt).
4. Installation der Wärmepumpenanlage vor Ort, wobei auch die vorgesehene Feldmesseinrichtung installiert wird.
5. Inbetriebnahme der Wärmepumpenanlage in Anwesenheit eines Mitarbeiters des WPZ.
6. Laufende, automatisierte Messung der Wärmepumpenanlage.
7. Vergleich und Analyse der gemessenen Daten mit Labor- und Feldtestdaten.
8. Empfehlungen zur Optimierung und Verbesserung nach zwei Jahren der Datenerfassung.
9. Umsetzung der vorgeschlagenen Optimierung in Abstimmung mit dem Kunden.
10. Kontrollmessung zur Erfassung der Verbesserungen des Wärmepumpensystems.
11. Feldmessgeräte bleiben beim Kunden vor Ort und die Datenaufzeichnung wird fortgesetzt.

Unzulässige Defekte und Schwächen der Wärmepumpe werden in der Regel während den Labormessungen festgestellt, wobei ein Eingriff von Seiten des WPZ nur bei gravierenden Mängeln erfolgt. Es ist zu beachten, dass die Installation der Wärmepumpenanlage sowie deren Inbetriebnahme und Übergabe an den Kunden in der Verantwortung des Planungsbüros bzw. des Heizungsinstallateurs liegt. Die Mitarbeiter des WPZ koordinieren lediglich die Installation der notwendigen Sensoren und der Datenerfassung. Mögliche Fehler oder Mängel der WP-Anlagen, bei der die Installation oder Inbetriebnahme, können mit Hilfe der Messdaten während der Auswertephase erkannt werden. Dem Kunden werden geeignete Verbesserungsmaßnahmen oder Optimierungen vorgeschlagen, die dann, erneut unter der Verantwortung des WP-Installateurs durchgeführt werden können.

Kennzahlen und Systemgrenzen

Leistungs-Kennzahlen wie der COP oder die JAZ aus Wärmepumpen-Feldversuchen sind nur unter Berücksichtigung ihrer jeweiligen Systemgrenzen aussagekräftig.

Es muss klar definiert werden, welche Energieparameter berücksichtigt werden und wie lang der Beobachtungszeitraum ist. EnergieSchweiz legt eigene Richtlinien für Kennzahlen und Systemgrenzen fest. Diese werden vom WPZ verwendet und sind in Bezug auf die Energiekennzahlen wie folgt definiert [3]:

$$JAZ = \frac{Q_{Heizen}+Q_{Aufladung}}{E_{tot}-E_{UP,Senke}-E_{ext,HS}} \quad (1) \qquad WNG = \frac{Q_{Heizen}+Q_{Aufladung}}{E_{tot}} \quad (2)$$

$$SNG_{TWW} = \frac{Q_{TWW}}{E_{Aufladung}} \quad (3) \qquad QH_{HWB} = \frac{Q_{Heizen}}{EBF} \quad (4)$$

$$GWB = \frac{Q_{Heizen}+Q_{Aufladung}}{EBF} \quad (5) \qquad TWWB = \frac{Q_{Aufladung}}{EBF} \quad (6)$$

$$\eta_{TWW} = \frac{Q_{TWW}}{Q_{Aufladung}} \quad (7)$$

Die Jahresarbeitszahl JAZ bestimmt hauptsächlich die Effizienz der Wärmepumpe. Nur die elektrische Energie des Verdichters, des Ventilators (LWWP), der Quellenpumpe (SWWP) und der Steuerelektronik der Wärmepumpe werden in dieser Kennzahl berücksichtigt. Der Wärmenutzungsgrad WNG umfasst zudem auch die elektrischen Energien der Wärmesenken-Umwälzpumpe und aller Zusatzheizelemente. Damit wird die Effizienz der kompletten Heizungsintegration dargestellt und mit anderen Heizsystemen vergleichbar gemacht. Der dritte Parameter, der SNG_{TWW} (Systemwirkungsgrad der Warmwassernutzung), zeigt die Warmwassereffizienz in Bezug auf die Nutzung, einschließlich aller Speicher- und Verteilungsverluste. Darüber hinaus kann diese Kennzahl auch zur Beurteilung von BWWP verwendet werden. Der Index «Aufladung» bezieht sich dabei immer auf die Warmwasserbereitung.

Bild 2 zeigt die entsprechenden Systemgrenzen [3]. Es ist zu erkennen, dass die SEPEMO (SEasonal PErformance factor and MOnitoring) -Systemgrenzen SPF_{H1} und SPF_{H2} mit dem COP respektive der JAZ gemäss EnergieSchweiz übereinstimmen. Diese harmonisierten System-Grenzen wurden innerhalb des SEPEMO Projekts 2011 [6] eingeführt und von vielen europäischen Feldmessstudien verwendet [7]. Der SPF_{H3} beinhaltet jedoch nicht wie der WNG die Umwälzpumpe und die Zusatzheizung des Warmwasserspeichers [8]. Im Gegensatz zur äusseren Grenze SNG_{TWW} umfasst der SPF_{H4} das gesamte WP-System mit Warmwasser- und Heizungspufferspeicher und ist deshalb im untenstehenden Schema nicht enthalten.

Die Warmwassernutzung wird über den Warmwasserwärmebedarf TWWB pro Gebäude eingestuft. Der Einfluss des Gebäudes selbst bzw. des Nutzerverhaltens und seiner Lage zu beurteilen, werden die Kennwerte QH_{HWB} und GWB ermittelt und dargestellt. Da jedoch für keines der untersuchten Objekte die Innen(raum)-Temperatur erfasst wird, ist die Ermittlung der Nutzereinflüsse begrenzt.

Die Heizgradtage $HGT_{20,12}$ werden bei einer Heizgrenztemperatur von 12 °C und einer Zielinnentemperatur von 20 °C ermittelt. Der $HGT_{20,12}$ wird dann aus der Differenz zwischen der durchschnittlichen Tagestemperatur und 20 °C berechnet. Die Heizgradtage werden nur gezählt, wenn die mittlere Tagestemperatur unter der Heizgrenze (hier 12 °C) liegt, wobei die $HGT_{20,12}$ für neue Gebäude und die $HGT_{20,16}$ für Renovationen gilt [3].

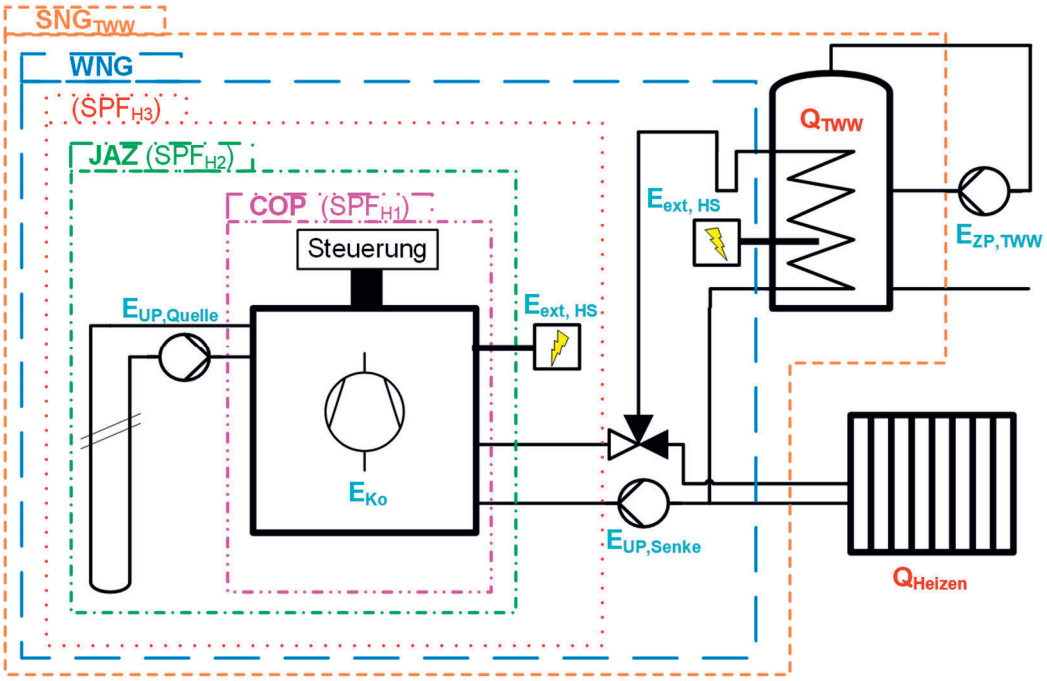


Bild 2: Schema Systemgrenzen

Überblick Ergebnisse der Feldmessungen 2017-2019

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Ergebnisse umfassen Messungen, die in der Heizperiode 2017/18 bzw. 2018/19 (zwei Jahre) durchgeführt wurden [5] [3]. Insgesamt wurden im Rahmen der aktuellen Studie 13 Wärmepumpen in Einfamilienhäusern analysiert und verglichen, von denen 7 Luft/Wasser-Wärmepumpen (LWWP) und 6 Sole/Wasser-Wärmepumpen (SWWP) mit vertikalen Bohrungen sind. Insgesamt werden 9 von 13 Wärmepumpen mit drehzahlvariablen Verdichtern betrieben. Alle untersuchten Anlagen entsprachen Standardinstallationen, die noch nicht auf der Grundlage dieser Feldstudien optimiert wurden.
Bild 3 zeigt den Zusammenhang zwischen der Jahresarbeitszahl (JAZ) und verschiedenen Auslegetemperaturen [3]. Die Daten werden in Abhängigkeit von der an der Wärmepumpe voreingestellten Heizkurve angezeigt. Es ist zu erkennen, dass SWWP in Neubauten (Vorlauftemperatur von ca. 30 °C im Auslegungspunkt) im reinen Heizbetrieb eine JAZ von mehr als 6 erreichen. In Kombination mit der Warmwasserbereitung (Aufladung) sinkt die JAZ auf ca. 5.2. Dagegen erreichen LWWP eine JAZ von ca. 4.0 beim Heizen und 3.7 für Heizen und Warmwassererzeugung. Erwartungsgemäss sinkt der Wirkungsgrad mit höheren Vorlauftemperaturen. Insbesondere sanierte Gebäude benötigen aufgrund ihrer Radiator-Heizungen höhere Vorlauftemperaturen. Mit einer JAZ von über 4.0 sind SWWP-Systeme jedoch immer noch sehr gut für sanierte Gebäude mit erhöhter Vorlauftemperatur geeignet. Selbst im Vergleich zu modernen drehzahlvariablen LWWP weisen SWWP noch einen deutlichen Effizienzvorteil von ca. 30 % auf.

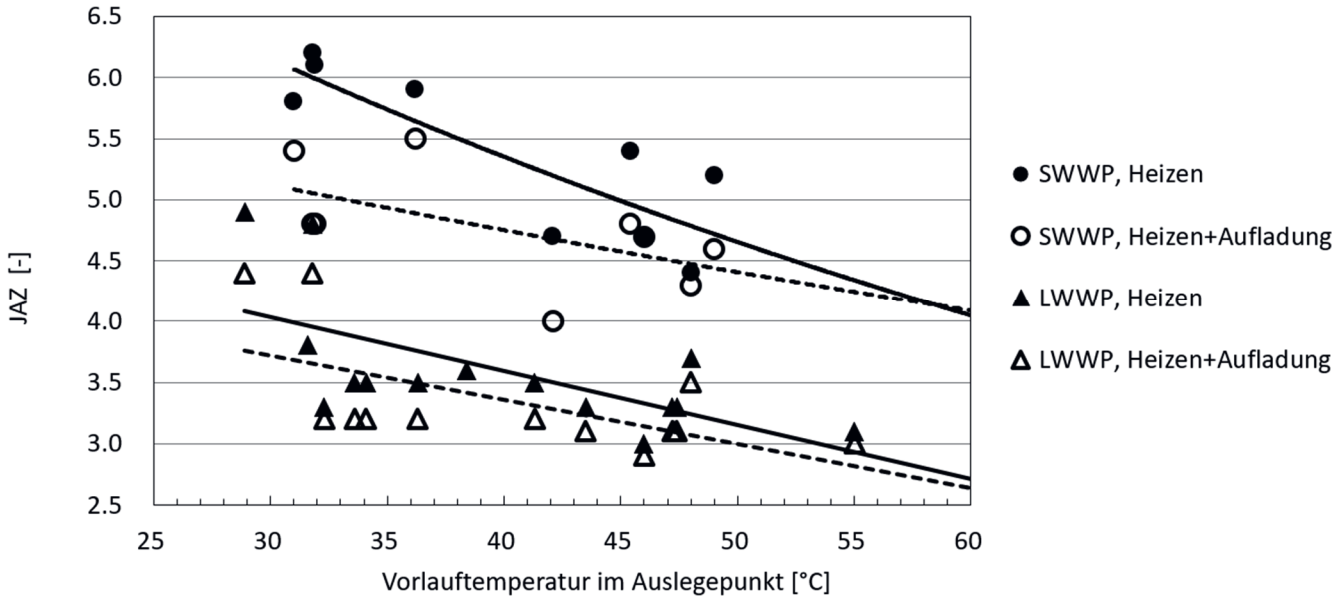


Bild 3: Diagramm Jahresarbeitszahl versus Vorlauftemperatur im Auslegepunkt

Tabelle 1 zeigt eine Zusammenfassung der gemessenen Jahresarbeitszahlen (JAZ) von LWWP und SWWP je nach Gebäudeart [3].

Vorlauftemperatur im Auslegepunkt	35 bis 30°C (Neubau)	45 bis 40°C (Sanierung)	55 bis 50°C (Altbau)
Heizen LWWP	3.7	3.3	2.9
Heizen SWWP	5.7	5.0	4.4
Heizen + Aufladung LWWP	3.5	3.1	2.8
Heizen + Aufladung SWWP	4.9	4.6	4.3

Tabelle 1: Jahresarbeitszahlen nach Gebäudeart

Wie bereits erwähnt, ist es in der Praxis unerlässlich, beim Abgleich von Systemen vergleichbare Systemgrenzen zu verwenden. Insbesondere bei der Warmwasserbereitung (Aufladung) lassen sich erhebliche Unterschiede zwischen der Effizienz der Wärmeerzeugung und der tatsächlich genutzten Wärme feststellen. Dies ist zum Teil durch den Einsatz von elektrischen Heizelementen (z.B. Legionellenprogramm), vor allem aber durch Verteilverluste mittels Zirkulation und Speicherverlusten bedingt. In *Bild 4* ist der Vergleich der mittleren Jahresarbeitszahl (JAZ), des Wärmenutzungsgrad (WNG) für die Warmwasserbereitung (Aufladung) sowie der Systemnutzungsgrads (SNG_{TWW}) zusammenfassend für alle gemessene SWWP- und LWWP-Anlagen zu sehen [3].
Der Wirkungsgrad der Warmwasserbereitung ist aufgrund der höheren Senkentemperaturen 17.5 % bis 19 % niedriger als der Gesamtwirkungsgrad für Heizung und Warmwasserbereitung. Für SWWP ist dieser Unterschied aufgrund der niedrigeren Quelltemperaturen im Vergleich zu LWWP im Sommer viel größer (28 % bis 35 %) [3].

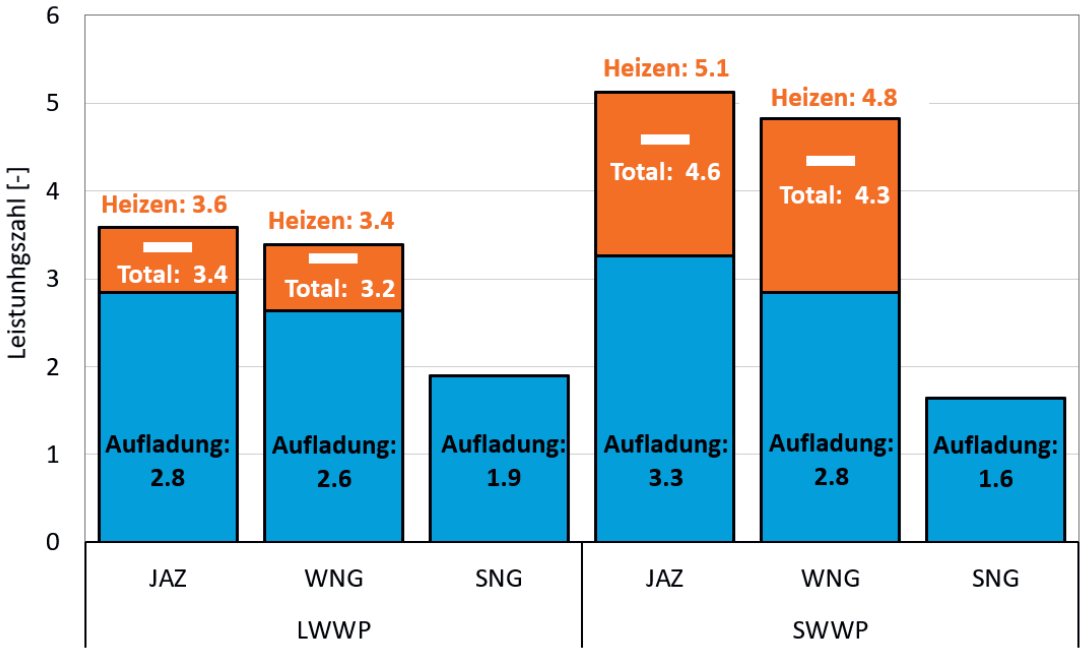


Bild 4: Diagramm Übersicht Leistungszahlen

Bemerkenswert ist auch, dass der WNG um 0.1 oder 0.3 Punkte niedriger ist als die JAZ. Dies ist hauptsächlich auf die elektrischen Heizelemente (Legionellenprogramm) und die Senkenpumpe der WP zurückzuführen.

Bei keiner der im Untersuchungszeitraum analysierten Wärmepumpen musste ein elektrisches Heizelement zur Unterstützung des Heizsystems eingesetzt werden. Dies gilt auch für die Kälteperioden Ende Februar/Anfang März 2018, in denen die durchschnittlichen Außentemperaturen zwischen -6 bis -9 °C und damit bis zu 2 K unter der Auslegungstemperatur lagen [3]. Bei einzelnen (nicht modulierenden) Anlagen war der Verdichter dabei bis zu 24 h in Betrieb, wovon 20 h auf den Heizbetrieb entfielen, wobei der Abtauanteil (mit Verdichter) ca. 3 % betrug.

Der Systemnutzungsgrad (SNG_{TWW}) wird nur für die Warmwasserbereitung bestimmt und ist deutlich niedriger als der WNG. Dies wird vor allem durch Speicherverluste, insbesondere bei Gebäuden mit geringem Warmwasserbedarf, verursacht. Bei Einfamilienhäusern leidet die Gesamteffizienz des Systems insbesondere dann, wenn eine Warmwasserzirkulation zur Erwärmung der Verteilungsleitungen eingesetzt wird. Eine Warmwasserzirkulation ist aus energetischer Sicht eindeutig nicht zu empfehlen.

Warmwasserbereitung, Nebenaggregate und Optimierungen

Die Warmwasserbereitung bekommt auch durch die stetige Verbesserung der Bausubstanz (Dämmung) ein immer grösseres Gewicht gegenüber dem Heizbetrieb einer WP-Anlage. Daher werden ihre Teilaspekte (auch in Bezug auf die Kennzahlen) im Folgenden genauer erläutert.

Einerseits wird das Brauchwasser durch die Wärmepumpe erwärmt. Das Verhältnis dieser Wärmemenge zur benötigten elektrischen Energie für Verdichter und Umwälzpumpen wird als Jahresarbeitszahl JAZ bezeichnet. Da einige Wärmepumpen Temperaturen von 60 °C nur knapp erreichen können, wird in vielen Fällen zur Durchführung des Legionellenprogramms ein elektrischer Heizstab eingesetzt. Dieser zusätzliche elektrische Energieaufwand ist im Wärmenutzungsgrad WNG enthalten, der somit tiefer als die JAZ liegt.

Schlussendlich kann aber auch die Wärmeenergie des bezogenen Warmwassers ins Verhältnis zum gesamten Strombedarf gestellt werden. Daraus berechnet sich der Systemnutzungsgrad SNG_{TWW}. In dieser Kennzahl ist somit neben dem Effekt von Wärmepumpe und Heizstab auch die Güte des Speichers und einer eventuellen Warmwasserzirkulation enthalten. Bild 5 zeigt diese drei Kenngrössen für mehrere Wärmepumpen Anlagen in Einfamilienhäusern [3]. Es ist zu erkennen, dass die JAZ bei Luft/Wasser Wärmepumpen für die Warmwasserbereitung bei knapp 3.0 liegt. Die Aufwände für den elektrischen Heizstab sind meistens klein und führen zu einem Wärmenutzungsgrad der um ca. 0.2 unter der Jahresarbeitszahl liegt. Bei Sole/Wasser Wärmepumpen, wird im Schnitt eine höhere Jahresarbeitszahl von 3.5 erreicht. Der Wärmenutzungsgrad ist jedoch auf demselben Niveau wie bei Luft/Wasser Wärmepumpen. Der Grund dafür liegt vor allem im häufigeren Einsatz des Heizstabes für die Legionellenschaltung.

Typ	Anlage	Eigenschaften	JAZ	WNG	SNG_{TWW}	Vol. [m^3]	Temp [°C]	Heizstab
SWWP	D	S, d, Zirk	4.38	4.06	0.25	5	38	5%
	I	S, d	3.39	2.84	1.78	26	48	22%
	F	S, fix	3.24	2.63	1.58	39	55	25%
	B	N, d, Zirk	3.07	2.90	1.59	62	46	2%
LWWP	K	S, d, FWS	3.43	3.32	2.17	39	40	0%
	C	S, d	2.99	2.93	2.32	79	55	0%
	E	N, fix	2.82	2.70	2.13	66	49	16%
	A	N, fix	2.81	2.77	2.42	94	49	0%
	M	S, d	2.68	2.00	1.33	27	49	48%
	L	S, d	2.67	2.52	1.36	54	49	8%
	H	S, fix	2.52	2.22	1.53	45	50	19%
BWWP	J	S, Aussenluft	*nicht messbar*		1.25	50	56	74%
	G	S, Keller	*nicht messbar*		2.28	44	51	0%

Bild 5: Periode 09/2018-08/2019 Effizienzwerte für die Warmwasserbereitung (S = Sanierung, N = Neubau, fix = on/off Verdichter, d = drehzahlregulierter Verdichter, Zirk = Zirkulationsleitung, FWS = Frischwasserstation, Vol. = Bezogene Warmwassermenge in der Periode, Temp.= Gemittelte Vorlauftemperatur während des Bezugs, Heizstab = Anteil des Heizstabs am Gesamtstrombezug für die Warmwassererzeugung)

Der Systemnutzungsgrad liegt sowohl bei Luft-Wasser als auch bei Sole/Wasser Wärmepumpen signifikant tiefer. Hierfür gibt es verschiedene Gründe.

Die SWWP-Anlage D in der obersten, grün markierten Zeile von Bild 5 zeigt beispielsweise gut, wie sich eine Warmwasserzirkulation auf den Systemnutzungsgrad auswirken kann.

Durch das permanente Umwälzen von Warmwasser kühlt sich der Speicher rasch ab und reduziert die Effizienz der Anlage signifikant (SNG_{TWW} deutlich unter 1 obwohl der WNG>4 und der Heizstabanteil klein ist) [3].

Wie angemerkt ist eine Zirkulation des Warmwassers im Einfamilienhaus wenn immer möglich zu vermeiden. Dies kann zum Beispiel durch kurze Ausstossleitungen erreicht werden.

Weiter kann sich auch eine geringe Warmwasserbezugsmenge negativ auf den SNG_{TWW} auswirken, was ebenfalls bei der Anlage D beobachtet werden kann ($Vol. \approx 5\ m^3$). Dabei ist die bezogene Wärmemenge im Verhältnis zu den Wärmeverlusten des Speichers klein. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch bei der LWWP-Anlage M mit einem Warmwasserbezug ($Vol. \approx 27\ m^3$) [3]. Deshalb ist eine Beurteilung nur mit dem Systemnutzungsgrad mit Vorsicht zu betrachten, wenn die bezogene Warmwassermenge massiv unter der Auslegeleistung liegt.

Bei den letzten beiden Anlagen (J, G) in Bild 5 handelt es sich um Wärmepumpenboiler-Anlagen (BWWP) bei denen systemintern keine Wärmeströme gemessen werden können. Daher ist auch nur der Systemnutzungsgrad angegeben. Bei der Anlage G handelt es sich um eine kelleraufgestellte Version, die durch den höchsten Systemnutzungsgrad aller Anlagen hervorsticht. Sehr positiv wirkt sich hier die geringe Leistung bei der Aufladung aus, die zu geringen Temperaturdifferenzen im System führt.

Neben der Warmwasserbereitung ist auch ein genauerer Blick auf den Energieverbrauch der Nebenaggregate einer WP-Anlage aufschlussreich.

In Bild 6 ist der elektrischen Energieverbrauch der Anlagen aufgeschlüsselt auf die einzelnen Nebenverbraucher zu sehen [3]. Während der Energiebedarf der Pumpen (Quelle/Senke) im unteren Prozentbereich liegt, ist der Anteil für die Elektro-Heizstäbe durchaus signifikant. Besonders Anlage M sticht dabei mit einem Heizstabanteil von fast 50 % des Gesamtenergieverbrauchs hervor. Dies weil besagte Anlage das Legionellenprogramm komplett ohne Verdichter fährt.
Der sehr hohe Heizstabanteil der Anlage J indes ist durch einen Verdichterschaden begründet, weshalb nur der Heizstab eingesetzt werden konnte.

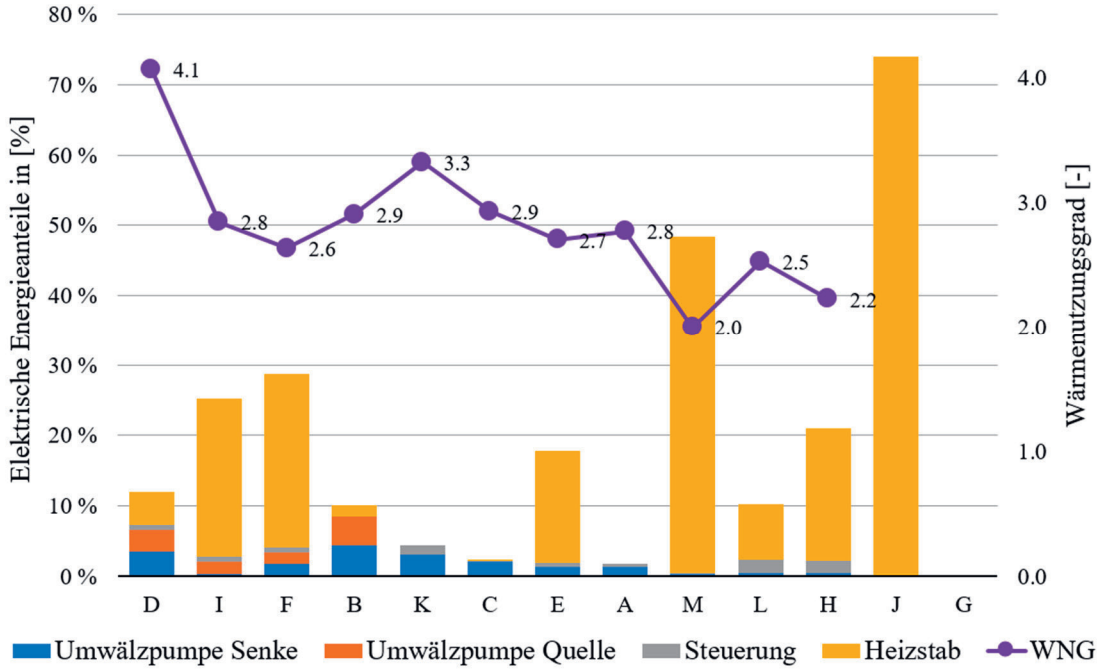


Bild 6: Elektrische Energieanteile der Nebenverbraucher

Bei den anderen Anlagen mit aktivierter Legionellenschaltung (1x wöchentlich) liegt der Heizstabanteil bei ca. 20 % bis 30 % des Gesamtstrombedarfs.
In der Praxis liegt hier noch ein signifikantes Verbesserungspotential. So ist z.B. bei den meisten Anlagen der Heizstabeinsatz für die Legionellenschaltung nicht durch die Wärmepumpe angesteuert, sondern er wird direkt mit einer Zeitschaltuhr aktiviert. Dies hat zur Folge, dass der Heizstab oft bei einem nicht voll durchgeladenen Speicher zum Einsatz kommt. Idealerweise würde erst die Wärmepumpe eingesetzt, um den Speicher so gut wie möglich vorzuwärmen, sodass der Heizstab die Temperatur nur noch geringfügig anheben muss. Dies setzt jedoch die direkte Ansteuerung durch die Wärmepumpe voraus.
Des Weiteren ist eine neuerdings oft umgesetzte Optimierung des Eigenverbrauchs von Photovoltaikanlagen durch ausschliesslichen Elektroeinsatz aus energetischer Sicht stark zu hinterfragen.
Sinnvoll dagegen ist die Zeitsteuerung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe, sodass die normale Warmwasserbereitung tagsüber erfolgt, da zu dieser Zeit die Aussentemperaturen höher liegen, was der Effizienz zugutekommt. Die Empfehlung für eine gute Legionellenschaltung ist somit: Aufheizung des Speichers mittels Wärmepumpe auf die maximal mögliche Temperatur während einer Zeit ohne Bezug (Nacht), dann Nacherwärmung mit dem Heizstab.
Optimierungsmassnahmen können nebst der täglichen Betrachtung auch aus dem Jahresverlauf bzw. dem Verlauf der Heizsaison abgeleitet werden. Bild 7 zeigt die aufgewendeten thermischen Energien (Wärme) zum Heizen und zur Warmwasserbereitung eines Sanierungsobjekts (Haushalt mit ca. 6 Personen) aus dem Jahr 2017. Da es sich um eine LWWP handelt ist der Einfluss der Aussentemperatur auf die Effizienz (JAZ) gut erkennbar. Auffallend ist der hohe Heizenergieanteil im Vergleich zur Warmwasserbereitung, weshalb klar ist, dass sich eine Optimierung Letzterer kaum lohnt. Dagegen ist auch deutlich erkennbar, dass in den Sommermonaten Juni-August geheizt wurde. Hier konnte dank einer Anpassung der Heizkurve und der Heizgrenze mit wenig Aufwand eine Senkung der Vorlauftemperatur um über 10 K erreicht werden. Dies führte zu einer Steigerung der zwischensaisonalen JAZ=2.7 (2017) auf JAZ =3.4 im folgenden Jahr (2018) [3], also um 25% worin die klimatischen Einflüsse mitberücksichtigt sind (milderer Winter).

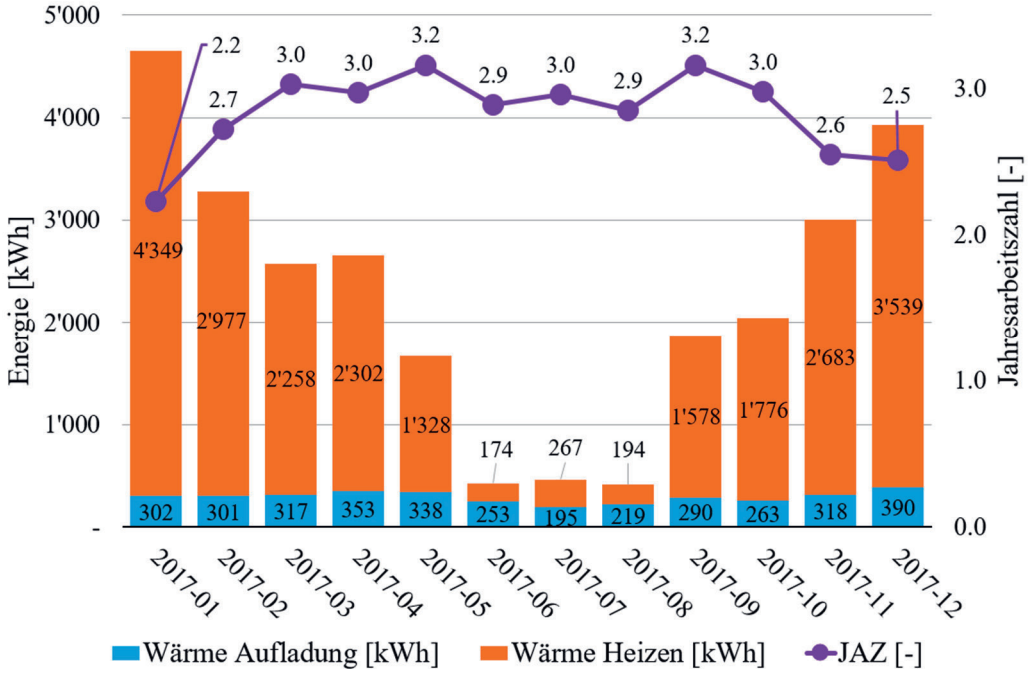


Bild 7: Jahresverlauf der therm. Energien und der JAZ eines Messobjekts

Schlussfolgerungen

Die sorgfältige Definition von Kennzahlen und insbesondere deren Systemgrenzen sind Grundvoraussetzung für aussagekräftige Ergebnisse von Feldmessstudien, wie sie zurzeit am Wärmepumpen-Testzentrum in Buchs durchgeführt werden.

Durch die Aufzeichnung von Leistungswerten anstelle von Energiewerten sind detaillierte Analysen von zeitlichen Abläufen möglich. Dies erfordert kurze Abtastintervalle (<30 s), um dynamische Prozesse adäquat abzubilden.

Der Messung der Temperatur wird wegen ihres starken Einflusses auf die Gesamtunsicherheit große Bedeutung beigemessen. Daher werden die Vor- und Rücklauftemperaturen mit einer Unsicherheit von ± 0.1K / ± 0,02 K (absolut/relativ) mit PT-100-Sensoren in Vierleitertechnik gemessen. Zusammen mit der vorherigen Kalibrierung der gesamten Feldmesseinrichtung im Labor wird eine Gesamtunsicherheit der Zielwerte (z.B. COP, JAZ) von <10 % erreicht. Natürlich erfordern diese Messgenauigkeiten eine entsprechend komplexe und teure Messeinrichtung.

Die aktuelle Studie, die inzwischen fast 20 Wärmepumpen-Anlagen im Feld umfasst, zeigt deutlich die starke Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl (JAZ) von der Vorlauftemperatur und der gewählten Wärmequelle. Daher erreichen Luft/Wasser Wärmepumpen in Neubauten eine durchschnittliche JAZ von 3.7 mit Fußbodenheizung (35 °C), während Sole/Wasser Wärmepumpen auf eine JAZ von durchschnittlich 5.7 kommen. Bei höheren Vorlauftemperaturen wie etwa 50 °C in Altbauten werden durchschnittliche JAZ-Werte von etwa 2.9 für LWWP und 4.4 für SWWP gemessen.

Kombinierte Systeme für Heizen und Warmwasserbereitung weisen aufgrund der erhöhten Vorlauftemperaturen um 3 bis 9 % niedrigere Leistungszahlen (z.B. JAZ) auf.

Weiter sind bei der Warmwasserbereitung vor allem die Warmwasserzirkulation und ein sehr tiefer Warmwasserbezugswert als mindernde Faktoren auf den Systemnutzungsgrad zu nennen.

Nach einem Untersuchungszeitraum von mehr als einer Heizperiode wurden verschiedene Optimierungspotenziale identifiziert, wie z.B. intelligente Heizkurven oder das Legionellenprogramm mit Ansteuerung durch die Wärmepumpe. Durch Anpassung der Heizkurve mittels einfacher Software-Updates konnte die Jahresarbeitszahl teilweise um 10-20 % gesteigert werden. Typische Optimierungsmaßnahmen sind:

- Anpassung der Heizkurve und der Heizgrenze.
- Ladezeit am Mittag bei Luft/Wasser-Wärmepumpen.
- Vorwärmung des Warmwassers mit dem Verdichter (vor Legionellenprogramm).
- Verbesserte Effizienz durch reduzierte Leistung des Verdichters (drehzahlvariabel) bei der Warmwasserbereitung.

Im Bereich von sanierten Gebäuden werden vor allem Sole-/Wasser Wärmepumpen empfohlen. Die aktuelle Feldstudie zeigt, dass die untersuchten Wärmepumpen insgesamt gut funktionieren, dennoch gibt es weiteres Verbesserungspotential, insbesondere bei der Warmwasserbereitung.

Danksagung

Die in diesem Bericht veröffentlichten Ergebnisse wurden in enger Zusammenarbeit mit EnergieSchweiz erzielt und finanziert. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen dieses Berichts sind allein die Autoren verantwortlich.

Nomenklatur

BFE	Bundesamt für Energie	
BWWP	Brauchwarmwasser-Wärmepumpe	
COP	Coefficient of performance (Leistungszahl)	[-]
$c_{p,w}$	Sepzifische Wärmekapazität Wasser	[J/kg-K]
$E_{Aufladung}$	Elektrische Aufnahmeenergie im Aufladebetrieb	[kWh]
EBF	Energiebezugsfläche des Gebäudes	[m^2]
$E_{ext,HS}$	Elektrische Aufnahmeenergie externer Heizstäbe	[kWh]
E_{Ko}	Elektrische Aufnahmeenergie Verdichter	[kWh]
E_{tot}	Gesamte elektrische Aufnahmeenergie des WP-Systems	[kWh]
E_{TWW}	Elektrische Aufnahmeenergie des WP-Systems bei Aufladung	[kWh]
$E_{UP,Quelle}$	Elektrische Aufnahmeenergie Umwälzpumpe Quelle	[kWh]
$E_{UP,Senke}$	Elektrische Aufnahmeenergie Umwälzpumpe Senke	[kWh]
$E_{ZP,TWW}$	Elektrische Aufnahmeenergie Zirkulationspumpe TWW	[kWh]
FAWA	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (Feldmessungsstudie CH)	
FWS	Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz	
GSM	Global System for Mobile communications	
GWB	Gesamtwärmebedarf	[kWh/m^2]
GWWP	Grundwasser/Wasser Wärmepumpe	
$HGT_{20,12}$	Heizgradtage 20, 12 °C (Heizgrenze) für Neubauten	[°C]
$HGT_{20,16}$	Heizgradtage 20, 16 °C (Heizgrenze) für Sanierungen	[°C]
ID	Identifikator	
JAZ	Jahresarbeitszahl gemäss der Definition vom BFE	[-]
LAN/WLAN	Local Area Network/Wireless Local Area Network	
LWWP	Luft/Wasser Wärmepumpe	
$\dot{m}_w$	Massenstrom wasserseitig	[kg/s]
NTB	Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, SG	
$Q_{Aufladung}$	Wärmeenergie im Aufladebetrieb (Warmwasserbereitung)	[kWh]
QH_{HWB}	Heizwärmebedarf	[kWh/m^2]
Q_{Heizen}	Wärmeenergie im Heizbetrieb	[kWh]
Q_{TWW}	Wärmeenergie der Warmwassernutzung	[kWh]
$\dot{Q}_{h,i}$	Thermische Energie, i	[kW$_{th}$]
SEPEMO	SEasonal PErformance factor and Monitoring	
SNG$_{TWW}$	Systemnutzungsgrad gemäss der Definition vom BFE	[-]
SPF$_{H1-H4}$	Seasonal performance factors nach SEPEMO Definition	[-]
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung	
SWWP	Sole/Wasser Wärmepumpe	
$T_{rücklauf}$	Rücklauftemperatur	[°C]
$T_{vorlauf}$	Vorlauftemperatur	[°C]
TWW	Warmwasser	
$TWWB$	Warmwasser-Wärmebedarf	[kWh/m^2]
$\dot{V}_w$	Volumenstrom Wasserseitig	[m^3/s]
WNG	Wärmenutzungsgrad gemäss der Definition vom BFE	[-]
WP	Wärmepumpe	
WPZ	Wärmepumpen Test Zentrum in Buchs, SG	
η_{TWW}	Wirkungsgrad der Warmwassernutzung	[-]
$\rho_w(T)$	Dichte von Wasser (Temperaturabhängig)	[kg/m^3]
ΔT	Temperatur-Differenz	[K]

Quellen

[1] Fachvereinigung Wärmepumpen FWS, «Statistik 2018,» FWS, Bern, 2019.

[2] Fachvereinigung Wärmepumpen FWS, «Statistik 2017,» FWS, Bern, 2018.

[3] M. Prinzing, M. Berthold und M. Eschmann, «Jahresbericht WP-Feldmessung 2018,» EnergieSchweiz, Bundesamt für Energie Schweiz, Ittigen, Bern, 2019.

[4] M. Erb, P. Hubacher und M. Ehrbar, «FAWA Feldanalyse von Wärmepumenanlagen,» BFE, Bundesamt für Energie, 2004.

[5] C. Arpagaus, M. Berthold und M. Eschmann , «Jahresbericht WP-Feldmessung 2017,» EnergieSchweiz, Bundesamt für Energie Schweiz, Ittigen, Bern, 2018.

[6] "SEPEMO-Build.," SEPEMO, 31 May 2012. [Online]. Available: http://sepemo.ehpa.org/. [Accessed 30 September 2019].

[7] C. P. Gleeson und R. Lowe, «Meta-analysis of European heat pump field trial efficiencies,» Elsevier, London, 2013.

[8] R. Nordman, K. Andersson, M. Axell und M. Lindahl, «Calculation methods for SPF for heat pump systems for comparison, system choice and dimensioning,» Technical Research Institute of Sweden, Sweden, 2010.

Manuel Prinzing, Matthias Berthold, Prof. Stefan Bertsch
Institut für Energiesysteme IES, NTB Buchs

Effizienz von Wärmepumpen-Anlagen Einflussfaktoren und Entwicklung bis 2050

Zusammenfassung

Dieser Bericht betrachtet für die Wärmepumpentechnologie die möglichen technischen Weiterentwicklungen und deren Potentiale sowie zusätzliche Einflussgrössen.
Im Gegensatz zu Simulationen ist diese Prognose aus real gemessenen Betriebswerten von Wärmepumpen-Feldanlagen aufgebaut. Dazu sind die Wärmepumpen in die Kategorien «Neubau», «Sanierung» und «Altbau» gemäss ihrer Vorlauftemperatur im Auslegepunkt eingeteilt. Für den Forecast bis 2050 wird eine vereinfachte lineare Hochrechnung unter Berücksichtigung des Gütegrades mit verschiedenen Szenarien verwendet.
Obwohl die möglichen Einflussgrössen auf die zukünftige Effizienz von Wärmepumpenanlagen sehr vielfältig und nicht vollständig vorhersehbar sind, können selbst im konservativsten Szenario deutliche Effizienzsteigerungen gegenüber der heutigen Technik prognostiziert werden. LW-Wärmepumpen erreichen hierbei im Altbau mit entsprechend hohen Vorlauftemperaturen Jahreseffizienzwerte von grösser vier. Im besten Szenario erreichen SW-Wärmepumpen im Neubau Effizienzwerte von neun. Es gilt zu beachten, dass diese Werte jeweils auf neuinstallierte Wärmepumpen zu beziehen sind. Sie spiegeln nicht den Gesamtbestand inklusive älterer Wärmepumpen im Feld dar.

Résumé

Ce rapport examine les développements techniques possibles, leur potentiel ainsi que d'autres facteurs d'influence dans le domaine des pompes à chaleur. Cette prévision est basée sur des valeurs de fonctionnement de pompes à chaleur mesurées sur le terrain. Les pompes à chaleur sont réparties dans les trois catégories suivantes « Construction neuve », « Rénovation » et « Construction ancienne » en fonction de leur température « aller » (température en sortie du condenseur) lors de leur conception. Pour la prévision jusqu'en 2050, une extrapolation linéaire simplifiée est utilisée tenant compte du niveau de qualité des différents scénarios. Bien que les paramètres pouvant influencer l'efficacité future des systèmes de pompes à chaleur soient très diverses et difficilement prévisibles, des améliorations significatives de l'efficacité en tenant compte de la technologie actuelle peuvent être prévues même dans le scénario le plus prudent. Les pompes à chaleur air/eau atteignent des valeurs de rendement annuel supérieur à quatre dans les bâtiments anciens ayant des températures de départ élevée. Dans le meilleur des cas, les pompes à chaleur saumure/eau des nouveaux bâtiments atteignent des valeurs de rendement jusqu'à neuf. Il est pertinent de remarquer que ces valeurs élevées sont toujours liées aux pompes à chaleur nouvellement installées et ne reflètent ainsi donc pas le résultat global.

Generelle Aussagen zu Effizienz, Entwicklungen und Erwartungen

Kältemittel

Aufgrund stetiger Verschärfung der Chemikalien-Risikoreduktions-Verordnung (ChemRRV), bedingt durch internationale Abkommen, wird eine Umstellung der verwendeten Kältemittel im Bereich der Haushaltswärmepumpen stattfinden. Es werden bereits Wärmepumpen mit Ersatzkältemitteln für die gängigen R410a und R134a angeboten, hierzu zählen u.a. R452b (M-TEC GmbH), R454C (Stiebel Eltron), R513A (Ochsner) oder R32 (asiatische Hersteller). Als weitere mögliche Alternative wird noch das neue R466A [1] betrachtet. Aus chemischer Sicht wird nun die vierte und letzte mögliche Generation an neuen Kältemitteln, die Hydrofluorolefine (HFOs) zur Marktreife entwickelt [2]. Als Alternative zu den synthetischen Mischungen bieten sich je nach Anwendungsbereich die natürlichen Kältemittel wie Propan (R290), Ammoniak (R717), Kohlenstoffdioxid (R744), und Wasser an. Der Nachteil dieser Stoffe ist die Brennbarkeit oder die Toxizität oder der beschränkte Einsatzbereich. Eine ähnliche Einschätzung findet sich auch in [3].

Der Entwicklungstrend bei den Kältemitteln wird einerseits durch die europäische F-Gas Verordnung bestimmt. Damit einhergehend werden Preissteigerungen und Lieferschwierigkeiten bei den derzeitigen Kältemitteln mit hohem GWP (Global Warming Potential) (z.B. R410a, R134a) erwartet. Andererseits hat auch die Normengebung für die Verwendung von brennbaren Kältemitteln, welche u.a. in der DIN EN 60335 geregelt und derzeit angepasst wird[1], eine grosse Bedeutung. Die Marktdurchsetzung von neuen Kältemitteln steht in der technischen Dreiecksbeziehung GWP-Effizienz-Brennbarkeit. Generell ist mit dem Wechsel des Kältemittels nicht mit einer nennenswerten Effizienzsteigerung der Wärmepumpe zu rechnen. Selbst mit technisch erweiterten Kältekreisläufen bleibt das Verbesserungspotential gering. Einige neue Kältemittel weisen sogar eine, im niedrigen einstelligen Prozentbereich schlechtere Effizienz gegenüber dem derzeitigen Marktstandard R410A auf [2], [4], [5].

Warmwasser und Legionellen

In IEA HPT Annex 46 wird die Thematik der Trinkwarmwasserbereitung und Legionellenbekämpfung detailliert betrachtet [6]. Für den zukünftigen praktischen Umgang mit der Legionellenvorbeugung wird die Gesetzgebung, insbesondere die SIA 385-1, von grösster Bedeutung sein. Planer und Installateure beziehen sich auf diese Norm und betreiben die Anlagen aus Haftungsgründen entsprechend.

Der Einfluss eines Legionellenprogramms auf den Energieverbrauch bei der Bereitstellung von Trinkwarmwasser wurde auch im MFH untersucht [7], [8]. Die eindeutige Korrelation von Legionellenschutz und Effizienzverminderung bei verschiedenen Aufladeszenarien in Mehrfamilienhäusern wurde bestätigt. Eine optimierte Betriebsweise liefert einen Wärmenutzungsgrad (WNG) von leicht über 3. Eine Betriebsweise mit konstant 60 °C und rein elektrischer Erwärmung von 50 auf 60 °C reduziert den WNG auf nur noch 2.5 [7]. Bei MFH hat zudem die vorhandene Zirkulationsleitung einen deutlichen Einfluss auf die JAZ. Durch die Rückführung der Zirkulationsleitung wird die Speicherschichtung beeinträchtigt. Dies führt zu einer permanent höheren Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe bei der Aufladung, was die JAZ_Aufladung bei einer Feldmessung um bis zu 20 % verringert hat [8]. Gleichbedeutend ist

[1] Die International Electrotechnical Commission (ICE) hat für die gewerbliche Kühlanwendung das Limit von brennbaren Kältemitteln der Klasse A3 von 150 auf 500 g und für leicht entflammbare Kältemittel der Klasse A2 und A2L auf 1200 g erhöht.

ein häufiges Nachladen des Speichers mit der Wärmepumpe, wodurch die Wärmepumpe ebenfalls auf einem höheren Temperaturniveau betrieben werden muss.

Weitere Daten bezüglich Effizienzverminderung bei der Warmwasseraufladung aufgrund einer Legionellenschaltung bei EFH werden die laufenden Feldmessungen von Wärmepumpen an der Hochschule in Buchs (NTB) im Auftrag von EnergieSchweiz liefern. Generell ist jedoch der energetische Einfluss einer Legionellenschaltung in EFH gegenüber MFH wesentlich geringer einzuschätzen [6]. Dies ist u.a. durch geringere Leitungs- und Speichervolumina sowie derzeit einfachere Vorschriften begründet. Neben der gängigen thermischen Legionellenschaltung konnte sich die chemische oder physikalische Behandlung bis dato nicht durchsetzen [9].

Die Effizienz der Trinkwarmwasserladung wird zukünftig stark von der Gestaltung der neuen Vorschriften abhängen. Bleibt das derzeitige Temperaturniveau von 50 – 60 °C bestehen, sind Effizienzsteigerungen durch technologische Verbesserungen des Gütegrades möglich. Falls es aus hygienischen Gründen zu einer Temperaturerhöhung auf 70 – 80 °C, wie z.B. in den USA kommt, wird ein Technologiesprung zu transkritischen CO_2-Wärmepumpen(boilern) erwartet. Mit dieser Technologie sind selbst bei hohe Vorlauftemperaturen Effizienzwerte wie heute üblich erreichbar [8].

Neue Energiequellen

Geothermische Wärme aus Tiefbauobjekten mit niedrigem Temperaturniveau (z.B. Tunnelbauwerke) sowie zusätzlich Betriebsabwärme zum Beispiel aus Autobahntunneln und Eisenbahnschächten bilden eine oft noch unerschlossene Wärmequelle [10]. Seewassernutzung ist bereits jetzt Stand der Technik, wird aber aktuell nur in geringem Ausmass genutzt. Deshalb möchte beispielsweise der Kanton St. Gallen gegenwärtig über die Möglichkeiten der Seewassernutzung als Wärmequelle im Bereich des Bodensee oder Walensee besser informieren [11]. Grosses Potential könnte zukünftig auch die Abwärmenutzung aus Abwasser haben. Für Deutschland wird dieses Potential auf 6 % der gesamten Gebäudewärmeversorgung geschätzt [12], [13]. Die Effizienzsteigerung gegenüber Erdsonden-WP beträgt je nach Temperaturniveau 20 – 25 % [14]. Die Schwierigkeiten bei neuen Energiequellen sind generell die niedrige bzw. nicht vorhandene Wirtschaftlichkeit und die höheren Hürden bei Planung und Bau.

Potential versprechen auch kalte Wärmenetze, sogenannte Anergienetze oder Fernwärmenetze der 4. Generation. Bei Letzteren werden zusätzliche Energiequellen (industrielle Niedertemperaturabwärme, Solarthermie oder Geothermie) dezentral auf niedrigem Temperaturniveau genutzt [13]. Mit zusätzlichen «Booster-Wärmepumpen» wird eine effiziente Temperaturerhöhung beim Wärmeverbraucher durchgeführt. Auch kann mit Wärmepumpen in einem Wärmenetz die Netzleistung für einen weiteren Ausbau durch Absenken der Rücklauftemperatur markant gesteigert werden, wie ein Fallbeispiel im IEA HPT Annex 47 [12] aufzeigt. International werden die ersten Projekte in Neubaugebieten umgesetzt, prinzipiell ist jedoch auch eine Realisierung in Bestandsquartieren denkbar [15], [16].

Die bereits intensiv erforschte Kombination von Wärmepumpen mit Solarthermie wird zukünftig durch die Kombination PV und Wärmepumpe ersetzt, da die Preise für die PV-Module noch weiter sinken werden. Ein Vorteil der PV-WP-Kombination besteht darin, dass die sonst anfallende «Überschuss-Wärme» in den Sommermonaten bei einem PV-System in das Stromnetz eingespeist werden kann. Bei den Feldmessungen «WP Monitor» vom Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE erzielen Erdreich-WP mit Solarthermie für Trinkwarmwasserunterstützung eine Effizienzsteigerung von 3 - 15 %, bei zusätzlicher Heizungsunterstützung 6 - 29 % [17]. Die Systemkomplexität bei thermischen Solaranlagen und entsprechenden hohen Investitionskosten führen oft zu einer fehlenden Rentabilität [18], [3], [19], welche in der

Schweiz noch verstärkter auftritt. Dadurch ist nicht mit einer weiteren Verbreitung zu rechnen. PVT Kollektoren mit gleichzeitiger Nutzung von Solarthermie und PV Stromerzeugung können sich aufgrund der höheren Produkt- und Installationskosten im Moment ebenfalls nicht durchsetzen.

Solarstromnutzung und SmartGrid

Das SG-Ready Label hat sich mittlerweile bei den Wärmepumpen etabliert. Jedoch bleibt festzustellen, dass dies hauptsächlich als interne Schnittstelle zu PV-Anlagen verwendet wird. Insbesondere für die Kühlfunktion bietet sich der Eigenverbrauch an, da bei hohen PV Erträgen auch die höchsten Kühllasten auftreten. Eine Ansteuerung der Netzbetreiber erfolgt meistens nur mit einer on/off Freigabe. Nach Schätzung von Herrn Kersten von der Energieagentur Nordrhein-Westfalen werden ca. 20 – 30 % der Wärmepumpeninstallationen mit einer PV-Anlage gekoppelt [13]. Weitere Entwicklungen zielen auf Cloudlösungen von SG-Ready Schaltungen ab, welche auch Schwarmintelligenz nutzen und ihre Algorithmen stetig verbessern. Der Fokus wird nicht mehr auf die Ansteuerung einzelner Wärmepumpen, sondern auf Cluster von Wärmepumpen u.a. in Nahwärmenetzen gerichtet. Hierfür müssten jedoch noch Datenschutzrichtlinien angepasst und flexiblere, attraktive Stromtarife eingeführt werden [3].

Es bleibt festzuhalten, dass die derzeit gängige Lastverschiebung in Form von überhöhten Soll-Vorlauftemperaturen und ggf. die Verwendung eines Elektro-Heizstabes zur Erhöhung des PV-Eigenverbrauchs die Effizienz des Wärmepumpensystems verschlechtert. Die Eigenstromverbrauchsquote mit angepassten Regeleinstellungen erhöht sich nach Ralf Dott dabei nur im einstelligen Prozentbereich [20]. Detailliert wird diese Thematik im IEA Annex 42, sowie als Überblick von Fischer und Madani [21] betrachtet.

Kühlen mit Wärmepumpen

Bei der Thematik Kühlen mit Wärmepumpen gilt es zwischen einer Abkühlung der Raumlufttemperatur und dem Klimatisieren mit zusätzlicher Entfeuchtung zu unterscheiden. Mit Wärmepumpen und einem Flächenkühlsystem bietet sich nur die Möglichkeit einer Absenkung der Raumlufttemperatur um wenige Grad Celsius an. Aufgrund der Klimaerwärmung ist zwar mit einer Reduktion der Heizgradtage um 13 %, jedoch gleichzeitig mit einer Erhöhung der Kühlgradtage um 57 % (für Deutschland) zu rechnen [22]. So wird die Kühlfunktion zukünftig zur Standardausstattung von Wärmepumpen zählen [3]. Systeme mit aktiver Kühlfunktion machen bereits fast 30 % im österreichischen Markt aus [10]. Die theoretischen Effizienzwerte liegen im Bereich von 3.5 bis 4 bei aktiver Kühlung mittels elektrischer Kompressionswärmepumpe, für passive Kühlung mittels Erdwärmesonde und geringem Pumpstrombedarf sind Werte bis zu 25 möglich (Berechnungsgrundlage DIN EN 14825). Gasbetriebene Sorptionskältemaschinen werden in diesem kleinen Leistungsbereich derzeit nicht verwendet [5] und werden daher in diesem Bericht nicht betrachtet.

Für EFH und MFH wird es aufgrund der Anlagenkomplexität und geringer Wirtschaftlichkeit keine verbreitete Abwärmenutzung (zum Beispiel für die Trinkwarmwasseraufbereitung) im Kühlbetrieb geben. Hierfür sind aufwändige Kältekreissystem und Anpassungen der Gebäudehydraulik notwendig. Somit bleibt dieser mögliche Zusatznutzen bzw. Effizienzsteigerung aus. Ein zukünftiger Trend kann eine integrierte Klimatisierung bei kontrollierten Wohnraumlüftungen mittels Luft/Luft Wärmepumpen im Niedrigenergiegebäude darstellen.

Gaswärmepumpe (Ad- und Absorption und Gasmotor)

Bei gasbetrieben Wärmepumpen wird zwischen klassischen Motorkompressionswärmepumpen und Sorptionswärmepumpen unterschieden. Die geringe Preisdifferenz zwischen Strom- und

Erdgaspreis in der Schweiz (im Vergleich zu anderen europäischen Ländern), sowie der erhöhte Wartungsbedarf gasmotorischer WP sind nachteilig im Vergleich zu elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen. Zudem fehlt es nach wie vor an einem Servicenetz der Hersteller von Sorptionswärmepumpen in der Schweiz. Derzeitige Anlagen werden hauptsächlich in Altbauten und Sanierungen eingesetzt [23]. Demgegenüber können in Deutschland Gassorptions-WP den elektrisch angetriebenen Wärmepumpen sowohl ökonomisch wie auch ökologisch, je nach verwendetem Strommix (z.B. hoher Kohleanteil im deutschen Kraftwerkspark), überlegen sein [24].

Bei Gassorptions-Wärmepumpen ist in den letzten Jahren eine kontinuierliche Reduktion der Heizleistung festzustellen, von 40 kW auf unter 20 kW. Dies bietet zunehmend die Möglichkeit der Verwendung in EFH und MFH. Die theoretischen JAZ der Sorptionsmaschinen betragen ca. 1.4 bei Sorptionswärmepumpen und 1.6 bei Gasmotorwärmepumpen. Insbesondere letztere haben durch die hohen Abgastemperaturen einen Effizienzvorteil bei der Warmwasserbereitung. Als Nachteil der Gassorptions-WP gegenüber elektrischen Kompressionswärmepumpen ist der geringere Nutzen der Umweltwärme zu nennen.

Auffallend ist die hohe Forschungsaktivität im Bereich der Absorptionswärmepumpen u.a. in Österreich [15] und im IEA HPT Annex 43 für brennstoffbetriebene Wärmepumpen. Somit darf in Zukunft noch eine Belebung des Marktfeldes erwartet werden, derzeit gibt es jedoch keinen Step-Change. In Verbindung mit der Power-to-Gas Technologie und der Verwendung von erneuerbarem synthetischem Gas könnte diese Wärmepumpentechnologie eine effizientere und ökologischere Alternative zu den klassischen Brennwertgaskessel darstellen. Dennoch ist in der Schweiz aus den vorher genannten Gründen auch zukünftig nicht mit grossen Verkaufszahlen im Vergleich zu klassischen Wärmepumpen zu rechnen.

Hybrid Wärmepumpe und bivalente Systeme

Ein zusätzlicher Wärmeerzeuger im System bietet die Möglichkeit einer Energieträgerflexibilität und die Reduktion von Lastspitzen durch einen zweiten Energieträger, derzeit meistens Erdgas. Die Betriebsweise kann durch die verwendeten Reglereinstellungen CO_2-, kosten- oder strommarktoptimiert angepasst werden. Durch Ausschalten insbesondere von Luft Wärmepumpen bei sehr tiefen Aussentemperaturen kann die Jahresarbeitszahl stark erhöht und der Bedarf an ggf. fossil erzeugtem Importstrom vermindert werden.

Damit bietet die Hybrid-Wärmepumpe eine Möglichkeit, dem Modernisierungsstau des Gebäudeparks entgegenzuwirken. Jedoch wird sie nur eine Zwischenlösung bis zur Sanierung des Gebäudes auf ein Niedertemperaturheizsystem darstellen [3]. Vergleichbar zu gasbetriebenen Wärmepumpen ist diese Option eher in europäischen Ländern mit günstigeren Erdgaspreisen (ökonomisch) bzw. mit hohen Emissonsfaktoren der Elektrizität (ökologisch) interessant. Jedoch muss der Produktlebenszyklus insbesondere des zweiten Wärmeerzeugers beachtet werden. Ein im Jahr 2030 installiertes System kann bis nach 2050 in Betrieb sein. Ausserdem besteht die Gefahr der Verschiebung einer Ersatzinvestition bei einem Defekt der Wärmepumpe, da (evtl. unbemerkt) nur mit dem zweiten (fossil betriebenen) Wärmeerzeuger ohne Komforteinbussen geheizt werden kann. Wegen fehlenden Rahmenbedingungen gibt es zudem keinen Anreiz für eine ökologische Betriebsweise. Gegen diese Systeme sprechen auch die zweifachen Anschluss- und Wartungskosten, sodass diese erst bei grösseren Leistungen z.B. für MFH interessant sind.

Mehrfamilienhäuser

Sole-Wasser Wärmepumpen sind im MFH bereits etabliert. Luft-Wasser Wärmepumpen sind aufgrund der Platzverhältnisse und Lärmschutzvorschriften in städtischen Bestandsgebäuden

generell eingeschränkt. Als Alternative zu einer grossen Wärmepumpe kann die benötigte Heizleistung mit mehreren kleineren Geräten kaskadiert werden. Zudem kann dadurch eine höhere Regelbarkeit und Effizienzsteigerung erreicht werden.

Eine effiziente Energiebereitstellung im MFH wird möglicherweise durch ein fehlendes WPS-Modul verhindert. Dies wird auch in einer Untersuchung bestätigt, bei welcher nur 25 % der Anlagen optimal in Betrieb sind [7]. Derzeit gibt es noch kaum bzw. wenige Effizienzwerte aus Feldmessungen von grösseren MFH. Studien von EnergieSchweiz zeigen jedoch generell höhere Umsetzungsschwierigkeiten, u.a. [25]. Auf der anderen Seite gibt es vermehrt Wärmecontracting-Angebote, wodurch die Dienstleister an einer dauerhaft hohen Systemeffizienz interessiert sind. Aktuelle Forschungsschwerpunkte im Bereich der MFH bilden IEA HPT Annex 50 und Annex 52 sowie ein momentanes Grossprojekt in Deutschland mit dem Titel «Lowex-Bestand» (www.lowex-bestand.de). Als Herausforderung im MFH bleibt der Anspruch, jeden Mieter mit seiner gewünschten Wohnraumtemperatur zufriedenzustellen. Dies führt zu einer höheren Systemvorlauftemperatur (effizienzmindernd) und einer längeren Heizperiode in der Übergangszeit [26]. Zusätzlich besteht im MFH eine verstärkte Legionellenproblematik und die Speicherdurchmischung durch die Warmwasserzirkulation. Daher ergeben sich stets hohe Ladetemperaturen ohne Nutzen eines niedrigeren Temperaturniveaus beim Ladebeginn [8]. Des Weiteren fördern die aktuell rechtlichen Bestimmungen zwischen Mieter und Vermieter keine effizientere Betriebsweise. Solange Optimierungen nicht (bzw. nur teilweise) auf die Nebenkosten umgelegt werden dürfen, gibt es kaum Anreize für den Vermieter, Effizienz- und Energieoptimierungen durchführen zu lassen. Eine Alternative könnte der Anspruch des Mieters auf eine Mindestjahreseffizienz oder einen maximalen Jahresenergieverbrauch darstellen.

Entwicklungstrends

Im Bereich der Digitalisierung wird sich der zukünftige Fokus auf die Entwicklung von sogenannten Plug&Play Reglersystemen bzw. auf selbstlernende Regelalgorithmen mit automatischer Fehlerdetektion und Optimierungsfunktion richten. Diese dienen einerseits zum Sicherstellen eines störungsfreien und effizienten Betriebs (zweitrangig) der Wärmepumpe [13], als auch zum Gegenwirken des Fachkräftemangels und somit als Unterstützung für die Servicekraft bei einem Anlagenbesuch [16]. Durch ein besseres Monitoring könnten Hersteller oder Installateure neben der Hardwaregarantie auch eine Effizienzgarantie anbieten. Dies wird von den Herstellern derzeit jedoch noch abgelehnt. Des Weiteren können sich durch die Digitalisierung neue Geschäftsmodelle, wie z.B. Effizienzcontracting oder lokale Energiebörsen entwickeln. Jedoch werden Überwachungen von Kleinanlagen derzeit aus mangelndem ökonomischem Interesse oder auch juristischen Unklarheiten weder von den Anlagenbesitzern noch von Herstellern oder Betreibern nachgefragt.

Im Bereich der Wärmepumpentechnik gilt es zwischen den Wärmepumpentypen zu unterscheiden: Bei den LW-Wärmepumpen hat sich der Fokus von der Effizienz auf die Schallthematik verlagert. Speziell die vermehrt schwierige Einbausituation und Bestimmungen in städtisch dichter Bebauung hat zur Entwicklung von speziellen Nachtabsenkprogrammen oder Schalldämmhauben geführt. Mit dieser Modifikation der Wärmepumpe entspricht das Gerät dann jedoch nicht mehr den Effizienzwerten gemäss Typenprüfung im Labor bzw. den Herstellerangaben. Die Schallthematik ist den Herstellern bekannt und seit wenigen Jahren kommen auch sehr leise Wärmepumpen ab Werk auf den Markt [27].Einen zukünftigen Trend können auch kleine, sehr effiziente Luft-Luft-Wärmepumpen in Kombination mit einer Wohnraumlüftung auf niedrigem Temperaturniveau für Niedrigenergiegebäude darstellen [15]. Mit solchen Systemen wäre auch eine einfache Klimatisierung im Sommer möglich.

Für SW-Wärmepumpen sind neue antriebslose Wärmeentzugssysteme mit geringerem oder keinem Hilfsstrombedarf für eine Effizienzsteigerung von Interesse. Mit einer CO_2 -Erdsonde nach dem Wärmerohr oder Heatpipe-Prinzip sollten sich um 0.5 bis 1.0 höhere Jahresarbeitszahlen [18] bzw. eine Gesamteffizienzsteigerung von 15 - 20 % (derzeitiges Forschungsprojekt am Institut für Energiesysteme, NTB) erreichen lassen. Aufgrund der immer dichter werdenden Nutzung von Erdsonden im städtischen Bereich sind trotz zunehmender Regeneration der Sonden sowie der aktualisierten Normengebung für Erdsonden keine höheren Quellentemperaturen für SW-Wärmepumpen zu erwarten.

Einen Effizienzsprung kann der Turboverdichter auslösen, welcher vor allem im Betrieb mit niedrigen Senkenvorlauftemperaturen die Effizienz deutlich erhöhen kann. Diese Technologie befindet sich derzeit noch für Kleinwärmepumpen im Forschungsstadium. Die nötige hochpräzise Fertigung und die daraus resultierenden höheren Produktionskosten verhindern eine rasche Markteinführung.

Für beide Wärmepumpentypen (LW und SW) zeigt sich die Marktdurchsetzung von leistungsvariablen Geräten. Mit den Feldmessungen vom WPZ im Auftrag von EnergieSchweiz können nun tatsächlich erreichte Effizienzsteigerungen bei LW-WP gegenüber on/off Geräten von bis zu 20 % im Niedertemperaturbereich bestätigt werden. Die benötigte Entwicklungsdauer einer neuen Technologie ist jedoch auch hier erkennbar, war doch die Technik und Regelung anfänglich der Markteinführung kaum effizienter als die herkömmlichen on/off Wärmepumpen [28].

Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen

Die politischen und gesetzlichen Rahmenbedingungen werden auf die zukünftige Wärmepumpentechnologie und -verwendung weiterhin einen erheblichen Einfluss haben. Die Entscheidung für ein Wärmepumpensystem wird ökonomisch und ökologisch bestimmt bleiben, weshalb die zukünftige Energiepreisentwicklung (Strom) auch einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz der eingesetzten Wärmepumpentechnologie haben wird. Komplexerer und damit teurere Kältekreissysteme können je nach Kältemittel 5 bis 10 % Effizienzsteigerung bewirken. Erst mit zukünftig höheren Energiepreisen wird es ökonomisch interessant werden, weitere Effizienzverbesserungen durchzuführen. Dies zeig sich auch bei den durchgeführten Feldmessungen. Falls der wirtschaftliche Anreiz auch zukünftig fehlt, könnte der Gesetzgeber die Massnahmen auch als Pflicht in Form von Mindestanforderungen vorschreiben. Alternativ setzt sich das Wärmepumpensystemmodul, welches in vielen Kantonen bereits Voraussetzung für eine finanzielle Förderung ist, immer weiter durch [29]. Mit diesem Modul werden ebenfalls Überprüfungen des Anlagenbetriebes im Feld vorgeschrieben und damit die Effizienz erhöht bzw. sichergestellt.

Eine zukünftige Beschränkung oder Verbot von fossilen Heizungen wird sich in vielfältiger Weise auf die Effizienz von Wärmepumpen auswirken: Eine zunehmende Marktabdeckung mit Wärmepumpen führt auch zur Verwendung dieser Technologie in ungenügend sanierten Gebäuden. Die benötigte höhere Vorlauftemperatur führt zu einem starken Effizienzrückgang. Diese negative Korrelation von Effizienz vs. Marktdurchdringung ist ebenfalls bereits detailliert prognostiziert [30]. Ein Verbot von fossilen Heizungen könnte die heutigen Förderungsmodelle für Wärmepumpen obsolet machen, wodurch ein freiwilliger Fortbestand des Wärmepumpensystemmoduls fraglich erscheinen kann. Die erreichten Effizienzsteigerungen jeder einzelnen Anlage im Betrieb mit diesem Modul würden ohne eine regulatorische Pflicht entfallen. Ohne Förderung und steigenden Energiepreisen könnten sich zukünftig vermehrt sogenannte Billig-Wärmepumpen ohne technisch effizienzsteigernde Hardware durchsetzen. Für den Endkunden bleibt eine Unterscheidung mit dem jetzigen Energielabel schwierig, da

derzeit fast sämtliche Wärmepumpen die Bestnote erhalten. Eine engere Abstufung der Effizienz könnte hier entgegenwirken. Die Umsetzung der meisten in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen technischen Massnahmen zur Effizienzsteigerung hängt direkt von den politischen und legislativen Rahmenbedingungen ab. Eine Verschärfung der Mindestvorschriften oder ähnliche Regularien sind zu erwarten.

Quantitatives Betrachtungsmodell

Mit Bild 1 sollen die möglichen und vielfältigen Einflussgrössen auf die zukünftige Effizienz von elektrisch angetriebenen Wärmpumpensystemen veranschaulicht werden. Auf einen Blick ist erkennbar, dass eine ausschliesslich positive Entwicklung der Effizienz aus unserer Sicht nicht per se gegeben ist und insbesondere, wie im vorherigen Kapitel thematisiert, den politischen Rahmenbedingungen die grösste bzw. unsicherste Bedeutung zukommt.

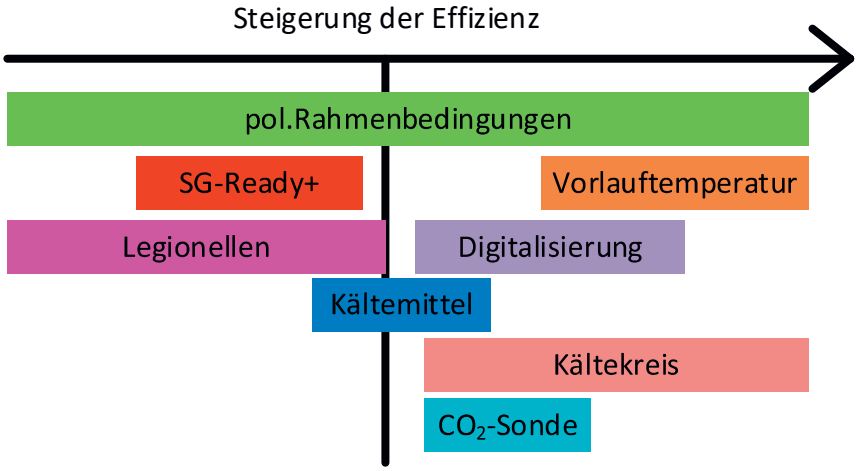


Bild 1: Einflussgrössen auf die Effizienz von Wärmepumpen

Prognose JAZ Entwicklung von Elektrowärmepumpen

Systemgrenze

Die verwendeten Systemgrenzen beziehen sich analog zu den Jahresberichten der Feldmessung von Wärmepumpen auf die Vorgaben von EnergieSchweiz.

$$JAZ+ = (Q_{Heizen} + Q_{Aufladung}) / (E_{Tot} - E_{UP_Senke} - E_{ext_HS})$$
$$WNG = (Q_{Heizen} + Q_{Aufladung}) / E_{Tot}$$

In der JAZ+ ist somit die gesamte durch die Wärmepumpe gelieferte Wärmemenge für Warmwasseraufladung und Heizung integriert, sowie der Gesamtstrombezug ohne den Strombedarf für Umwälzpumpen auf der Wärmesenkenseite oder den Stromverbrauch der elektrischen Heizstäbe. Im Gegensatz dazu wird der WNG mit dem Gesamtstrombezug berechnet

In den Auswertungen wird auch JAZ_Heizen bzw. JAZ_Aufladung für den entsprechenden Betriebsmodus berechnet. Hier kann der Energiebedarf für Steuerung und Standby während der Stillstandszeit nicht sinnvoll zugeordnet werden und wird deshalb in diesem Zeitbereich vernachlässigt. Bei den von den Betriebsmodi unabhängigen Kennwerten JAZ+ und WNG sind diese Standbyverbräuche aber enthalten. Generell sind die Abweichungen durch die Vernachlässigung bei den Betriebsmodi im unteren einstelligen Prozentbereich und somit innerhalb der Mess- und Prognosegenauigkeit. Die Systemgrenze ist damit nicht nur auf die einzelnen Komponenten begrenzt, sondern auch zeitlich bestimmt.

Methodik zur Bestimmung derzeitiger JAZ-Werte

Es werden die JAZ Werte der Wärmepumpen, aufgeteilt nach LW- und SW-Wärmepumpen mit den Messdaten der Heizsaisonen 2017/18 und 2018/19, bestimmt. Für LW-Wärmepumpen können 9 Objekte mit insgesamt 15 Messsaisonen und für SW-Wärmepumpen 7 Objekte mit 13 Saisonen ausgewertet werden.

Als erster Schritt wird für jede Anlage gemäss Bild 2 die individuelle Vorlauftemperatur im Auslegepunkt durch lineare Extrapolation der Tagesmittelwerte bestimmt. Berücksichtigt werden nur jene Tagesmittelwerte, bei welchen die Wärmepumpe mind. 1h im Betriebsmodus «Heizen» war.

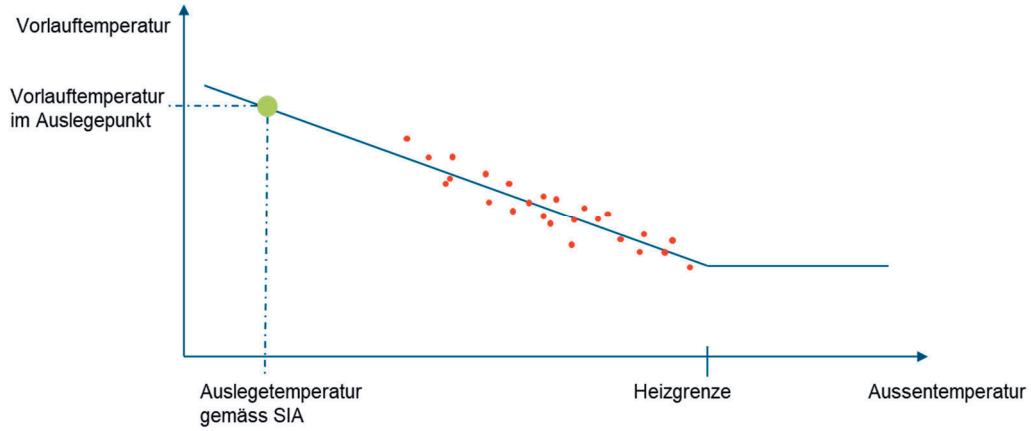


Bild 2: Bestimmung der Vorlauftemperatur im Auslegepunkt

Im zweiten Schritt wird in Bild 3 der gemessene JAZ-Wert der Wärmepumpe über die Vorlauftemperatur im Auslegepunkt des jeweiligen Objektes aufgetragen (violetter Punkt).

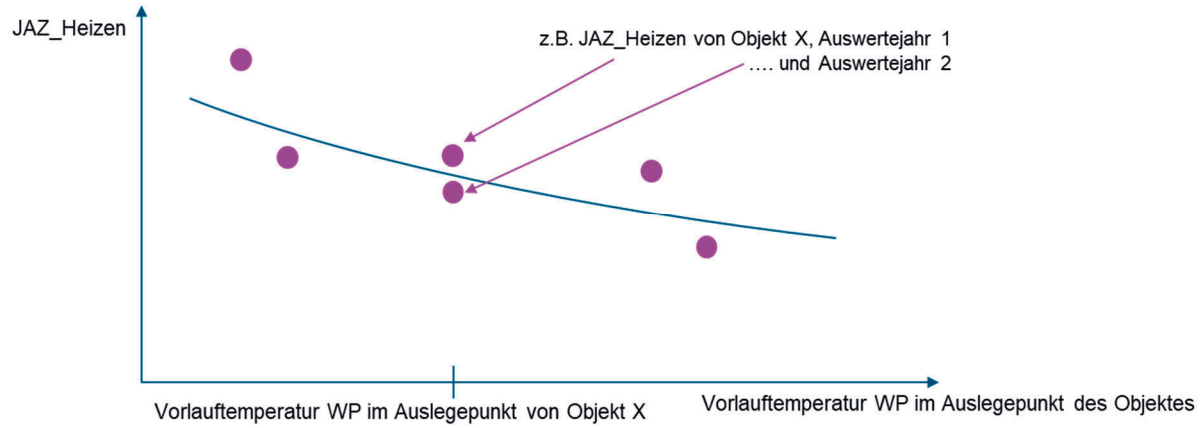


Bild 3: Ermittlung der Effizienz-Formel je Wärmepumpentyp in Abhängigkeit der Auslegevorlauftemperatur

Mit den Werten sämtlicher LW- bzw. SW-Objekte und der beiden Auswertejahre lassen sich nun Berechnungsformeln ableiten. Als Ansatz wird eine Funktion der Form $1+e^{-(T/k)}$ gewählt, da sich die JAZ-Werte bei sehr hohen Vorlauftemperaturen physikalisch dem Wert 1 annähern. Die Effizienzwerte werden je nach Wärmepumpentyp für den Heizbetrieb (JAZ_Heizen) und Gesamtbetrieb (JAZ+ = Heizen und Trinkwarmwasser) ermittelt.

Bei den Jahres-Messwerten wurden keine Objekte bzw. Saisonen berücksichtig, welche in der betreffenden Saison weniger als 250 Messtage aufweisen konnten (und somit vor dem

25. Dezember der aktuellen Saison ins Programm aufgenommen wurden). Damit soll garantiert werden, dass in den entsprechenden Kennwerten auch ein Grossteil der Heizsaison ausgewertet wurde. Eine Saison startet am 1. September des aktuellen Jahres und geht bis zum 31. August des folgenden Jahres.

Bivalentanlagen sind ausgeschlossen. Bei Objekten mit einer separaten Trinkwarmwassererwärmung, z.B. mittels Wärmepumpenboiler, wurden nur die Heiz-Kennwerte berücksichtigt. Auflade-Kennwerte und Gesamtkennwerte können hier nicht ermittelt werden, da die thermische Leistung der Aufladung bei diesen Anlagen nicht gemessen werden konnte.

Mittels der vier Berechnungsformeln für LW und SW Wärmepumpen mit den Betriebsmodi Heizen und Heizen & Trinkwarmwasser können damit die JAZ Werte für die drei Vorlauftemperaturen 35 °C im Neubau, 45 °C für Sanierung und 55 °C für Altbauten im Auslegepunkt berechnet werden. Da die JAZ_Trinkwarmwasser nicht vom Gebäudetyp bzw. von der Vorlauftemperatur abhängt, werden hier die gemessenen Jahresmittelwerte je Wärmepumpentyp verwendet, ohne Unterscheidung des Objekttyps nach «Neubau», «Sanierung» oder «Altbau».

Eine Unterscheidung zwischen EFH und MFH ist aufgrund der Feldmessobjekte derzeit nicht möglich. Die reine Effizienz der Wärmepumpe (COP-Herstellerdaten) für ein EFH mit <15 kW und für ein MFH mit >15 kW Heizleistung unterscheiden sich nach einer Prüfung der BAFA Liste nicht [31]. Bedeutende Unterschiede sind hauptsächlich in der Trinkwarmwasserbereitung, sowie in der Betriebsweise, z.B. durch eine höhere Vorlauftemperatur, zu erwarten. JAZ-Werte für MFH könnten mit einer gegebenen Vorlauftemperatur im Auslegepunkt anhand der für die EFH hergeleiteten Formeln berechnet werden.

Effizienzahlen Feldmessung Heizen und Trinkwarmwasser

In Tabelle 1 sind die ermittelten Effizienzahlen aus der Feldmessung der Heizsaisonen 2017/18 und 2018/19 aufgeteilt und nach Wärmepumpentyp und Anwendung dargestellt. JAZ Heizen und JAZ Heizen & Aufladung sind formelbasiert und je Gebäudetyp berechnet, JAZ Aufladung wird gemäss Methodik nicht nach Gebäudetyp unterschieden und beinhaltet somit gemessene Mittelwerte aller Anlagen.

WP-Typ	JAZ Heizen [-]	JAZ TWW [-]	JAZ Heizen & TWW [-]
	NEUBAU mit 35-30 °C		
LW	3.7	2.8	3.5
SW	5.7	3.2	4.9
	SANIERUNG mit 45-40 °C		
LW	3.3	2.8	3.1
SW	5.0	3.2	4.6
	ALTBAU mit 55-50 °C		
LW	2.9	2.8	2.8
SW	4.4	3.2	4.3

Tabelle 1: JAZ Werte aus den Feldmessungen der Heizsaison 2017/18 und 2018/19

Effizienz beim Kühlen

Aus den Feldmessdaten 2017/18 und 2018/19 beträgt die Gesamteffizienz inkl. aller Nebenaggregate einer aktiv kühlenden LW-Wärmepumpe im Jahresmittelwert 5.1 bis 5.4. Zwei SW-Wärmepumpen kühlen passiv, die jährliche Effizienzbandbreite ist jedoch zwischen 7.5 bis 12.8 sehr gross. Somit zeigt sich, dass mit LW-Wärmepumpen die theoretische Effizienz nach Planungsdaten in der Feldmessung überboten und beim passiven Kühlen mittels Erdsonde deutlich unterschritten wird. Sollten sich zukünftig antriebslose CO_2- Erdwärmesonden durchsetzen ist mit dieser Technologie kein passives Kühlen mehr möglich. Durch eine Weiterentwicklung der Wärmepumpentechnologie analog zu den 3 Szenarien (siehe Tabelle 3) mit Gütegraden von 0.65 bis 0.55 im Heizbetrieb kann die Kühleffizienz bis 2050 für aktive LW-Wärmepumpen mit 8 beziffert werden. Bei passiver Erdwärmekühlung ist nur die Effizienz und optimale Einstellung der Umwälzpumpen von Bedeutung. Hier sollten zukünftig Effizienzzahlen von 20 erreichbar sein.

Ermittlung WNG aus JAZ

Für eine allgemeine Bestimmung des WNG aus der JAZ sind die Systemgrenzen zu berücksichtigen. Neben den Senkenpumpen hat ein elektrischer Heizstab den grössten Einfluss auf den WNG. Bei den Feldmessungen 2017/18 und 2018/19 ist nur für die Trinkwarmwasserbereitung elektrisch nachgeheizt worden. Für den reinen Heizbetrieb ist der WNG gegenüber der Jahresarbeitszahl JAZ+ über alle Wärmepumpen um nur ca. 5 % vermindert. Tendenziell ist die Reduktion bei Neubauobjekten leicht höher als im Altbau, da der elektrische Energiebedarf für die Senkenpumpe bei einem höheren Heizwärmebedarf weniger ins Gewicht fällt.

Für die Trinkwarmwasserbereitung ohne Legionellenschaltung bzw. ohne generelle elektrische Nachladung (elektr. Energieanteil Heizstab kleiner 10 %) beträgt die Verminderung nur 4 %, bei Anlagen mit elektrischer Nachladung 18 % des Aufladeanteils. Somit wird deutlich, dass Wärmepumpensysteme bzgl. des WNG hauptsächlich durch den Einsatz des elektrischen Heizstabes für die Trinkwarmwasserladung zu unterscheiden sind.

Bei Betrachtung der Gesamt-Kennwerte (Heizen & TWW) vermindert sich der WNG um ca. 5-10 % bezogen auf die JAZ. Zu beachten ist jedoch, dass dieser Einfluss bei einem derzeitigen noch hohen Heizenergieanteil von über 75 % gilt. Wenn dieser Anteil aufgrund thermischer Sanierungen und Klimaerwärmung zukünftig abnehmen wird, nimmt der Einfluss der Aufladung zu.

Obwohl für MFH keine Messwerte aus der Feldmessung vorliegen, ist aus unserer Sicht eine Verminderung des WNG für MFH von ca. 25 % realistisch (hohe Rücklauftemperaturen durch Hochhaltung).

Methodik Forecast bis 2050

Der Forcast bis 2050 ist mit einer linearen Extrapolation berechnet. Die prognostizierten Effizienzwerte sind unterteilt in die drei angenommenen Szenarien «Worst Case» (WC), «Average Case» (AC) und «Best Case» (BC) mit den verschiedenen Gütegraden von 0.65, 0.60 und 0.55. Im Rechentool sind diese angenommenen Gütegrade für eine ggf. zukünftige Änderung anpassbar. Da weder Technologiesprünge noch geänderte Rahmenbedingungen in naher Zukunft zu erwarten sind, ist diese lineare Vereinfachung aus unserer Sicht anwendbar. Tendenziell wird die technologische Entwicklung zum Maximum hin abflachen. Dieser Effekt dürfte aber im Vergleich zu allen anderen Unsicherheiten relativ gering sein, weshalb der lineare Verlauf gewählt ist. Die zeitliche Vorhersage zukünftiger Technologiesprünge ist aus heutiger Sicht nicht möglich, da diese vor allem von den politischen Rahmenbedingungen und nicht nur den technischen Möglichkeiten geprägt sein werden. Eine Hochrechnung über 2050 hinaus wäre

sehr spekulativ und daher in unseren Augen nicht empfehlenswert. Zukünftige Effizienzgewinne sind einerseits durch eine weiterentwickelte Technologie der Wärmepumpe, verbesserte Wärmeübergangssysteme (grössere Heizflächen und eine besserer Gebäudedämmung für niedrigere Vorlauftemperaturen sowie höhere Wärmequellentemperaturen) und durch eine verbesserte Installation mit optimierter Betriebsweise (z.B. Digitalisierung und selbst optimierende Systeme) begründbar. Die Gesamteffizienz einer Wärmepumpenanlage wird des Weiteren durch das Verhältnis von Heizenergie zum Gesamtenergiebedarf inkl. Trinkwarmwasser bestimmt. So vermindert eine zukünftig verbesserte Gebäudedämmung höhere Gesamteffizienzwerte für Wärmepumpensysteme.

Derzeit wird eine Klimaerwärmung von 1 bis 2 Grad bis 2050 vorhergesagt. Dies führt bei LW-Wärmepumpen zu höheren Quellentemperaturen und bei beiden Wärmepumpentypen zu einer geringeren mittleren Vorlauftemperatur (Heizkurve). Auch kann sich speziell bei LW-Wärmepumpen die Anzahl der Abtauungen in Verbindung mit einer optimierten Technik stark reduzieren. Da es nicht möglich ist, die einzelnen Effekte auf die Effizienzentwicklung zu projizieren, sind in dieser Methodik alle Effekte im zukünftig angenommenen Gütegrad kombiniert enthalten.

Deutlich hervorzuheben bleibt die mögliche Beeinflussung der Effizienzentwicklung durch die zukünftigen politischen Rahmenbedingungen. Dieser Einfluss ist mindestens so hoch einzuschätzen wie die sonstige technische Weiterentwicklung und wird den Zeitpunkt der Umsetzung von Effizienzsteigerungsmassnahmen bestimmen.

Für die lineare Extrapolation werden die heutigen Gütegrade je Wärmepumpentyp, Gebäude und Betriebsmodus aus den Feldmessdaten berechnet und anschliessend je Szenario bis 2050 hochgerechnet. Diese Methodik basiert im Vergleich zu anderen Simulationen ausschliesslich auf Messdaten aus dem EnergieSchweiz Feldmessprogramm. Aufgrund der noch geringen Datenbasis sind gewisse Unsicherheiten gegeben. Ein Vorteil der Methode ist jedoch die sehr detaillierte Messung im Feld anstelle der Hochrechnung von Labormesswerten. Die Effizienzwerte sind für neu installierte Wärmepumpensysteme zu betrachten, sie spiegeln nicht den Mix aller Wärmepumpen im Betrieb für ein beliebiges Jahr wider. Bis 2050/60 werden die derzeit in der Feldmessung verbauten Wärmepumpen mit einer Nutzungsdauer von weniger als 20 Jahren durch mindestens zwei neuere Anlagengenerationen ersetzen werden.

Die angenommenen Gütegrade in dieser Methodik von bis zu 65 %, bezogen auf die Quellen- und Senkentemperaturen (nicht kältekreisseitig), sind zum Beispiel bereits an der 19. Wärmepumpentagung 2013 in Burgdorf von Stephan Renz mit 65 % bis 70 % Gütegrad bekräftigt worden [32]. Seine Effizienzvorgaben für 2025 können bereits heute von den besten Anlagen in den Feldmessungen nahezu erfüllt werden.

Im Rechentool ist keine Unterscheidung des Gütegrades je Szenario von LW- und SW-Wärmepumpen vorgesehen. Tendenziell sind die technischen Hürden mit Luft als Quellenmedium höher. Je nach Betrachtung und Differenzierung schlagen wir vor für LW Wärmepumpen das «Average Case» und für SW das «Best Case» Szenario zu verwenden.

Gegenüber anderen Studien, welche eine pauschale Effizienzsteigerung von 0.x % pro Jahr bis 2050 annehmen, wird nicht der physikalisch mögliche Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Temperaturhubes (Carnot-Wirkungsgrades) berücksichtigt. So nimmt Energie Trialog Schweiz für 2005-2035: 0.8 % pro Jahr Effizienzsteigerung an und für 2035-2050 0.6 % [33]. Diese Annahme mit der Unterscheidung ab 2035 erscheint für uns schwer vorhersehbar.

Effizienzzahlen 2050

Tabelle 2 zeigt die prognostizierten Effizienzwerte auf Basis der Feldmessdaten für LW- und SW-Wärmepumpen, unterteilt in die drei Gebäudekategorien Neubau, Sanierung und Altbau sowie unterschieden nach den Szenarien best-, average- und worst-case.

Zu erkennen ist der grosse Effizienzunterschied zwischen LW- und SW- Wärmepumpen hauptsächlich im Niedertemperaturbereich, da hier die höheren Quellentemperaturen verhältnismässig mehr Einfluss zeigen. Im Gegensatz dazu ist der Unterschied im Altbau geringer (viel Laufzeit bei hohen Umgebungstemperaturen der LW-Wärmepumpe). SW-Wärmepumpen mit höherer Vorlauftemperatur weisen nach den Feldmessungen einen höheren Gütegrad auf als im Niedertemperaturbereich.

Selbst mit dem vorsichtigsten Szenario mit einem angenommenen Gütegrad von 55 % sind aus unserer Sicht bis 2050 signifikante Steigerungen über die heutige Effizienz erreichbar. Die grosse Variation der Szenarien bleibt vor allem den unsicheren Entwicklungen der Rahmenbedingungen geschuldet.

	Best-Case (0.65)			Average-Case (0.60)			Worst-Case (0.55)		
	2050 Rechnung mit η= 0.65			2050 Rechnung mit η= 0.60			2050 Rechnung mit η= 0.55		
WP-Typ	JAZ Heizen [-]	JAZ TWW [-]	JAZ Heizen & TWW [-]	JAZ Heizen [-]	JAZ TWW [-]	JAZ Heizen & TWW [-]	JAZ Heizen [-]	JAZ TWW [-]	JAZ Heizen & TWW [-]
	NEUBAU mit 35-30 °C								
LW	7.0	5.3	6.8	6.5	4.9	6.3	5.9	4.5	5.7
SW	9.1	5.1	8.6	8.4	4.7	7.9	7.7	4.4	7.3
	SANIERUNG mit 45-40 °C								
LW	5.6	5.3	5.6	5.2	4.9	5.1	4.8	4.5	4.7
SW	7.2	5.1	6.5	6.6	4.7	6.0	6.1	4.4	5.5
	ALTBAU mit 55-50 °C								
LW	5.0	5.3	4.9	4.6	4.9	4.5	4.2	4.5	4.2
SW	5.3	5.1	5.2	4.9	4.7	4.8	4.5	4.4	4.4

Tabelle 2: JAZ Werte für 2050 unterteilt in die 3 Szenarien Best-Case, Average-Case und Worst-Case

Fazit

Basierend auf den Feldmessungen und den daraus abgeleiteten Berechnungen wurde eine Prognosemöglichkeit für die Effizienzentwicklung von Wärmepumpen erstellt.

Aufgrund der sehr unterschiedlichen Entwicklungsmöglichkeiten sind drei Szenarien erstellt. Die politischen und gesellschaftlichen Rahmenbedingungen sind hauptentscheidend, können heute aber nur begrenzt vorhergesagt werden. Auf technischer Seite ist noch genügend Potential für weitere Effizienzverbesserungen vorhanden. Dabei wird die Technologie der elektrisch angetriebenen Wärmepumpen in der Schweiz dominierend bleiben.

Die Entwicklung der durchschnittlich erzielten Arbeitszahlen im Feld könnte sich für einige Jahre sogar verschlechtern, da derzeit noch vermehrt Objekte mit höherer Vorlauftemperatur durch Wärmepumpen-Anlagen umgerüstet werden. Dieser Effekt kann über die Gewichtung der Szenarien für «Neubau», «Sanierung» und «Altbau» abgedeckt werden.

Danksagung

Dieser Bericht basiert aus der veröffentlichen Publikation «Ausblick auf mögliche Entwicklungen von Wärmepumpen-Anlagen bis 2050», welche von EnergieSchweiz finanziert worden ist. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen dieses Berichts sind die Autoren allein verantwortlich.

Quellen

[1] Danfoss, «Kältemittel - jetzt und in Zukunft,» 09.2018.

[2] P. A. Domanski, «Review of Refrigerants Evolution,» Valencia, 2018.

[3] Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V., Hrsg., BWP Branchenstudie 2018: Marktanalyse – Szenarien – Handlungsempfehlungen, Berlin, 2018.

[4] M. Longhini, «Next generation of refrigerants for residential heat pump systems,» Tecnico Lisboa, 09.2015.

[5] Deutsches Umweltbundesamt, «Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln,» Deutsches Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2016.

[6] O. Kleefkens, «HPT Annex 46:Task 1 Legionella and Domestic Hot Water heat pumps,» 2018.

[7] M. Roost, M. Ménard, M. Lehmann, W. Ott und B. Sitzmann, «WP-GAP: Performance Gap bei Mehrfamilienhäusern mit Wärmepumpe – die Rolle der Betreiber,» Bundesamt für Energie, Bern, 2018.

[8] B. Vetsch, A. Gschwend und S. Bertsch, «Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern,» Bundesamt für Energie, Bern, 2012.

[9] Bundesamt für Gesundheit, «Legionellen und Legionellose,» Bundesamt für Gesundheit, Köniz, 03.2009.

[10] Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, «Innovative Energietechnologien in Österreich Marktentwicklung 2018,» Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien, 2019.

[11] C. Zweili, «Mit Energie aus dem Bodensee könnte man 40 Prozent der Schweiz heizen,» *Tagblatt,* 4.11.2019.

[12] Bundesamt für Energie, «News aus der Wärmepumpen-Forschung - 24. Tagung,» Burgdorf, 27.06.2018.

[13] H. Born, S. Schimpf-Willenbrink, H. Lange, G. Bussmann und R. Bracke, «Analyse des deutschen Wärmepumpenmarktes - Bestandsaufnahme und Trends -,» Zentrum für Sonnenenergie- und Wasserstoff-Forschung Baden-Württemberg (ZSW), Bochum, 2017.

[14] FEKA-Energiesysteme AG Bad Ragaz, «Schulungsunterlagen Energie aus Abwasser,» FEKA-Energiesysteme AG Bad Ragaz.

[15] Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, «Österreichische Technologie-Roadmap für Wärmepumpen,» Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien, 08.2016.

[16] Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V., Hrsg., BWP-Branchenstudie 2015 - Szenarien und politische Handlungsempfehlungen, Berlin, 2015.

[17] Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, «„WP Monitor“ Feldmessung von Wärmepumpenanlagen,» Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, 2013.

[18] Müller, A. et al., «Systeme zur Wärmebereitstellung und Raumklimatisierung im österreichischen Gebäudebestand: Technologische Anforderungen bis zum Jahr 2050,» Wien, 12.2010.

[19] H. Drück, «Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen: WPSol,» Universität Stuttgart, Stuttgart, 2016.

[20] Bundesamt für Energie, «News aus der Wärmepumpenforschung - 25. Tagung,» Bundesamt für Energie, Burgdorf, 26.06.2019.

[21] D. Fischer und H. Madani, «On heat pumps in smart grids: A review,» ELSEVIER, 2017.

[22] The Boston Consulting Group und Prognos, «Klimapfade für Deutschland,» 2018.

[23] SVGW / VSG, «Produkteschulung erdgasbetriebener Wärmepumpen,» SVGW / VSG, 2011.

[24] FIZ Karlsruhe GmbH & Leibniz Institut für Informationsinfrastruktur, «Elektrisch anegtriebene Wärmepumpen - Aktuelle Ergebnisse aus Forschung und Feldtests,» *Energieforschung kompakt,* Nr. Themeninfo I /2013, 2013.

[25] EnergieSchweiz, «Heizungsersatz durch Luft-Wasser-Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern,» EnergieSchweiz, Bern, 2018.

[26] Bundesamt für Energie, «News aus der Wärmepumpen-Forschung - 22. Tagung,» Burgdorf, 22.06.2016.

[27] M. Eschmann, «Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung der Prüfresultate 2018,» Bundesamt für Energie, Bern, 2018.

[28] P. Hubacher und C. Bernal, «Feldmessungen an leistungsgeregelten Wärmepumpen und Warmwasser-Wärmepumpen,» Bundesamt für Energie, Bern, 2015.

[29] A. Dellios, P. Hubacher und G. Guggenheim, «Wärmepumpen-System-Modul (WPSM) Jahresbericht 2018,» EnergieSchweiz, Bern, 2018.

[30] H.-M. Henning und A. Palzer, «ENERGIESYSTEM DEUTSCHLAND 2050,» Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, 2013.

[31] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, *Erneuerbare Energien: Wärmepumpen mit Prüf- / Effizienznachweis,* Eschborn: Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, 28.06.2019.

[32] Bundesamt für Energie, «News aus der Wärmepumpen-Forschung - 19. Tagung,» Burgdorf, 26.06.2013.

[33] Verein Energie Trialog Schweiz, «Energie-Strategie 2050: Impulse für die schweizerische Energiepolitik,» Verein Energie Trialog Schweiz, Zürich.

Elliot Romano, Carolina Fraga, Pierre Hollmuller
Université de Genève

Réduction des émissions de CO_2 pour pompes à chaleur en résidentiel collectif

Résumé

Nous évaluons les émissions de CO_2 de systèmes pompe à chaleur (PAC), sur air ou sur eau souterraine, avec et sans photovoltaïque (PV) complémentaire, pour un échantillon d'immeubles résidentiels collectifs (neufs, rénovés et non rénovés) situés à Genève. La performance des systèmes est évaluée par simulation numérique. Elle est croisée avec le contenu CO_2 du réseau électrique suisse (en tenant compte à la fois de la production nationale et des importations des pays voisins), en pas de temps horaire. En effet, la demande de chaleur des bâtiments ainsi que du contenu en CO_2 du réseau affichent toutes deux une forte tendance saisonnière, si bien qu'une estimation à partir de valeurs annuelles s'avère insuffisante.

Finalement, en comparaison avec une chaudière à gaz, les deux types de PAC induisent d'importantes économies annuelles de CO_2 (air : 61 - 81% selon la méthode de comptabilisation; eau souterraine : 75% - 87%). Enfin, si le photovoltaïque peut contribuer de manière substantielle à la demande estivale en électricité, les économies additionnelles de CO_2 restent relativement marginales, en raison de la saisonnalité de la production et du contenu en CO_2 du réseau.

Zusammenfassung

Die CO_2-Emissionen von Wärmepumpensystemen wurden für eine Auswahl von Mehrfamilienhäusern in Genf untersucht. Die Auswahl umfasste neue, renovierte und nicht renovierte Gebäude, Wärmepumpen mit Luft oder Grundwasser als Wärmequelle sowie Objekte mit oder ohne ergänzende Photovoltaik. Die Leistung der Systeme wird durch numerische Simulation bestimmt. Die CO_2-Emissionen werden stündlich mit dem CO_2-Gehalt des schweizerischen Stromnetzes (unter Berücksichtigung sowohl der inländischen Produktion als auch der Importe aus den Nachbarländern) berechnet. Eine Schätzung auf der Basis von Jahreswerten wäre unzureichend, weil sowohl der Wärmebedarf der Gebäude als auch der CO_2-Gehalt des Netzes einen starken saisonalen Trend aufweisen.

Das Ergebnis zeigt, dass beide Arten von Wärmepumpen im Vergleich zu einem Gaskessel eine erhebliche jährliche CO_2-Einsparunge bewirken (Luft 61 - 81% und Grundwasser: 75% - 87%). Die Photovoltaik kann zwar einen wesentlichen Teil der sommerlichen Stromnach-frage abdecken. Die zusätzliche CO_2-Einsparung bleibt aber aufgrund der Saisonabhängigkeit der Produktion und des tieferen CO_2-Gehalts des Stroms aus dem Netz im Sommer marginal.

Introduction

Enjeu général

Un nombre croissant d'auteurs évaluent l'impact environnemental lié à l'introduction massive de pompes à chaleur (PAC), mais peu d'entre eux se penchent sur la dynamique temporelle du contenu carbone de la production d'électricité, en lien avec la demande des PAC. Par ailleurs, lorsque tel est le cas [1,2], les études en question ne prennent pas en compte l'impact des importations et des exportations d'électricité sur le contenu en carbone du mix électrique. Dans un pays comme la Suisse, qui dépend de façon importante des échanges d'électricité avec les pays voisins, cet enjeu est cependant primordial.

Contexte local

A Genève, la production de chaleur pour les bâtiments repose actuellement à 93% sur des sources fossiles. L'objectif de la politique énergétique est de réduire cette part à 66% d'ici 2035. L'une des principales contributions prévues en ce sens consiste en l'introduction massive de systèmes PAC, au niveau des bâtiments ainsi que sur les réseaux de chauffage à distance [3]. Même si les immeubles résidentiels collectifs ne constituent que 27% du parc immobilier genevois, ils représentent près de la moitié des surfaces chauffées du canton, soit 19.3 sur 40.9 millions de m^2 [4]. Environ la moitié de ces immeubles ont été construits entre 1946 et 1980 : ils ont besoin aujourd'hui d'être rénovés et présentent un fort potentiel d'économie d'énergie. Parallèlement à la réduction de la demande de chaleur via la rénovation, la réduction des émissions de CO_2 peut également être obtenue en remplaçant les combustibles fossiles par des énergies renouvelables, en particulier par des systèmes de pompes à chaleur (PAC). Toutefois, outre les questions de performance, le contenu CO_2 de l'électricité nécessaire pour faire fonctionner ces systèmes, ainsi que la complémentarité avec la production locale de PV, restent une question fondamentale.

Objectif

Dans ce contexte, nous avons précédemment réalisé une étude par simulation numérique qui compare les potentiels et les contraintes des différentes sources de chaleur exploitées par PAC, mis en œuvre dans divers types de bâtiments résidentiels collectifs situés à Genève [5]. En complément, une étude récente évalue la teneur horaire en CO_2 du mix de consommation d'électricité suisse [6], en tenant compte à la fois de la production nationale et des importations en Suisse en provenance des pays voisins.
L'objectif du présent document est de recouper ces deux études, afin d'évaluer les émissions de CO_2 de systèmes PAC, sur air ou sur eau souterraine, avec et sans PV complémentaire, pour l'échantillon de bâtiments en question.

Méthode et résultats

La partie méthodologique du document est organisée comme suit : i) présentation de l'échantillon de bâtiment et des profils de charge thermique associés ; ii) caractérisation des sources de chaleur considérées (air et eau souterraine), du schéma et de l'algorithme de simulation du système PAC, ainsi que du système PV complémentaire ; iii) caractérisation du contenu horaire en CO_2 du mix de consommation d'électricité suisse, qui est donnée pour deux approches comptables distinctes (contenu CO_2 du réseau inférieur et supérieur).

Les résultats sont analysés comme suit : i) performance des systèmes PAC, en termes de COP quotidien et SPF annuel, pour les différentes demandes de chaleur ; ii) émissions de CO_2 des systèmes PAC et comparaison avec les émissions de CO_2 d'une chaudière à gaz ; iii) effet de la production PV sur la consommation/production d'électricité, ainsi que réduction des émissions de CO_2 correspondantes.

Échantillon de bâtiment et charge thermique

Échantillon de bâtiment

La présente étude se base sur le même échantillon de bâtiments résidentiels collectifs étudié dans [5] : i) 2 bâtiments neufs, avec même demande de chauffage, mais une demande d'ECS différenciée ; ii) 3 bâtiments rénovés, dont l'un avec une demande de chauffage faible et les deux autres avec une demande de chauffage intermédiaire, mais une température de distribution différenciée ; iii) 1 bâtiment non rénové, avec une demande de chauffage élevée. Les principales caractéristiques de ces bâtiments sont résumées dans le tableau 1 (avec une demande de chauffage correspondant à une année météorologique standard). A noter que 4 des bâtiments correspondent à des études de cas réels (*New, RetBest, RetRef, NoRet*), tandis que les 2 autres sont des combinaisons de ceux-ci, en termes de demande d'ECS (*NewLow*) ou de température de distribution de chauffage (*RetAvg*).

Bâtiment	Qch	Qecs	Qdem	Tch.0
	kWh/m^2	kWh/m^2	kWh/m^2	°C
New	20.8	47.7	68.5	30
New Low	20.8	28.3	49.1	30
Ret Best	37.8	34.6	72.4	40
Ret Avg	69.3	28.3	97.6	40
Ret Ref	69.3	28.3	97.6	50
No Ret	110.0	28.3	138.3	50

Qecs, Qch, Qdem : demande annuelle d'ECS, de chauffage et totale (avec correction climatique par rapport à la météo standard).
Tch.0 : température de distribution de chauffage, pour une température météo de 0°.

Tableau 1. Échantillon de bâtiments.

La représentativité de l'échantillon est évaluée comme suit :

- Pour la demande de chauffage, la comparaison avec un benchmark du parc résidentiel collectif de Genève [4] montre que, à l'exception de *NoRet*, tous nos bâtiments se situent dans le 1er décile de leurs périodes de construction respectives, ce qui signifie qu'ils sont représentatifs des meilleurs pratiques. Le bâtiment *NoRet* se situe dans le 3ème quartile, proche du 4ème quartile, ce qui signifie qu'il est représentatif d'une enveloppe de bâtiment inférieure à la moyenne.
- Pour la demande en ECS, la comparaison avec un benchmark sur un ensemble de 61 bâtiments genevois [7] donne les résultats suivants : *New* se situe dans le 4ème quartile, parmi les valeurs les plus élevées ; *RetBest* est légèrement supérieur à la médiane ; tous les autres cas (qui par définition ont la même demande ECS) se situent dans le 2ème quartile, plus proche du 1er quartile que de la médiane.

Profils de charge thermique

Pour les besoins de la présente étude, les demandes de chaleur ci-dessus sont reportées à 2017, l'année météorologique de référence de cette étude, pour laquelle la teneur horaire en CO_2 de l'électricité est disponible (voir plus bas). Pour ce faire, nous considérons que : i) la demande d'ECS est indépendante de l'année météorologique et est donc la même que pour les données météorologiques standard ; ii) la demande de chauffage est multipliée par 1.03, le rapport entre les degrés-jours de 2017 et de l'année météorologique standard.

En accord avec [5], le profil de la demande horaire est alors défini comme suit : i) Pour l'ECS, le profil horaire se base sur les mesures d'un immeuble résidentiel collectif typique [8]. Il est ajusté par un facteur multiplicatif, de sorte que l'intégrale de la charge corresponde à la demande annuelle d'ECS du bâtiment considéré ; ii) Pour le chauffage, la charge horaire est donnée par une fonction linéaire de la température extérieure, définie par une température météo de non-chauffage (au-dessus duquel ce dernier est éteint) et une puissance thermique nominale à une température extérieure de 0°C (qui est ajustée de sorte que l'intégrale de la charge corresponde à la demande annuelle du bâtiment considéré) ; iii) La température de distribution de chauffage est donnée par une courbe de chauffe linéaire en fonction de la température extérieure, alors que la température de distribution de l'ECS est considérée constante, à 55°C.

Les limites de cette méthodologie, en particulier en termes de courbe de charge, ont été discutées en détail dans [9]. Pour le cas particulier d'un système PAC sur un bâtiment basse énergie, il a été montré que les résultats de simulation avec la demande de chaleur modélisée sont très similaires aux résultats de simulation avec la demande de chaleur mesurée, du moins au niveau du système agrégé.

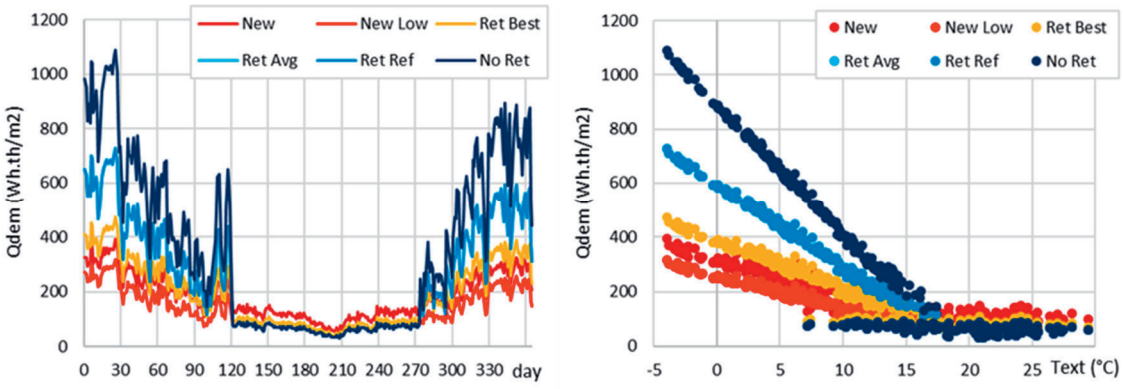


Figure 1. Demande thermique de l'échantillon de bâtiments : dynamique et relation avec la température météo (2017, valeurs journalières).

Les profils de demande thermique résultants sont présentés sur la Figure 1, en valeurs quotidiennes. Nous observons la demande d'ECS relativement constante pour une température météo supérieure à 18°C, en dessous de laquelle les demandes de chauffage de l'échantillon de bâtiment sont visibles.

Systèmes PAC et demande électrique

Sources de chaleur

L'échantillon de bâtiment ci-dessus a précédemment été utilisé pour évaluer la performance de PAC sur diverses sources de chaleur [5] : i) air ambiant ; ii) sondes géothermiques ; iii) eau du lac Léman, pompée à une profondeur de 35 m ; iv) eau du Rhône, correspondant à la couche supérieure du lac ; v) eaux souterraines peu profondes ; vi) capteurs solaires thermiques non vitrés, utilisés comme absorbeurs de chaleur pour la PAC en cas d'irradiation solaire insuffisante pour la production solaire directe.

Comme attendu, les facteurs de performance saisonniers (SPF) simulés se sont avérés être fortement liés à la température de la source de chaleur : les eaux souterraines ont donné les valeurs SPF les plus élevées (4.3 – 4.8, en fonction de la demande de chaleur du bâtiment), suivies par le Rhône (3.9 – 4.5) et le Lac (3.8 – 4.3). Les sondes géothermiques donnaient des résultats légèrement inférieurs (3.6 – 4.0), tandis que le solaire et l'air se situaient en bas de l'échelle, avec des valeurs très similaires (solaire : 2.9 – 3.5 ; air : 3.0 – 3.4).

Dans la présente étude, nous nous concentrerons sur les deux cas extrêmes : i) l'air, qui est caractérisé par une forte variabilité saisonnière et quotidienne (valeurs horaires allant de -5°C à 34°C) ; ii) les eaux souterraines, avec une température constante de 13°C.

Système PAC

Le dimensionnement du système (PAC et stocks, Figure 2) est adapté à la charge thermique maximale du bâtiment considéré [5]. Son fonctionnement obéit aux priorités suivantes :

1) Maintien du réservoir d'ECS au-dessus de 50°C (avec hystérèse de 5 K) ;
2) Couverture de la demande de chauffage, selon les priorités suivantes : a) décharge du stock ; b) activation de la PAC, l'excédent de production étant utilisé pour charger le stock ; c) chauffage électrique direct, qui n'est activé qu'en cas de demande de chauffage et ECS simultanées, sans possibilité de décharge du stock.

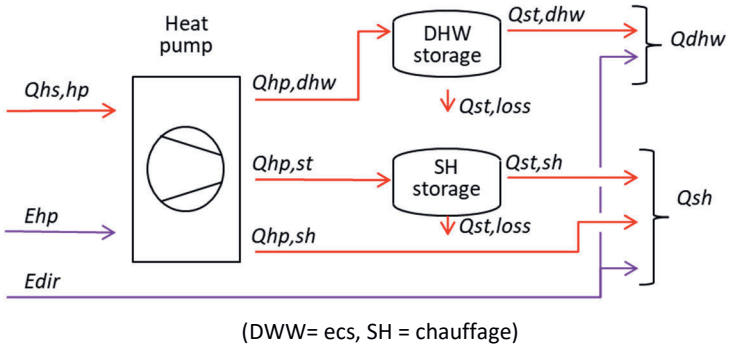


Figure 2. Configuration du système PAC et flux d'énergie associés.

Les composants sont modélisés selon des équations de bilan énergétique, qui sont intégrées dans le logiciel de simulation TRNSYS, en tenant compte des règles de priorité définies ci-dessus [9]. La PAC est caractérisée par une table de performance (fonction des températures côté évaporateur et condenseur), basé sur les données fabricant (note : dans le cas de la PAC sur air, la performance en question comprend l'électricité pour le dégivrage). Chacun des réservoirs de stockage est modélisé au moyen d'un modèle à un nœud (sans tenir compte des effets de stratification, négligeables étant donné les capacités de stockage relativement faibles),

en tenant compte des pertes de chaleur dans le local technique. Le chauffage électrique direct couvre la différence instantanée entre la demande et la production. L'électricité auxiliaire pour les pompes de circulation n'est pas prise en compte. Les résultats de la simulation ont été validés au préalable avec les valeurs mesurées d'un système de pompe à chaleur solaire, au niveau des composants et du système [9]. Afin de prendre correctement en compte la dynamique du système, la simulation est réalisée en pas de temps de 6 minutes, et les résultats sont agrégés au pas de temps horaire.

Scénario de référence avec chaudière à gaz

Comme alternative au système PAC décrit ci-dessus, et à des fins de comparaison en termes de réduction des émissions de CO_2, nous considérons également la production de chaleur par le biais d'une chaudière à gaz. Dans ce cas, la production de chaleur (y compris les pertes de stockage) est considérée équivalente à la production horaire du système PAC sur eau.

Production photovoltaïque

En complément au système PAC, nous étudions les avantages de l'ajout de panneaux photovoltaïques sur la surface de toiture disponible du bâtiment. Pour ce faire, nous considérons les deux cas suivants [5] : i) une surface de toiture disponible de 0.2 m^2 par m^2 de surface chauffée, correspondant à Genève à un immeuble "bas" (4 étages, sous l'hypothèse d'un rapport de 80% entre la surface de toiture disponible, et la surface chauffée par étage); ii) une surface de toiture disponible de 0.1 m^2 par m^2 de surface chauffée, correspondant à Genève à un immeuble "haut" (8 étages).

La production PV est basée sur un rendement de 12 % appliqué directement à l'irradiation solaire horizontale horaire globale, ce qui correspond pour la météo 2017 à une production annuelle d'électricité de 162 kWh par m^2 de PV.

Emissions de CO_2

Systèmes PAC

Dans le cas des systèmes PAC, les émissions induites sont calculées sur une base horaire, au moyen du contenu CO_2 du mix de consommation d'électricité suisse, tel qu'évalué par [6]. Cette dernière étude prend en compte à la fois la production nationale et les flux entrants en Suisse en provenance de chacun des pays voisins. Pour ce faire, elle utilise les données horaires du mix de production des différents pays européens, par type de production, ainsi que les flux transfrontaliers horaires entre eux. Sur la base de considérations d'ordre de mérite économique, relativement aux divers types de production, il prend en compte l'impact sur le mix de production additionnel dû aux importations des pays voisins.

Enfin, le contenu CO_2 du mix électrique résultant est calculée à partir de l'intensité en carbone de chaque type de production, via la base de données ecoinvent [10]. Si cette méthode est relativement simple pour la plupart des types de production (énergies renouvelables, nucléaire, fossiles), un problème spécifique concerne la production d'électricité à partir des gaz de haut fourneau en Allemagne. Bien que ces dernières ne représentent qu'une faible part de la capacité de production du marché total, elles jouent un rôle important dans la compensation des pénuries de capacité au niveau européen, pendant la période hivernale, et contribuent de manière significative aux importations suisses. A cet égard, il convient de noter que le contenu CO_2 de

l'électricité provenant des hauts fourneaux allemands est controversée, ce qui conduit à deux approches comptables distinctes : i) d'une part, ces gaz peuvent être considérés comme des "déchets" de l'industrie sidérurgique, auquel cas le contenu CO_2 correspondant est attribué à ce dernier secteur et non à la production d'électricité (contenu CO_2 inférieur) ; ii) d'autre part, au vu de considérations économiques spécifiques relatives à la décision de brûler les gaz ou de produire de l'électricité [6], on peut également soutenir que les émissions correspondantes doivent être attribuées au secteur de l'électricité (contenu CO_2 supérieur).

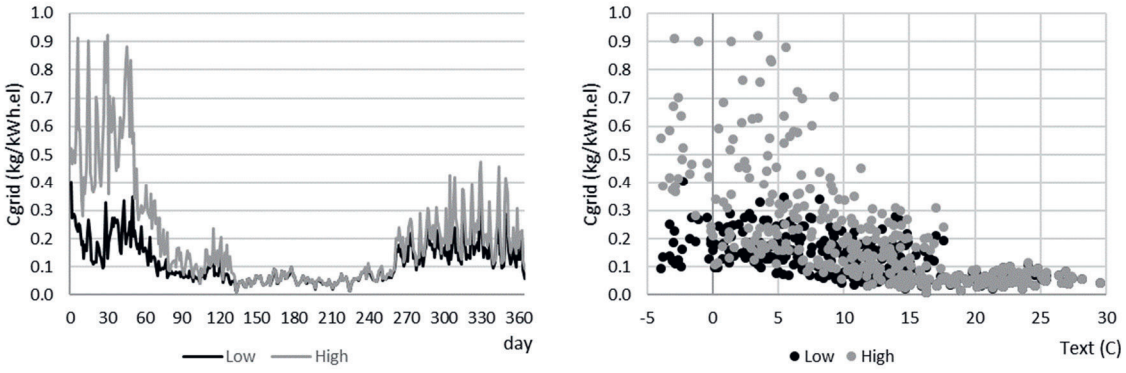


Figure 3. Contenu CO_2 de l'électricité suisse : dynamique et relation avec la température météo (2017, valeurs journalières).

Finalement, la dynamique du contenu CO_2 du réseau (année 2017) est représenté sur la Figure 3, en valeurs quotidiennes. Les deux approches comptables révèlent une forte saisonnalité, qui résulte de la saisonnalité de la production et de la demande d'électricité en Suisse et dans les pays voisins, ainsi que des importations et exportations qui y sont liées. On note en outre la question fondamentale de la méthode de comptabilisation des gaz de haut-fourneau, avec un facteur approximatif de 2 entre la moyenne annuelle résultante (contenu CO_2 inférieur : 108 g/kWh$_{el}$, contenu CO_2 supérieur : 196 g/ kWh$_{el}$).

Production photovoltaïque et chaudière à gaz

Comme pour les systèmes PAC, les émissions évitées liées à la production photovoltaïque sont calculées sur une base horaire, au moyen du contenu CO_2 horaire du réseau. Dans le cas des chaudières à gaz, les émissions sont liées directement à la chaleur produite, par le biais d'un facteur d'émission constant de 249 g/kWh$_{th}$ donné par la KBOB [11].

Résultats et discussions

Indicateurs de performance et d'émissions

Les résultats seront examinés sur la base de valeurs agrégées (au niveau journalier ou annuel) de la demande horaire de chaleur des bâtiments *Qdem* (kWht$_h$/m^2), de la demande d'électricité du système PAC *Esys* (kWhel/m2) et du contenu CO_2 du réseau *Cgrid* (kg/kWh$_{el}$).

En fonction du niveau d'agrégation temporel, la performance du système PAC sera examinée en termes de COP journalier ($kWht_h/kWh_{el}$) et de SPF annuel ($kWht_h/kWh_{el}$) :

$$COP = \frac{\sum Qdem}{\sum Esys} \quad (1)$$

$$SPF = \frac{\sum Qdem}{\sum Esys} \quad (2)$$

Les émissions seront examinées en fonction du contenu CO_2 de la demande de chaleur, *Cbld* (kg/m^2) et *Cth* ($kg/ kWht_h$), ainsi que du contenu CO_2 de l'électricité pour la PAC, *Cel* (kg/kWh_{el}). Ces indicateurs sont définis comme suit (avec un niveau d'agrégation journalier ou annuel) :

$$Cbld = \sum Esys \cdot Cgrid \quad (3)$$

$$Cth = \frac{\sum Esys \cdot Cgrid}{\sum Qdem} \quad (4)$$

$$Cel = \frac{\sum Esys \cdot Cgrid}{\sum Esys} \quad (5)$$

Performances de la PAC

La Figure 4 montre le COP journalier en fonction de la température météo. Dans le cas de la PAC sur air, le COP se situe essentiellement entre 3 et 4 lorsque la température météo est supérieure à 10°C, mais il baisse pour des températures plus basses (en raison de la température plus basse de la ressource, ainsi que du dégivrage qui en découle). Dans le cas de la PAC sur eau, le COP se situe essentiellement 3.5 et 5.5 et n'est pas aussi sensible à la température extérieure.

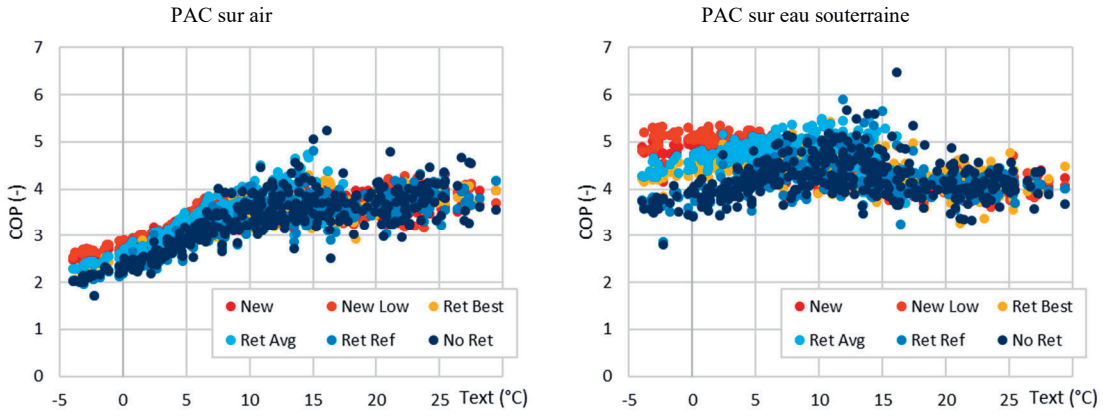


Figure 4. COP en fonction de la température météo (valeurs journalières).

Les valeurs correspondantes du SPF (non-compris électricité auxiliaire pour pompe de circulation) sont indiquées dans le Tableau 2, avec une moyenne de 3.06 pour la PAC sur air et de 4.42 pour la PAC sur eau.

Demande de chaleur et SPF		New	New Low	Ret Best	Ret Avg	Ret Ref	No Ret	Moyenne
Qdem	kWh.th/m2	67.12	47.72	69.51	92.23	92.23	129.82	
SPF air	kWh.th/kWh.el	3.24	3.26	3.10	3.11	2.83	2.80	3.06
SPF eau	kWh.th/kWh.el	4.51	4.68	4.46	4.65	4.10	4.12	4.42

air : PAC sur air ; eau : PAC sur eau souterraine

Tableau 2. Demande annuelle de chaleur et SPF associé.

Émissions de CO_2, sans PV

La Figure 5 montre les valeurs journalières de la consommation d'électricité (*Esys*, en haut) et le contenu CO_2 de la demande de chaleur, relatif au contenu CO_2 inférieur du réseau (*Cbld*, en bas). On observe une forte corrélation entre la consommation d'électricité et la température extérieure, qui suit la demande de chaleur (cf. Figure 1). Une dispersion beaucoup plus importante apparaît pour le contenu CO_2, étant donné la dispersion du contenu CO_2 du réseau (cf. Figure 3).

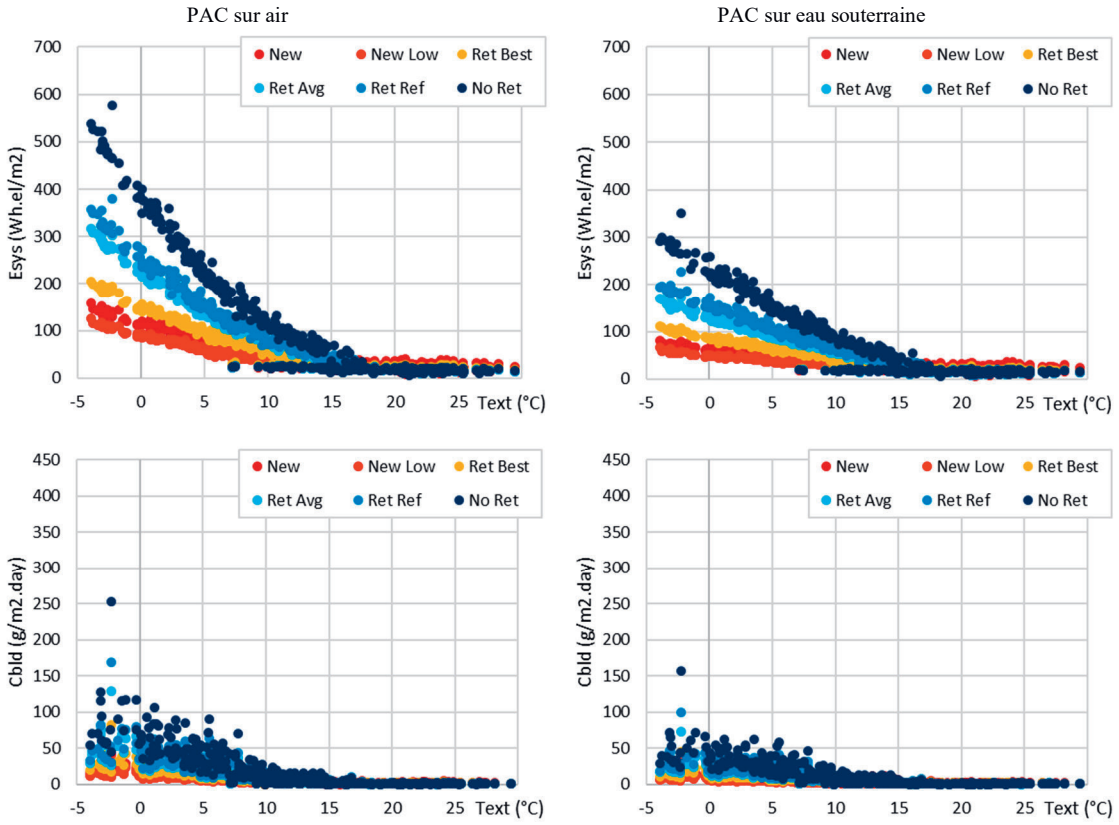


Figure 5. PAC sans PV : consommation d'électricité (Esys) et contenu CO_2 de la demande de chaleur - pour contenu CO_2 inférieur du réseau (Cbld). Valeurs journalières.

Chaudière à gaz			New	New Low	Ret Best	Ret Avg	Ret Ref	No Ret	Moyenne
Cbld		kg/m2	17.17	12.25	17.83	23.61	23.72	33.34	
Cth		kg/kWh.th	0.256	0.257	0.256	0.256	0.257	0.257	0.256

PAC (CO_2 inférieur)			New	New Low	Ret Best	Ret Avg	Ret Ref	No Ret	Moyenne
Cbld	air	kg/m2	2.79	2.03	3.28	4.63	5.19	7.54	
	eau	kg/m2	1.90	1.36	2.19	2.98	3.47	5.00	
Cth	air	kg/kWh.th	0.042	0.043	0.047	0.050	0.056	0.058	0.049
	eau	kg/kWh.th	0.028	0.028	0.031	0.032	0.038	0.039	0.033
Cel	air	kg/kWh.el	0.135	0.139	0.146	0.156	0.159	0.163	0.150
	eau	kg/kWh.el	0.128	0.133	0.140	0.150	0.154	0.159	0.144

PAC (CO_2 supérieur)			New	New Low	Ret Best	Ret Avg	Ret Ref	No Ret	Moyenne
Cbld	air	kg/m2	5.42	4.09	6.55	9.54	10.58	15.62	
	eau	kg/m2	3.55	2.58	4.26	5.98	6.89	10.07	
Cth	air	kg/kWh.th	0.081	0.086	0.094	0.103	0.115	0.120	0.100
	eau	kg/kWh.th	0.053	0.054	0.061	0.065	0.075	0.078	0.064
Cel	air	kg/kWh.el	0.262	0.280	0.292	0.321	0.325	0.337	0.303
	eau	kg/kWh.el	0.239	0.253	0.273	0.302	0.307	0.319	0.282

air : PAC sur air ; eau : PAC sur eau souterraine

Tableau 3. Chaudière à gaz et PAC (sans PV) : émissions annuelles de CO_2, pour contenu CO_2 inférieur et supérieur de l'électricité.

Les émissions annuelles de CO_2 correspondantes sont résumées dans le Tableau 3, pour le contenu CO_2 inférieur et supérieur du réseau, ainsi que pour la chaudière à gaz de référence. Le contenu CO_2 lié à la surface chauffée (*Cbld*) dépend évidemment du bâtiment considéré, alors que le contenu CO_2 lié à la demande de chaleur (*Cth*) s'avère relativement constant. Dans le cas de la chaudière à gaz, il s'élève à 256 g/kWh_{th} (soit 3 % de plus que le contenu de la chaleur à la sortie de la chaudière, voir section 5.2, en raison des pertes de stockage). En comparaison, et si l'on considère le contenu CO_2 inférieur du réseau, celui de la PAC sur air ne s'élève en moyenne qu'à 49 g/kWh_{th} (81 % d'économies par rapport à la chaudière à gaz), respectivement 33 g/kWh_{th} pour la PAC sur eau (87 % d'économies). Si l'on considère le contenu CO_2 supérieur du réseau, les valeurs sont deux fois plus élevées (air : 100 g/kWh_{th} - 61 % d'économies ; eaux souterraines : 64 g/ kWh_{th} - 75 % d'économies).

Finalement, étant donné la concomitance saisonnière de la demande d'électricité (*Esys*, cf. Figure 5) et du contenu CO_2 du réseau (*Cgrid*, cf. Figure 3), le contenu CO_2 de l'électricité pour la PAC (*Cel*) s'avère, en moyenne annuelle, nettement supérieur à la valeur du réseau. C'est le cas tant pour le contenu inférieur du réseau (*Cgrid* : 108 g/kWh_{el}; *Cel* : 150 g/kWh_{el} pour PAC sur air, 144 g/kWh_{el} pour PAC sur eau), que pour la teneur supérieure du réseau (*Cgrid :* 196 g/kWh_{el}; *Cel* : 303 g/kWh_{el} pour PAC sur air, 282 g/kWh_{el} pour PAC sur eau). Si ces résultats confirment la nécessité d'évaluer les émissions de PAC au moyen de valeurs horaires du contenu CO_2 du réseau, le contenu CO_2 annuel de l'électricité de la PAC calculé ici pourrait en principe être utilisé pour d'autres valeurs annuelles de SPF que celles considérées dans cette étude.

PV complémentaire

Dans cette section, nous analysons les performances du système combiné PAC-PV. De façon analogue à ce qui a été montré à la section précédente, la Figure 6 montre les valeurs journalières de la consommation d'électricité (*Esys*, en haut) et le contenu CO_2 de la demande de chaleur, relatif au contenu CO_2 inférieur du réseau (*Cbld*, en bas), ceci pour un système PV de 0.2 m^2 par m^2 de surface chauffée (bâtiment bas, voir section 4).

En considérant le bilan électrique du système PAC-PV (consommation PAC - production PV), et en le comparant au cas sans PV (Figure 5), on observe le déphasage saisonnier entre les deux technologies : pour des températures inférieures à 5°C, la consommation est très similaire au cas sans PV ; pour des températures supérieures à 10°C, la production PV atteint des valeurs beaucoup plus importantes que la consommation PAC, ce qui entraîne une injection PV dans le réseau (valeurs négatives de *Esys*).

Lorsque l'on considère les émissions de CO_2, la situation est tout à fait différente. En effet, alors que l'injection de PV dans le réseau entraîne des émissions de CO_2 négatives (économies), les valeurs correspondantes restent relativement faibles, puisque cela se produit lorsque le contenu CO_2 du réseau est déjà faible (cf. Figure 3).

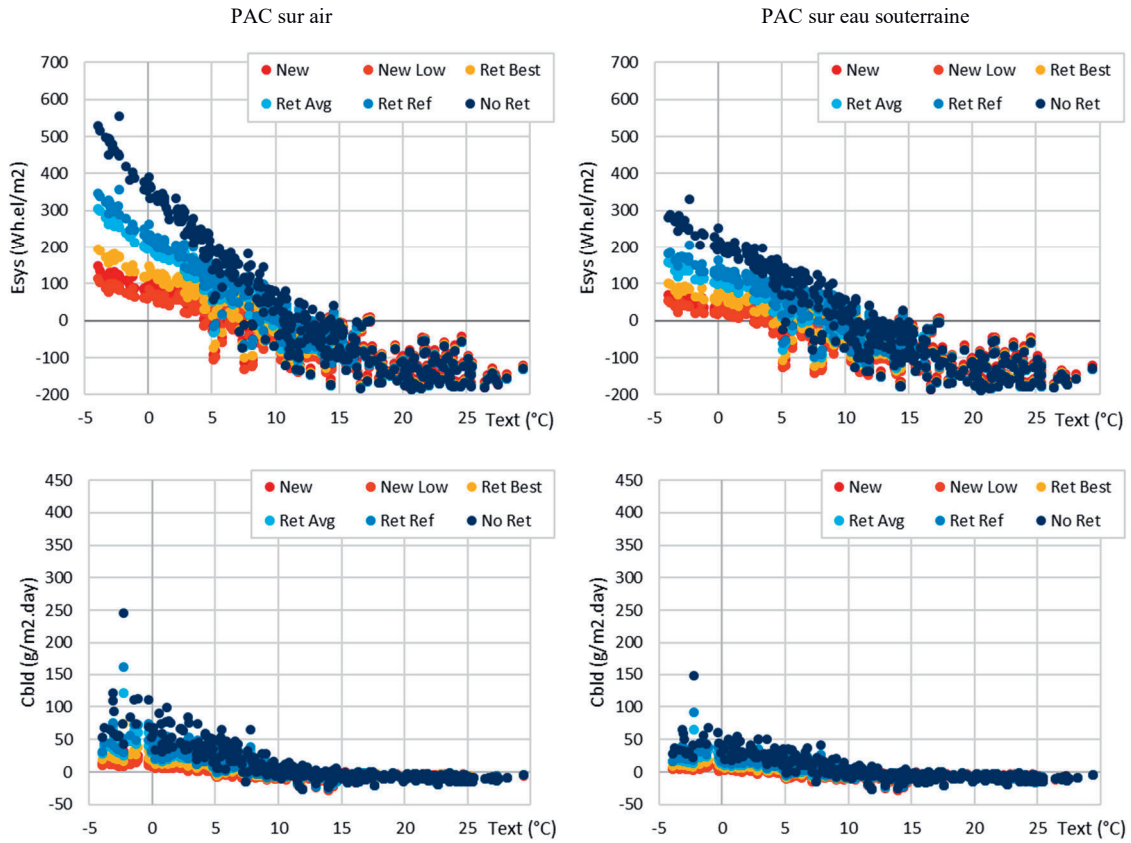


Figure 6. PAC et PV (0.2 m^2 par m^2 de surface chauffée) : consommation d'électricité (Esys) et contenu CO_2 de la demande de chaleur - pour contenu CO_2 inférieur du réseau (Cbld). Valeurs journalières.

Enfin, la Figure 7 résume les résultats de l'étude en termes de contenu CO_2 de la chaleur, relativement à la surface chauffée, pour les 3 systèmes de production (chaudière à gaz, PAC sur air, PAC sur eau) en conjonction ou non avec du PV (0.1 et 0.2 m^2 par m^2 de surface chauffée), à la fois pour le contenu CO_2 du réseau inférieur et supérieur du mix de consommation d'électricité suisse.

Dans tous les cas, le contenu CO_2 de la chaleur est fortement corrélé à la demande de chaleur du bâtiment, avec une relation linéaire entre les deux. Comme nous l'avons déjà souligné, le contenu CO_2 des PAC est toujours inférieur à celle de la chaudière à gaz. Enfin, si le photovoltaïque peut contribuer de manière substantielle à la demande de chaleur estivale, les économies annuelles de CO_2 qu'il permet de réaliser restent relativement marginales. Ce n'est que dans le cas des bâtiments à faible demande de chaleur (< 90 kWh_{th}/m^2), et en particulier de bâtiments bas (0.2 m^2 de PV par m^2 de surface chauffée), que le contenu en CO_2 du système combiné PAC-PV conduit, en valeur annuelle, à des bâtiments à contenu CO_2 positif (sans toutefois tenir compte d'autre consommation électrique que celle de la PAC).

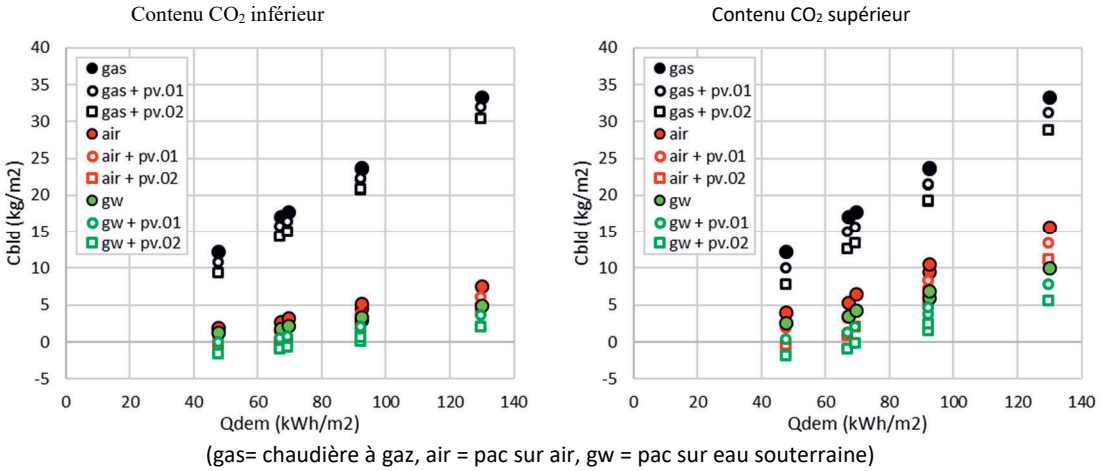


Figure 7. Chaudière à gaz et PAC, avec et sans PV : émissions annuelles de CO_2 de la chaleur - pour contenu CO_2 inférieur et supérieur du réseau.

Conclusions

Cette étude évalue les émissions de CO_2 de systèmes PAC sur air et sur eau souterraine, avec et sans PV complémentaire, pour un échantillon de bâtiments résidentiels collectifs (neufs, rénovés et non rénovés) situés à Genève. La performance des systèmes est évaluée par simulation numérique en pas de temps horaire, et est croisée avec la teneur horaire en CO_2 du mix électrique suisse (en tenant compte à la fois de la production nationale et des importations des pays voisins).

Cette évaluation est effectuée au moyen de deux approches comptables distinctes : i) le contenu CO_2 inférieur du réseau, qui considère que l'électricité provenant des hauts fourneaux allemands est exempte de CO_2 (le contenu CO_2 correspondant étant attribué à l'industrie sidérurgique) ; ii) le contenu CO_2 supérieur du réseau, pour laquelle les émissions correspondantes sont attribuées au secteur de l'électricité.

Les principaux résultats sont les suivants :

- Sur l'ensemble de l'échantillon des bâtiments considérés, le SPF annuel est en moyenne de 3.06 pour la PAC sur air, et de 4.42 la PAC sur eau (sans compter l'électricité auxiliaire pour les pompes de circulation).
- Dans les deux cas, la consommation journalière d'électricité, qui suit la demande de chaleur, est fortement liée à la température météo. Une dispersion beaucoup plus importante apparaît pour le contenu CO_2, de la chaleur, étant donné la dispersion du contenu CO_2 du réseau.
- Lorsqu'on les compare avec celles d'une chaudière à gaz, les émissions des PAC entraînent des économies annuelles de CO_2 très importantes, du moins pour le contenu CO_2 inférieur du réseau (PAC sur air : 81 % d'économies ; PAC sur eau : 87 % d'économies). Ces économies sont quelque peu réduites si l'on considère le contenu CO_2 supérieur du réseau (air : 61 % ; eau : 75 %).
- Etant donné la concomitance saisonnière de la demande d'électricité et du contenu CO_2 du réseau, le contenu CO_2 de l'électricité pour la PAC s'avère, en moyenne annuelle, nettement supérieur à la valeur du réseau. C'est le cas tant pour le contenu inférieur du réseau (réseau : 108 g/kWh$_{el}$; PAC sur air : 150 g/kWh$_{el}$; PAC sur eau : 144 g/kWh$_{el}$), que pour la teneur supérieure du réseau (réseau : 196 g/kWh$_{el}$; PAC sur air : 303 g/kWh$_{el}$; PAC sur eau : 282 g/kWh$_{el}$).
- Bien que le photovoltaïque puisse contribuer de manière substantielle à la consommation électrique des PAC en été, les économies annuelles de CO_2 qui en découlent restent relativement marginales. En effet, pour des températures inférieures à 5°C, la consommation électrique est très similaire à celle sans PV ; pour des températures supérieures à 10°C, la production PV atteint des valeurs beaucoup plus importantes que la consommation de PAC, ce qui entraîne l'injection de PV dans le réseau, mais les économies de CO_2 correspondantes restent relativement faibles puisque cela se produit lorsque le contenu CO_2 du réseau est déjà faible.

Enfin, il convient de souligner que ces résultats sont basés sur une simulation numérique, qui suppose des conditions optimisées d'intégration et de contrôle des PAC, et ne tient pas compte de l'électricité auxiliaire des pompes de circulation.

Remerciements

Cette recherche a été cofinancée par la Innosuisse dans le cadre des projets SCCER FEEB&D et SCCER CREST.

Références

[1] P.J. Luickx et al. : Influence of massive heat-pump introduction on the electricity-generation mix and the GHG effect: Comparison between Belgium, France, Germany and The Netherlands, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008, 12, 2140-2158.

[2] A.M. Brockway et al. : Emissions reduction potential from electric heat pumps in California homes, The Electricity Journal, 2018, 31, 44-53.

[3] L. Quiquerez et al. : The role of district heating in achieving sustainable cities: comparative analysis of different heat scenarios for Geneva, 2017, 116, 78-90.

[4] J. Khoury : Rénovation énergétique des bâtiments résidentiels collectifs: état des lieux, retours d'expérience et potentiels du parc genevois, PhD thesis, University of Geneva, 2014.

[5] C. Fraga et al. : Heat pump systems for multifamily buildings: Potential and constraints of several heat sources for diverse building demands, Applied Energy, 2018, 225, 1033-1053.

[6] E. Romano E. et al. : Real-time carbon emission due to electricity consumption - a marginal approach for an open economy. The case of Switzerland, Université de Genève, Switzerland, submitted paper, 2019.

[7] L. Quiquerez : Analyse comparative des consommations de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire estimées à partir de relevés mensuels: Etude sur un échantillon de bâtiments résidentiels collectifs alimentés par un réseau de chaleur à Genève, Université de Genève, 2017.

[8] J.-M. Zgraggen : Bâtiments résidentiels locatifs à haute performance énergétique: objectifs et réalités, PhD thesis, University of Geneva, 2010.

[9] C. Fraga et al. : Solar assisted heat pump system for multifamily buildings: Towards a seasonal performance factor of 5? Numerical sensitivity analysis based on a monitored case study, Solar Energy, 2017, 146, 543-564.

[10] R. Frischknecht et al. : The ecoinvent database system: a comprehensive web-based LCA database, Journal of Cleaner Production, 2005, 13, 1337-43.

[11] KBOB, Empfehlung Ökobilanzdaten im Baubereich 2009-1-2016. Koordinationskonferenz der Bau- und Liegenschaftsorgane der öffentlichen Bauherren, Bundesamt für Bauten und Logistik, Schweiz, 2016.

Nomenclature

Acronymes

ECS	eau chaude sanitaire
PAC	pompe à chaleur
PV	photovoltaïque

Symboles

COP	coefficient de performance (kWh_{th}/kWh_{el})
Cbld	contenu CO_2 de la chaleur, relatif à la surface chauffée (kg/m^2)
Cel	contenu CO_2 de l'électricité pour la PAC (kg/kWh_{el})
Cgrid	contenu CO_2 du réseau électrique (kg/kWh_{el})
Cth	contenu CO_2 de la chaleur (kg/kWh_{th})
Esys	électricité du système (kWh_{el}/m^2)
Qdem	demande de chaleur du bâtiment (kWh_{th}/m^2)
Qecs	demande d'ECS (kWh_{th}/m^2)
Qch	demande de chauffage (kWh_{th}/m^2)
SPF	facteur saisonnier de performance (kWh_{th}/kWh_{el})

Dr.-Ing. Marek Miara
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE

Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern, Lösungsvorschläge international (IEA HPT Annex 50)

Zusammenfassung

Der Einsatz von Wärmepumpensystemen in Mehrfamilienhäusern ist möglich und bereits praktiziert. Viele Beispiele aus mehreren Ländern unterstreichen dies. Trotzdem zeigt sich noch kein breiterer Einsatz dieser Lösung für die Wärmeversorgung. Gründe dafür sind sowohl administrativer als auch technischer Natur.

In Rahmen des IEA HPT Annexes 50 „Heat Pumps in Multi-Family Buildings for space heating and DHW" (Projekt des Heat Pumping Technologies Collaboration Programme der Internationalen Energie Agentur) wurde ein Konzept erstellt, um die möglichen Lösungsvarianten von Wärmepumpensystemen in Mehrfamilienhäusern auf einer übergeordneten Ebene zu kategorisieren. Als Ergebnis werden sieben „Lösungsgruppen" vorgestellt. Parallel wurden Praxisbeispiele aufgesucht und auf einer standardisierten Art und Weise beschrieben. Alle Beispiele stehen auf der Annex-Webseite https://heatpumpingtechnologies.org/annex50/case-studies/ zur Verfügung.

Summary

The use of heat pump systems in apartment buildings is possible and already practiced. Many examples from several countries underline this. Nevertheless, there is still no evidence of a wider use of this solution for heat supply. The reasons for this are both administrative and technical.

Within the framework of the IEA HPT Annex 50 „Heat Pumps in Multi-Family Buildings for space heating and DHW" (project of the International Energy Agency Heat Pumping Technologies Collaboration Programme) a concept was developed to categorize the possible solution variants of heat pump systems in multi-family buildings on a higher level. As a result, seven "solution groups" are presented. In parallel, practical examples were searched for and described in a standardized way. All examples are available on the Annex website https://heatpumpingtechnologies.org/annex50/case-studies.

Einführung

Der Gebäudesektor spielt in jedem Land eine bedeutende Rolle für den Energieverbrauch. Neben der Stromerzeugung und dem Transportsektor ist er der wichtigste Sektor in Bezug auf die Emission von Treibhausgasen. Die massive Reduktion der $CO_{2,eq}$-Emissionen von Gebäuden und die langfristige Erreichung eines klimaneutralen Gebäudesektors können daher als untrennbar miteinander verbunden betrachtet werden.
Neue Wohngebäude werden oft mit einer Hülle und einem Heizsystem gebaut, die auf einen niedrigen Energieverbrauch ausgerichtet sind und ein Potenzial für den Einsatz von Technologien für erneuerbare Energien, wie z.B. Wärmepumpen, aufweisen. Bei Mehrfamilienhäusern ist die Herausforderung, Wärmepumpentechnologien und erneuerbare Energien einzusetzen, komplexer. Die Eigentumsverhältnisse bei Mehrfamilienhäusern variiert zwischen den Mitgliedsländern des IEA-HPT-TCP (Heat Pumping Technologies Collaboration Programme der Internationalen Energie Agentur). Während in einigen Ländern Mehrfamilienhäuser (MFH) häufig im Besitz lokaler Städte, Gemeinden oder Wohnungsbaugesellschaften sind, ist das Eigentum eines Gebäudes in anderen Ländern auf Wohnungseigentümer aufgeteilt.

Bei Mehrfamilienhäusern sind unterschiedliche wärmetechnische Aspekte von Bedeutung. Erstens variiert der Anteil des Warmwasserbedarfs am Gesamtwärmebedarf aufgrund unterschiedlicher Baustandards sowie unterschiedlicher klimatischer Bedingungen. Zweitens wird das Temperaturniveau des Heizsystems außer vom energetischen Gebäudezustand und dem Standort auch durch das installierte Wärmeübertragungssystem beeinflusst. Der Umgang mit der Vielfalt der Wärmebedarfscharakteristik ist eine wichtige Herausforderung auf dem Weg zu einer breiteren Verbreitung von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern.

Im Rahmen vom IEA HPT Annex 50 „Heat Pumps in Multi-Family Buildings for space heating and DHW“ haben sich 8 Länder darunter Deutschland, Österreich, Frankreich, Italien, UK, Holland, Dänemark und die Schweiz zusammengeschlossen, um Lösungsvorschläge von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern zu erarbeiten.

Allgemeine Analyse in den teilnehmenden Ländern

Die Analyse der Mehrfamilienhäuser in den teilnehmenden Ländern zeigt einige interessante Gemeinsamkeiten. Die Anteile von EFH und MFH sind von Land zu Land recht ähnlich: zwischen 45 % und 50 % der Wohnungen befinden sich in Mehrfamilienhäusern. In fast allen Ländern bestehen die meisten Mehrfamilienhäuser aus weniger als 10 Wohnungen, im Durchschnitt 6 bis 8. In allen Ländern, mit Ausnahme Dänemarks, ist der Bestand an Mehrfamilienhäusern fast zu gleichen Teilen zwischen Eigentümern der Wohnungen und Mietern verteilt, mit einer leichten Mehrheit der Eigentümer. In neu gebauten Mehrfamilienhäusern ist der Anteil der Wohnungseigentümer (Stockwerkeigentümer) tendenziell höher als in Bestandsgebäuden.

In mehreren teilnehmenden Ländern ist Erdgas der Hauptenergieträger für die Beheizung von Mehrfamilienhäusern. Dänemark bildet eine Ausnahme mit einem hohen Anteil von Fernwärme. In Frankreich spielt die Elektrizität eine große Rolle, in der Schweiz bildet Heizöl als Hauptenergieträger die Ausnahme (Bild 1).

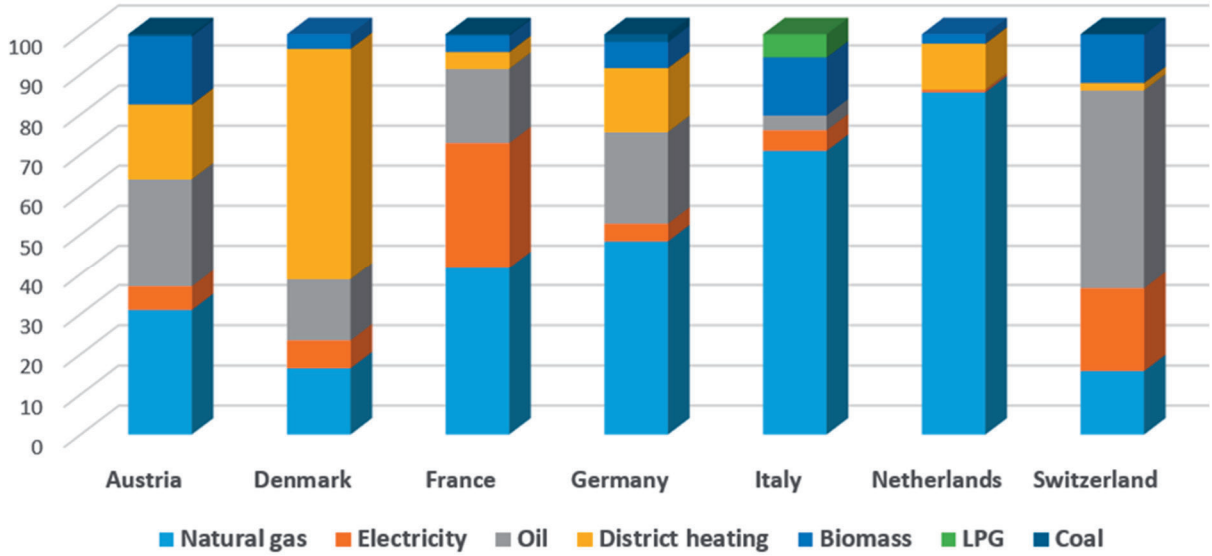


Bild 1: Die Energieträger für die Beheizung von Mehrfamilienhäusern in unterschiedlichen Ländern

In allen teilnehmenden Ländern steigt der Anteil der Wärmepumpen in Einfamilienhäuser rasch an. In einigen Ländern, wie Frankreich und Deutschland, sind Wärmepumpen das am meisten eingebaute Heizsystem in neu gebauten Häusern mit einem Anteil von rund 50% oder mehr.

Bei Mehrfamilienhäusern ist die Entwicklung deutlich langsamer. Ihr Anteil steigt mehr oder weniger schnell in allen Ländern an. Während der Anteil in einigen Ländern - wie Frankreich und Italien – weiterhin niedrig ist, liegt der Anteil der Wärmepumpen in MFH-Neubauten in Deutschland und Österreich bei mehr als 20%. Im Gebäudebestand machen Wärmepumpen trotzdem nur wenige Prozent unter den Heizsystemen aus.

Barrieren für Wärmepumpen in MFH

Mehrere Hindernisse behindern eine nachhaltige Entwicklung von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern in den teilnehmenden Ländern. Einige von diesen Aspekten sind in allen Ländern gleich, andere sind individueller.

Als gemeinsame Barrieren können wir zunächst die Kapitalkosten von Wärmepumpenlösungen nennen, die höher sind als die von eher klassischen Technologien wie Gasheizkesseln.

Zwei weitere gemeinsame Haupthindernisse sind technischer Natur.

Die erste Schwierigkeit betrifft den Zugang zu den Wärmequellen in einer städtischen Umgebung. Die hohe Bebauungsdichte und die Regeln der architektonischen Integration setzen dem Zugang zur Außenluft oder zum Boden als Wärmequelle der Wärmepumpe harte Grenzen.

Das zweite technische Hindernis betrifft die Eignung von zentralen Wärmepumpensystemen für bestehende MFH. In den meisten teilnehmenden Ländern ist die Marktverfügbarkeit von Wärmepumpengeräten, die Wasser mit hoher Temperatur (65°C) und/oder hoher Leistung (> 50 kW) liefern können, (noch) recht gering. Deswegen ist es nicht immer einfach, eine Wärmepumpenlösung für den Ersatz eines zentralen fossilen Heizkessels zu finden.

Überblick über die Lösungsgruppen

Es gibt zahlreichen Methoden, die Lösungen von Wärmepumpensystemen für Mehrfamilienhäuser zu differenzieren und gruppieren. Die Methoden unterscheiden sich hinsichtlich der zu betrachtenden Gesichtspunkte (dem „Blickwinkel“) und der Detailtiefe: (a) Berücksichtigung eines Aspektes vs. mehrere Aspekte, b) nur Hauptgruppe vs. Untergruppen, u.a.m. Die Berücksichtigung einer Vielzahl von Unterscheidungskriterien führt zu einer mehrdimensionalen Matrix, die sehr umfangreich aber möglicherweise nicht übersichtlich ist. Im Rahmen des Annex 50 wird eine einfache und übergreifende Gruppierung und Darstellung erarbeitet. Die starke Vereinfachung führt naturgemäss zu Unvollständigkeit. Das Resultat umfasst sieben „Lösungsfamilien“, welche die allgemeinen Typen der Lösungsmöglichkeiten von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern repräsentieren und in schematischen Zeichnungen dargestellt werden. Jede „Familie“ besteht aus mehreren „Familienmitgliedern“, welche verschiedene Varianten der Hauptlösung darstellen.

Die „Familien“ werden in einer „Matrix“ mit Anwendungsfällen (Gebäudestand, u.a.) zusammengeführt. Die "Familienmitglieder" anhand von hydraulischen Grundkonzepten und einer kurzen Charakterisierung beschrieben und durch konkrete Praxisbeispiele ergänzt.

Die verwendete Systematisierung sieht – in den meisten „Familien“ – keine Spezifikation der Wärmequelle vor. Die Art der Wärmeübergabesystems wurde ebenfalls in den meisten Fällen nicht spezifiziert. Es kann sich sowohl um Flächensysteme (Fussbodenheizung) als auch „konventionelle“ Lösungen wie Radiatoren handeln.

Die „Lösungsfamilien“ sind in dem Bild 2 dargestellt.

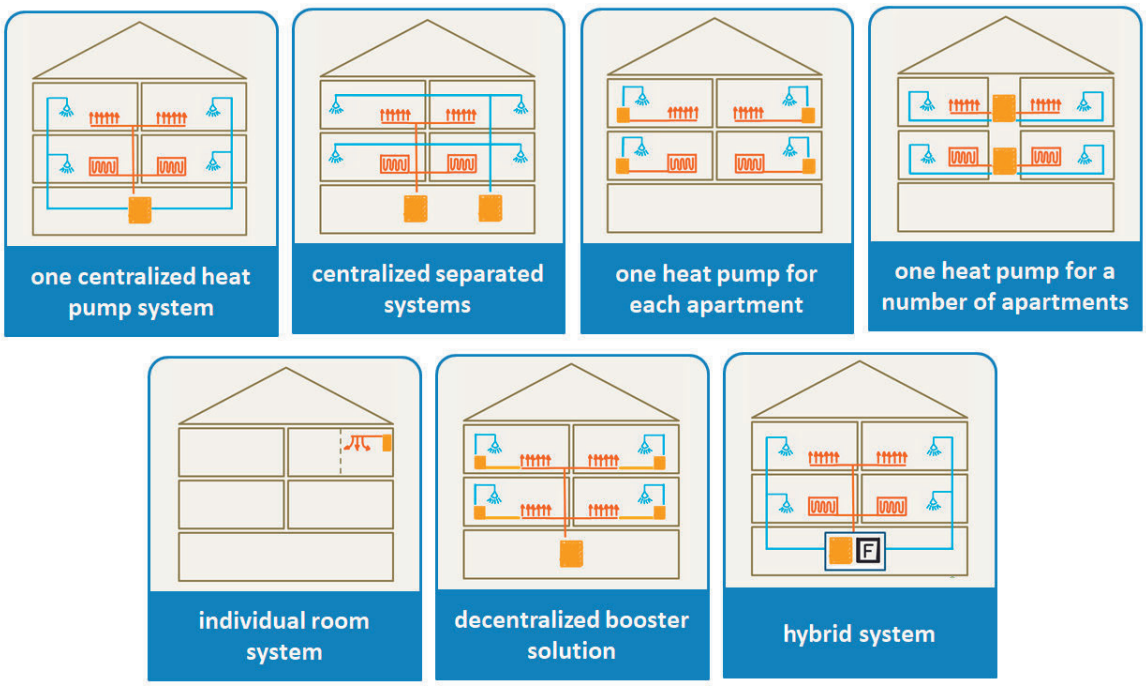


Bild 2: Sieben „Lösungsfamilien“

Die einzelnen «Familien» sind wie folgt zusammengefast zu beschreiben:

- „Ein zentrales Wärmepumpensystem“: Alle Wohneinheiten in dem Gebäude werden von einer (oder mehreren) Wärmepumpe(n) zentral versorgt. Dabei ist sowohl die Beheizung der Räume als auch die Warmwasserbereitung zentral gewährleistet.
- „Separate zentrale Systeme“: Alle Wohneinheiten im Gebäude sind zentral versorgt. Im Unterschied zu der ersten Gruppe, erfolgt die Warmwasserbereitung und die Heizwärmebereitstellung durch zwei separate Systeme.
- In der Gruppe „Eine Wärmepumpe für eine Wohneinheit“ werden die einzelnen Wohnungen dezentral jeweils mit einer Wärmepumpe ausgestattet. Die Wärmepumpen übernehmen meistens sowohl die Bereitstellung des Warmwassers als auch die Beheizung der Räume.
- In der vierten Gruppe „Eine Wärmepumpe für eine Gruppe von Wohneinheiten“ bilden die Wohnungen jeweils eine Gruppe (zum Beispiel etagenweise), die mit einer Wärmepumpe beheizt wird. Diese Lösung ist eine „Zwischenlösung“ aus einer dezentralen und zentralen Lösung.
- In der Gruppe „Individuales Raumsystem“ werden die einzelnen Räume der Wohnung individuell durch eine kleine Luft/Luft-Wärmepumpen beheizt. Die Warmwasserbereitung ist in dieser Lösung nicht berücksichtigt.
- In der Gruppe „Dezentrale Booster Lösung“ werden alle Wohneinheiten von einer zentralen Wärmepumpe beheizt. Die Warmwasserbereitung wird durch dezentrale «Booster»-Wärmepumpen, die individuell in jeder Wohnung installiert sind, realisiert.
- Die siebte und in der Zusammenfassung letzte Gruppe, wurde als „Hybride Systeme“ bezeichnet. Eine Hybridsystem ist in diesem Fall ein System mit zwei (oder mehr) Energieträger. Eine gängige Variante ist eine Verbindung einer Wärmepumpe mit einem Gaskessel.

Beispiele aus der Praxis

Nach der allgemeinen Gruppierung der Lösungen (Schritt 1), sowie genauere Beschreibung der Einzelaspekte (Schritt 2) werden in dem Schritt 3 der „Lösungsmatrix“ realisierte Beispiele aus mehreren Ländern vorgestellt. Bild 3 zeigt einen Ausschnitt aus der Webseite des Annex 50 mit einer interaktiven Karte der gesammelten Beispiele. Die Datenbank der Objekte wird kontinuierlich erweitert und ergänzt.

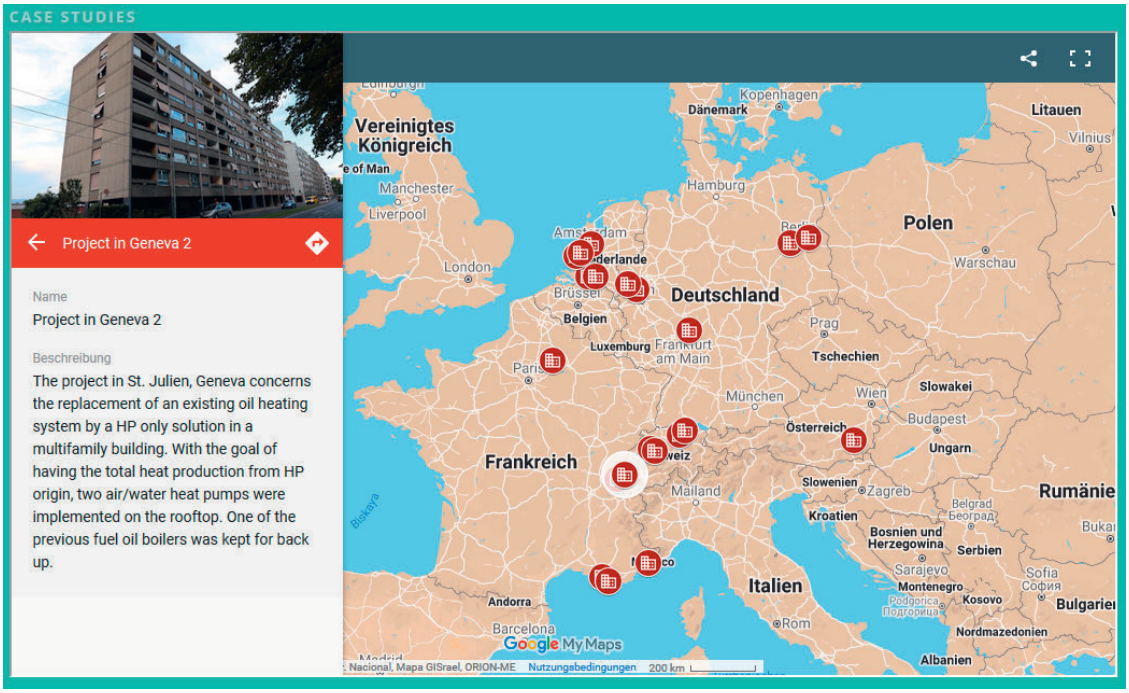


Bild 3: Interaktive Karte mit internationalen Beispielen aus der Praxis (https://heatpumping-technologies.org/annex50/case-studies/)

Fazit und Ausblick

Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern sind nach wie vor eher eine Ausnahme als eine Standardlösung. Sowohl administrative (z.B. Eigentumsrechte) als auch technische Herausforderungen stehen auf dem Weg zu einer breiten Implementierung der Technologie. Gleichzeitig beweisen mehrere Beispiele aus vielen Länder die Einsetzbarkeit der Wärmepumpensysteme in Mehrfamilienhäuser.

Im Rahmen des Annexes 50 „Heat Pumps in Multi-Family Buildings for space heating and DHW" wurde ein Konzept erstellt, die möglichen Lösungsvarianten auf einer übergeordneten Ebene zu kategorisieren. Als Ergebnis werden sieben „Lösungsgruppen" vorgestellt. Parallel wurden Praxisbeispiele aufgesucht und auf einer standardisierten Art und Weise beschrieben. Alle Bespiele sind auf der Annex-Webseite *https://heatpumpingtechnologies.org/annex50/case-studies/* zur Verfügung gestellt.

In Rahmen der weiteren Annex50-Arbeiten werden die einzelnen Lösungsvarianten genauer beschrieben sowie mit der zusätzlichen Dokumentation (Checkliste, Anleitung, …) ergänzt. Es ist ebenso geplant basierend auf den durchgeführten Arbeiten eine interaktive „Lösungs-Suchmaschine" zu programmieren.

Prof. Carsten Wemhöner, Lukas Rominger, Simon Büsser
Institut für Energietechnik IET, HSR Hochschule für Technik Rapperswil

Netto-Nullenergiegebäude mit Wärmepumpe – Integration und Umsetzung (IEA HPT Annex 49)

Zusammenfassung

Ab Januar 2021 gelten in der EU für alle Neubauten Anforderungen eines Niedrigstenergie- oder Netto-Nullenergiegebäudes (nZEB). Nationale nZEB-Definitionen sind aber unterschiedlich und schwer vergleichbar, wie die Anforderungen für öffentliche Neubauten zeigen. In der Schweiz werden nZEB über die MuKEn 2014 umgesetzt.

Im Annex 49 ist die Wärmepumpenintegration, Auslegung und Regelung für den Einsatz in nZEB anhand von Simulationen und Feldmessungen untersucht worden. Dabei wurde bestätigt, dass Wärmepumpen durch ihre hohe Effizienz die nZEB Umsetzung vereinfachen. Allerdings stellen grosse Gebäude mit wenig Hüllfläche zur Energieerzeugung eine Herausforderung dar, so dass Synergien durch multifunktionale Wärmepumpenintegration, etwa mit Abwärmenutzung, für eine höhere Effizienz erschlossen werden sollten. Mit der Ausdehnung auf Gebäudegruppen erschliessen sich weitere Lastausgleichspotenziale auf dem Areal.

Mit der weiteren Verbreitung von nZEB und der Eigenstromerzeugung gewinnt auch ein netzdienlicher Betrieb eine höhere Bedeutung. Speicherintegration und verbesserte Regelungen im Annex 49 zeigen ein günstiges Verhalten, sind aber wirtschaftlich derzeit teils noch schwer darstellbar.

Summary

From January 2021 all new buildings in the EU must comply with the requirements of nearly Zero Energy Buildings (nZEB). However, national nZEB definitions are different and hard to compare, which is obvious by the requirements for new public buildings. In Switzerland nZEB requirements will be implemented by the MuKEn 2014.

In the Annex 49 the integration, design and control of heat pumps for nZEB application have been investigated by simulation and monitoring. Thereby, it was confirmed that heat pumps facilitate to comply with nZEB requirements by their high performance. However, larger buildings can still be challenging due the limited space in the building envelope for energy production. Thus, synergies by multifunctional heat pump integration, e.g. by use of waste heat, should be used to further increase performance. With the extension to groups of buildings further load balancing may occur in the neighbourhood.

With further spread of nZEB and on-site electricity production also a grid supporting operation will gain importance. Storage integration and advanced controls showed favourable behaviour in Annex 49 projects, but are partly hard to amortise in current market conditions.

Stand der Einführung von nZEB

Nahe-Null- oder Netto-Nullenergiegebäude, die in der EU-Richtlinie zur Gesamteffizienz von Gebäuden (Energy Performance Building Directive – EPBD) [1] als "Niedrigstenergiegebäude" oder englisch "nearly Zero Energy Buildings (nZEB)" bezeichnet werden, sollen ab 1. Januar 2021 als Anforderung für alle Neubauten in den EU-Mitgliedstaaten eingeführt werden. Bereits seit rund anderthalb Jahre mit dem Stichtag 1. Januar 2019 gilt diese Anforderung für alle Neubauten öffentlicher Gebäude. Die Definition der EU-Richtlinie, welche die Anforderung bezüglich nZEB seit der Neufassung von 2010 enthält, besagt dabei nur, dass nZEB sehr energieeffiziente Gebäude sind, die den verbleibenden Energiebedarf zum Grossteil durch am Gebäude oder in der Nähe erzeugte erneuerbare Energie decken sollen. Die Ausgestaltung dieser in vielen Punkten vagen Definition der Richtlinie liegt bei den Mitgliedstaaten. Die EU hat Anleitungen für die Umsetzung in den Mitgliedstaaten herausgegeben, z.B. zusammen mit dem europäischen Dachverband REHVA der nationalen HLK-Verbände eine Methodik für einheitliche Definitionen, Bilanzgrenzen und Grenzwerte [2] und eine begleitende EN-Normenreihe erarbeitet (die inzwischen auch auf ISO Ebene implementiert werden [3]). Trotz dieser Harmonisierungsbemühungen ist an der Anforderung für die öffentlichen Neubauten absehbar, dass die EPBD in den einzelnen EU-Mitgliedstaaten sehr unterschiedlich umgesetzt wird.
Bild 1 links zeigt eine Auswertung bereits eingeführter Definitionen aus dem Jahr 2016 am Beispiel des Kriteriums "Energiekennzahl".
In der Schweiz werden die Anforderungen an nZEB über die MuKEn 2014 [4] umgesetzt. Die MuKEn definiert dabei vier Anforderungen an den Heizwärmebedarf (Nutzenergie) und die Heizleistung, die gewichtete Endenergie (Bedarfskennzahl für Gebäudetechnik, ohne Abzug von PV-Ertrag) und eine Anforderung für die Mindest-Eigenstromerzeugung am Gebäude, die vor allem über PV-Anlagen erfüllt werden wird. Die Schweiz hat damit Anfang 2015 bereits sehr früh eine Definition für nZEB vorgelegt, welche den Vorgaben der EU-Methodik entspricht und gut auf die Schweizer Normung abgestimmt und im Vergleich zu anderen Nachweisverfahren sehr pragmatisch berechnet werden kann. Auf eine Netto-Bilanzierung wurde jedoch verzichtet, und die Anforderungen an die Energieeffizienz und die erneuerbare Stromproduktion am Gebäude werden getrennt behandelt. Trotz des frühen Erscheinens ist die Umsetzung der MuKEn 2014 aber kantonal auf sehr unterschiedlichem Stand, wie in Bild 1 rechts dargestellt ist.

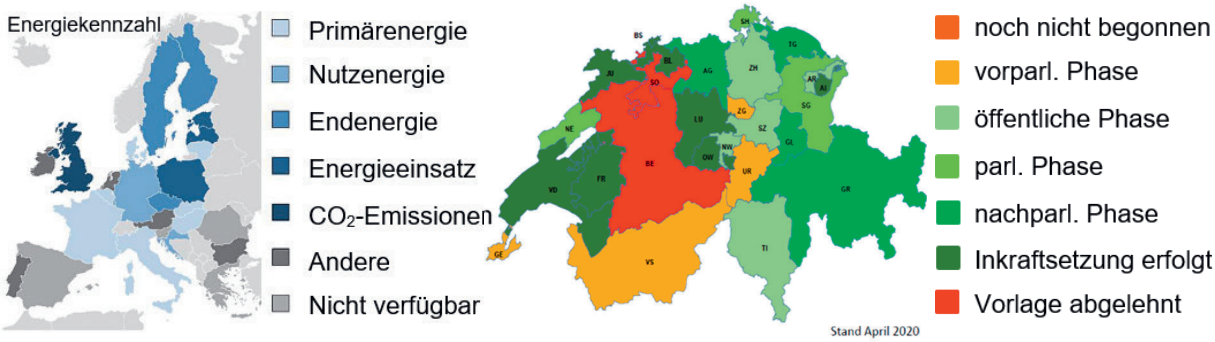


Bild 1: Vergleich des Kriteriums Energiekennzahl [5] und Umsetzung der MuKEn 2014 in der Schweiz (Stand April 2020 [6])

In der EPBD von 2018 werden auch die Definition und Fahrpläne zur Umsetzung von nZE Anforderung für den Gebäudebestand gefordert. Diese sollen im nächsten Schritt der EPBD umgesetzt werden, um mit Ziel 2050 einen energetisch guten Gebäudepark in der EU zu erreichen.

Überblick des IEA HPT Annex 49

Der Annex 49 mit dem Titel "Auslegung und Integration von Wärmepumpen in Netto-Nullenergiegebäuden (IEA HPT Annex 49 - Design and integration of heat pumps for nZEB) wird im Wärmepumpentechnologieprogramm HPT der Internationalen Energie Agentur IEA von September 2016 bis November 2020 durchgeführt. Das Projekt wird vom Institut für Energietechnik IET der Hochschule für Technik Rapperswil HSR im Auftrag des BFE geleitet. Am Annex 49 sind die acht Länder Belgien, Deutschland, Grossbritannien, Norwegen, Österreich, Schweden, die Schweiz und die Vereinigten Staaten von Amerika mit teils mehreren Institutionen beteiligt. Die Arbeiten im Annex sind wie folgt strukturiert:

- Task 1: State of the art von Wärmepumpen in nZEB
  In Task 1 wird der Stand der Einführung von nZEB, insbesondere in den Teilnehmerländern und der Wärmepumpeneinsatz in nZEB betrachtet. Wie im vorigen Kapitel bereits dargestellt gibt es bisher keine einheitliche Definition in den EU-Ländern, so dass im Rahmen von Task 1 auch vergleichende Untersuchung zum umgesetzten Anspruchsniveau von nZEB durchgeführt werden.
- Task 2: Integration von Wärmepumpen in nZEB Einzelgebäuden oder Gebäudegruppen
  Task 2 untersucht die Integration von Wärmepumpen mit der weiteren Gebäudetechnik in nZEB, z.B. Erdreichkopplung oder Kopplung mit erneuerbaren Energien in der Gebäudehülle. Dabei zeichnet sich zunehmend ein multifunktionaler Einsatz für die unterschiedlichen Gebäudefunktion Heizung, Warmwasserbereitstellung und Kühlung, speziell in Nicht-Wohngebäuden wie Büro- oder Verwaltungsgebäuden ab. Die Untersuchungen umfassen auch die Integration von Gebäudegruppen und Arealen.
- Task 3: Prototypentwicklung und Monitoring
  In Task 3 liegt der Schwerpunkt auf dem Monitoring von Wärmepumpen in nZEB zur Bewertung der Effizienz und Verbesserungspotenzialen. Auch hier geht die Betrachtung in einigen Projekten über Einzelgebäude hinaus auf Gebäudegruppen und Areale. Ebenfalls werden in Task 3 Prototypsysteme für eine angepasste Integration von Wärmepumpen für nZEB Anwendungen betrachtet, z. B. eine Fassadenintegration für einen autarken Betrieb.
- Task 4: Auslegung und Regelung
  In Task 4 wird die Auslegung und Regelung von integrierten Wärmepumpensystemen für nZEB betrachtet. Dies bezieht sich auch auf die elektrische und thermische Speicherintegration für einen erhöhten Eigenverbrauch und ein verbessertes Lastmanagement für einen netzdienlichen Betrieb, da nZEB durch die Eigenstromerzeugung auch Netzrückwirkungen auslösen können.

Task 2, 3 und 4 sind miteinander verbunden, da für manche Monitoringprojekte aus Task 3 auch betriebsbegleitende Simulationen durchgeführt werden. Damit werden die Auslegung der Komponenten überprüft, weitere Integrationspotenziale in der Simulation bewertet und aus dem Vergleich zwischen Simulations- und Monitoringergebnissen Optimierungspotenziale ausgewertet sowie Regelstrategien getestet.
Tabelle 1 gibt einen Überblick der Beiträge der Teilnehmerländer bzw. Institutionen zum Annex 49.
Im Folgenden werden einzelne Projektergebnisse der nationalen Beiträge zu den einzelnen Tasks vorgestellt. Dabei wird die Schreibweise NZEB (Netto-Null) benutzt, wenn das Ziel eines Grenzwerts von 0 für die jeweilige Bilanzgrenze gesetzt wird, und nZEB (nahe Null) verwendet, wenn ein Grenzwert grösser als Null gesetzt wird.

Tabelle 1: Beiträge der Teilnehmerländer zum IEA HPT Annex 49

Land	Beitrag zum IEA HPT Annex 49
AT	Simulation und Monitoring von zwei MFH Passivhäusern (UIBK, Univ. Innsbruck) Prototyp einer dezentralen Wärmepumpe mit Monitoring und Simulation (IWT, TU Graz) Multiquellensysteme für Quartiere und vereinfachte Inbetriebnahme und Regelung in nZEB (AIT)
BE	Prototypentwicklung und Monitoring von Abwasserkanalwärmetauscher für nZEB (Freie Universität Brüssel)
CH	Monitoring von nZEB mit Büro- und Wohnnutzung im städtischen Umfeld (IET, HSR) Machbarkeitsstudie eines nZE-Areals in Rapperswil-Jona (IET und SPF, HSR) Integration von Solartechnik und Wärmepumpe (IET, HSR) Monitoring eines Plusenergie-Mehrfamilienhauses (IET, HSR)
DE	Simulation, Monitoring und Regelungsoptimierung von 8 Reihenhäusern (TH Nürnberg) Langzeitmonitoring von 3 nZEB (EFH, MFH und Schule) (siz energie+, TU Braunschweiz)
NO	Monitoring von nZEB verschiedener Nutzung (Büro, Schule, Supermarkt, Hotel) (SINTEF, COWI AS) Netzdienliche Regelung von nZEB im norwegischen Stromnetz (NTNU)
SE	Vergleich von Monitoringwerten in zwei gleichen Testhäusern, Auswertung WP-Lösungen für nZEB (Research Institute of Sweden RISE)
UK	Monitoring eines nZ-Emission Modellhauses mit Standardsystemtechnik (Glen Dimplex)
US	Prototypentwicklung und Monitoring von integrierten Wärmepumpen (IHP) (ORNL), Test von angepassten WP-Heizsystemen in Testhaus (NIST), Prototypentwicklung eines "Personal Cooling" Systems (CEEE, Univ. Maryland)

Legende: EFH – Einfamilienhaus, MFH – Mehrfamilienhaus, UIBK – Univ. Innsbruck, Baukonstruktion, IWT – Institut für Wärmetechnik, AIT – Austrian Institute of Technology, siz energie + - Steinbeis Innovations Zentrum energie +, NTNU – Norwegian University of Science and Technology, ORNL – Oak Ridge National Laboratory, NIST – National Institute of Standards and Technology, CEEE- Center of Env. Energy Engineering

Vergleich von nearly Zero Energy Anforderungen

Wie bereits im Kapitel zum Stand von nZEB ausgeführt wurde, lassen sich die Anforderung in den EU-Mitgliedsstaaten nur schwer vergleichen, da unterschiedliche Definitionen und Grenzwerte zugrunde gelegt werden. Daher ist schwer zu beurteilen, wie ambitioniert die nZE Anforderungen in den einzelnen Ländern hinsichtlich hocheffizienter Neubauten sind. Erschwert wird die Situation darüber hinaus dadurch, dass nationale Rechenverfahren mit spezifischen Randbedingungen für beispielsweise interne Lasten für den nZEB-Nachweis eingesetzt werden, und die Länder sehr unterschiedliche Klimabedingungen haben können. In Task 1 wurde daher eine Methodik auf Grundlage von Simulationen am Beispiel eines Einfamilienhauses nach dem Reference Framework [7] entwickelt und für die Länder Deutschland, Österreich und Schweiz getestet.
Zum Vergleich wird das Gebäude mit dem länderspezifischen Auslegungstool genau auf die Einhaltung der nationalen nZEB Randbedingungen ausgelegt. Dann wird das so ausgelegte Gebäude mit einheitlichen Randbedingungen simuliert und die Ergebnisse verglichen. Details zur Methodik und erste Ergebnisse sind in [8] enthalten. Durch den Test für die D-A-CH Länder kann auf eine gleiche Klimazone geschlossen werden, wodurch der Vergleich bei einem einheitlichen Klima durchgeführt werden kann. Für den in Bild 2 dargestellten Vergleich wurde dabei auf die Gebäudehülle fokussiert, also die Anpassung an die nationalen nZEB Richtlinien hauptsächlich über Anpassungen der Gebäudehülle durchgeführt. Als Heizsystem wurde bei allen Gebäuden eine Luft-Wasser-Wärmepumpe mit gleichem Kennfeld eingesetzt, soweit keine abweichenden Vorschriften in den nationalen Richtlinien enthalten sind.

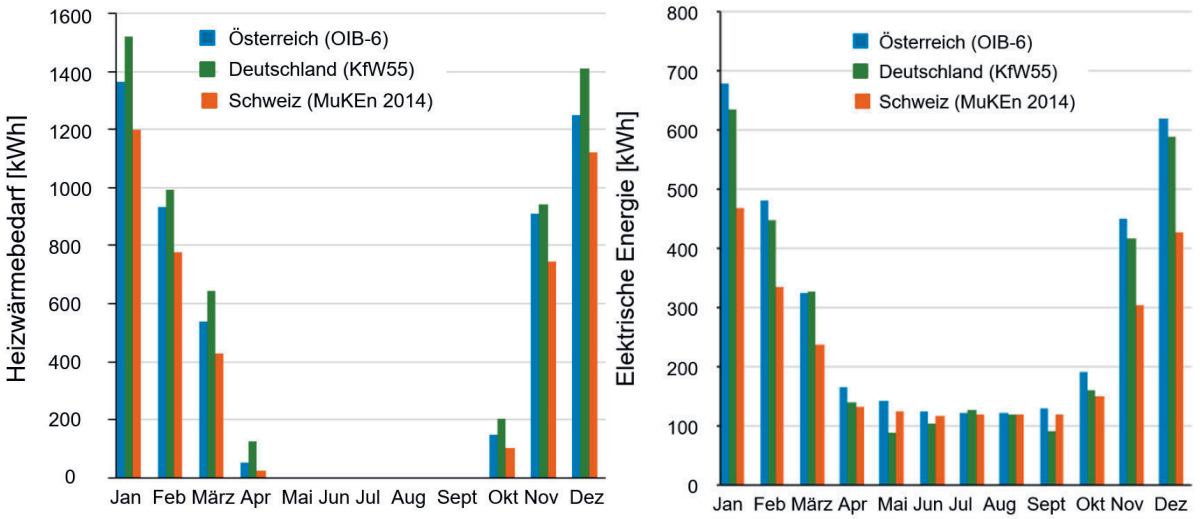


Bild 2: Vergleich des Heizwärmebedarfs und der elektrischen Energie für die EFH Referenz

Die Anforderungen an erneuerbare Energieerzeugung am Gebäude sind noch nicht berücksichtigt. Am Vergleich im Bild 2 für den Heizwärmebedarf und die elektrische Energie ist zu erkennen, dass die Anforderungen in der Schweiz nach der MuKEn 2014 wesentlich ambitionierter sind als in den Nachbarländern Deutschland und Österreich. Da die Bedingung für die Eigenstromerzeugung in dieser Auswertung noch nicht berücksichtigt ist, die wohl grösstenteils über eine PV-Installation am Gebäude umgesetzt würde, wird die Differenz sogar noch grösser, wenn die Eigenstromerzeugung vom Elektrizitätsverbrauch abgezogen wird. Die Methodik soll noch weiterentwickelt werden und für die EU-Institutionen Hinweise liefern, welche Länder ein geringes Anforderungsniveau umgesetzt haben und diese am Beispiel anderer Länder motivieren, zu energieeffizienteren nZEB Definitionen überzugehen. Dies kann auch ein weiterer Schritt zur Harmonisierung der Anforderungen in den einzelnen Ländern sein.

Wärmepumpenanwendungen für nZEB Mehrfamilienhaus

In Task 2 wird die Integration von Wärmepumpen für die Anwendung in nZEB betrachtet. Aufgrund der guten Gebäudehülle gewinnen der Warmwasserbetrieb und auch ein allfälliger Kühlbetrieb im Sommer an Bedeutung, insbesondere bei Büronutzung. Dabei wird die Bilanzierung über das Einzelgebäude hinaus auch auf Gebäudegruppen und Areale ausgedehnt.
Vom UIBK der Universität Innsbruck sind zwei Passivhaus-Mehrfamilienhäuser mit dem Ziel einer Netto-Nullbilanz für die Gebäudetechnik simuliert und über vier Jahre hinweg gemessen worden. Bild 3 zeigt Ansicht und Gebäudetechnikkonzept der Häuser.
Die beiden Gebäude haben 10 resp. 16 Wohnungen mit einer gesamten Energiebezugsfläche von 2149 m^2. Die Auslegungsheizlast wurde zu 24 kW mit dem Passivhausprojektierungspaket (PHPP) ermittelt und zusätzlich 12 kW für den Warmwasserbetrieb. Die Gebäude sind mit 73.6 m^2 Solarkollektoren und 99.8 m^2 bzw. 52.5 m^2 PV-Anlage auf den Dächern ausgestattet.
Die Gebäudetechnik besteht aus einer Zwei-Kompressor Grundwasser-Wärmepumpe mit einer Leistung von 58 (52) kW und COP-Werten von 6 (3.7) am Prüfpunkt at W10/W35 (W55). Die Wärmepumpe und die Solarkollektoren heizen den zentralen 6 m^3 Pufferspeicher. Der ebenfalls installierte Heizstab wird nicht genutzt.
Der Speicher versorgt die Fussbodenheizung in den Wohnungen und die dezentralen Frischwassersysteme mit Warmwasser-Plattenwärmetauschern. Das Nutztemperaturniveaus des Warmwasserbetriebs beträgt 45 °C. Dazu wird primärseitig eine Temperatur von 50 °C erzeugt.

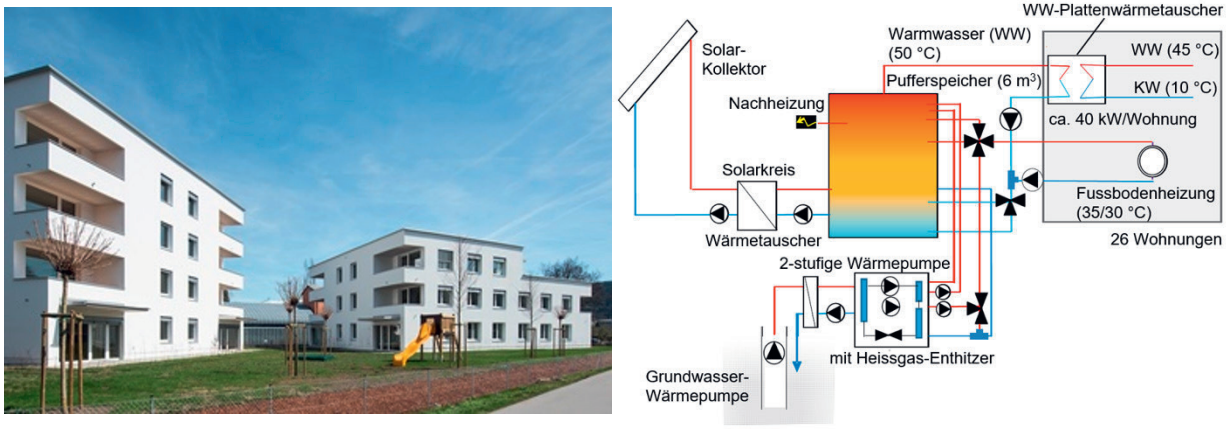


Bild 3: Ansicht (links) und Gebäudetechnikkonzept (rechts) der Mehrfamilienhäuser in Tirol

Darüber hinaus besitzt die Wärmepumpe einen Enthitzer für einen simultanen Heiz- und Warmwasserbetrieb, der die heissen Kältemitteltemperaturen nutzt, um eine bessere Effizienz bei der Warmwassererzeugung zu erzielen. Dies ist allerdings auf den Enthitzungsanteil begrenzt. Auch die hydraulische Integration erwies sich als nicht ideal, wie in [9] ausgeführt wird.
Die Simulationsuntersuchungen umfassen verschiedene Aspekte der Betriebsarten der Zwei-Kompressor-Wärmepumpe wie die Auswertung des Kennfeldes, das vom Hersteller nicht für alle Betriebsarten verfügbar war. Darüber hinaus wurde der Betrieb des Enthitzers, das Monitoringsystem und die NZE-Bilanz einschliesslich der Hilfsenergien, die Speicherschichtung und die Regelung der Gebäudetechnik untersucht. Für eine detaillierte Analyse wurde ein vereinfachtes Kältekreismodell erstellt, um die fehlenden Kennfeldinformationen aus den Messdaten zu ermitteln. Ausserdem wurde ein Modell des zentralen Schichtenspeichers aufgestellt, das mit den Messdaten validiert wurde. Mit der Simulation wurden Optimierungen der NZE-Bilanz durchgeführt. Monitoringergebnisse von 2016-2019 sind in Bild 4 dargestellt. Der Heizwärmebedarf ist mit ca. 20.5 kWh/(m²a) in 2017 und 18.5 kWh/(m²a) in 2018 höher als der Passivhausgrenzwert von 15 kWh/(m²a) und steigt 2019 bis auf knapp 25 kWh/(m²a). Der Warmwasserbedarf ist mit rund 25 kWh/(m²a) im zu erwartenden Bereich. Sowohl die Heizwärme als auch der elektrische Energiebedarf konnten von 2016 (Bauaustrocknung) bis 2018 reduziert werden, sind aber 2019 wieder angestiegen. Allerdings stiegen die Wärmeverluste absolut um ca. 14% an, was ein Haupteinflussfaktor war, warum die NZE-Bilanz bisher nicht erreicht wurde. In 2018 betrug der Elektrizitätsverbrauch der Wärmepumpe 21 MWh und die Elektrizität für Hilfsenergien 14 MWh. Das PV-Feld lieferte im Durchschnitt rund 27 MWh. Trotz des reduzierten gesamten Energieverbrauchs in 2018 (hauptsächlich wegen des geringeren Heizbedarfs), wurde die NZE Bilanz nicht erreicht.
Das Bild 5 links zeigt die monatliche Energiebilanz für das Jahr 2018, in dem die NZE Bilanz nicht erreicht werden konnte.

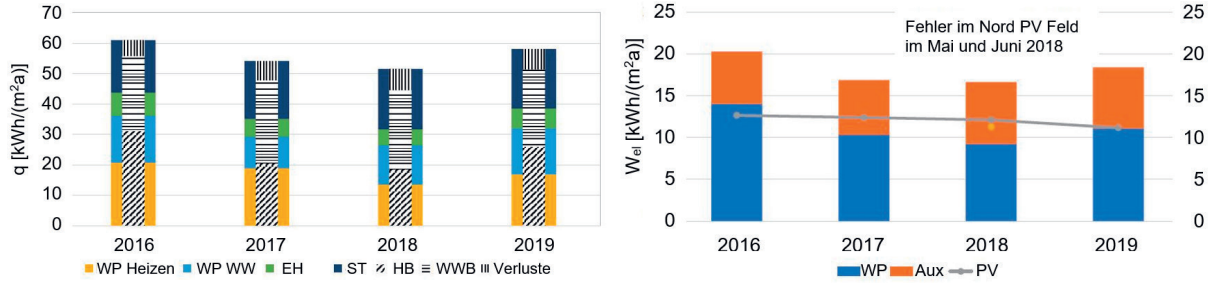


Bild 4: Wärmebilanz (links) und elektrische Bilanz (rechts) der Mehrfamilienhäuser in Tirol (WP – Wärmepumpe, WW – Warmwasser, EH – Enthitzer, HB – Heizwärmebedarf, WWB – Warmwasserbedarf, Aux – Hilfsenergie)

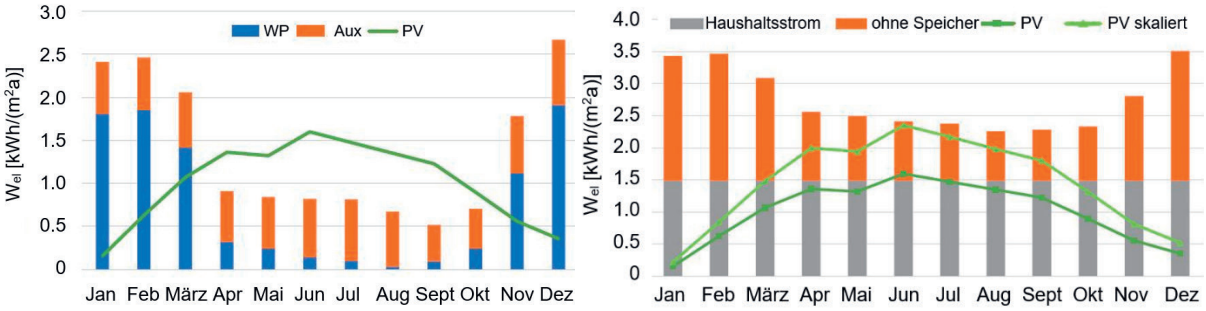


Bild 5: NZE-Bilanz für das Jahr 2018 (links) und Bilanz für optimierten Betrieb (rechts)

Dies ist unter anderem auf einen hohen Anteil von Hilfsenergie und Speicherverlusten zurückzuführen. Bild 5 rechts zeigt eine optimierte Variante, die verschiedene, mit Simulationen untersuchte Optimierungen enthält. Zum einen wurde ein direkter Heizbetrieb ohne einen Pufferspeicher betrachtet, was Hilfsenergie und Speicherverluste reduziert. Zum anderen ist ein Ersatz der Solarthermie durch zusätzliche Photovoltaik dargestellt. Da die Solarthermie wesentlich zur Deckung des Warmwasserbedarfs im Sommer beiträgt, ist der Ersatz hier vorteilhaft, da auch die PV im Sommer einen guten Ertrag liefert. Weiterhin ist für den Haushaltsstrom ein reduzierter und sehr optimistischer Verbrauch von 1500 kWh/Wohnung angesetzt worden. Man erkennt, dass die NZE-Bilanz für die Systemgrenze Gebäudetechnik mit den Optimierungen eingehalten werden kann, aber der Gesamtverbrauch inklusive Haushaltsstrom den PV-Ertrag weiterhin übertrifft. Für die Deckung der Gesamtbilanz reicht die Dachfläche trotz optimistischer Annahmen des Verbrauchs daher nicht aus, sondern hierfür müsste auch die Fassade für die PV-Produktion genutzt werden. Weiterhin erkennt man an dem Vergleich, dass die Vergrösserung der PV-Fläche auf dem Dach im Wesentlichen im Sommer wirkt, der Ertrag in den Wintermonaten Dezember und Januar hingegen ist quasi gleich. Eine monatliche Bilanz könnte daher nur mit aufwändiger und kostenintensiver Saisonalspeicherung erreicht werden, was die Bedeutung einer guten Gebäudehülle zeigt.
Insgesamt bestätigt das Projekt, dass die Netto-Nullbilanz für grössere Gebäude eine Herausforderung darstellen kann und Verluste und Hilfsenergien bei dem geringen Bedarf in NZEB eine erhöhte Bedeutung haben und ebenfalls optimiert werden müssen. Weitere untersuchte Optimierung sind zur Integration des Enthitzers und der Regelung durchgeführt worden, die hier aber nicht dargestellt sind.

Machbarkeitsstudie Netto-Null Areal in Rapperswil-Jona

Im Schweizer Beitrag wurde für ein Neubauareal in Rapperswil-Jona eine Machbarkeitsstudie durchgeführt, um das Potenzial für ein Netto-Nullareal zu ermitteln. Der Bilanzperimeter umfasst drei Bauprojekte, die in Bild 6 abgebildet sind: Der Ausbau eines Gebiets an der Eichwiesstrasse, an dem ein Gebäude für Büro- und Labornutzung, zwei Gebäude für Büronutzung und ein viertes Gebäude mit Hotelnutzung um ein bestehendes Gebäude gebaut werden, das Gebiet Schachen, auf dem ein Alters- und Pflegezentrum mit Alterswohnungen von der Stadt Rapperswil-Jona gebaut wird und eine Erweiterung des Gebiets Eichwies mit vier Gebäuden für Grossraumbüronutzung im Gebiet Schachen.
Auf dem Areal sind günstige Wärmequellen in Form von Grundwasser und Erdreich vorhanden, wenngleich nur im oberen Teil des Perimeter Erdwärmesonden gebohrt werden können. Weiterhin liegt der Obersee in relativer Nähe und jenseits des Flusses Jona ist ein Anergienetz mit Wärmequelle des gereinigten Abwassers im Bau, dass auch in Richtung des betrachteten Perimeters entwickelt werden kann.

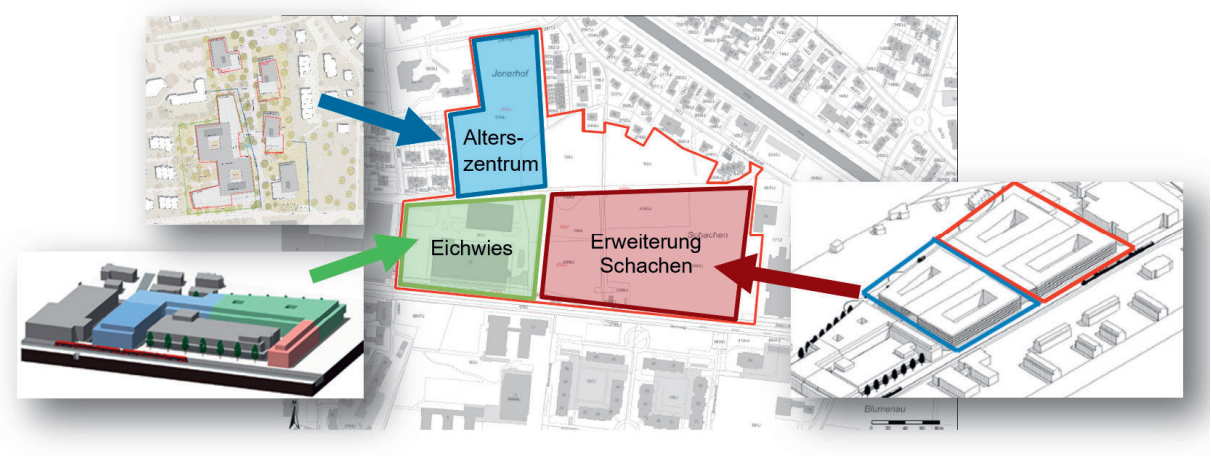


Bild 6: Untersuchter Perimeter mit Bauprojekten für die Machbarkeit eines Netto-Nullareals (Quelle: modifiziert nach Primag Management AG)

Aufgrund der dominierenden Büronutzung liegen der mit SIA 2024 [10] ermittelte Heiz- und Kühlenergiebedarf in der gleichen Grössenordnung. Die guten Wärmequellen, die allfällig auch für einen Freecooling-Betrieb genutzt werden können, ergeben sehr effiziente Versorgungsmöglichkeiten für das Areal. Die Auswertungen der Versorgungsvarianten wurden für die unterschiedlichen Bauprojekte durchgeführt. Bild 7 zeigt die CO_2-eq.-Emissionen und die Kosten der Varianten nach den jeweiligen Versorgungsgebieten. Aufgrund der Laststruktur ist Grundwasser die Variante mit den geringsten CO_2-Emissionen und aufgrund eines schon vorhandenen, aber stillgelegten Brunnens auf dem Gebiet auch die kostengünstigste Variante. Insbesondere ist die Variante wegen des Kühlbedarfs auch günstiger als eine rein fossile Lösung mit Erdgas. Vom Potenzial her sind aber noch detaillierte hydrologische Abklärungen notwendig, weshalb die Variante Grundwasser nur für die Areale Eichwies und die Erweiterung Schachen ausgewertet wurden. Weiterhin rentieren die Wärmequellen Seewasser und das Anergienetz aufgrund der höheren Erschliessungskosten der Quellen erst ab grösseren Versorgungsgebieten, dann liegen sie aber in der gleichen Grössenordnung wie Erdwärmesonden. Zur Bewertung der Netto-Nullenergiebilanz wurde eine Installation von PV-Anlagen auf den Dächern und an den Fassaden der Gebäude für die Bauprojekte Eichwies und die Erweiterung Schachen betrachtet. Bei einer Maximalabschätzung der Belegung aller sinnvoll nutzbaren Flächen kann auf dem Areal über den selbsterzeugten PV-Strom eine Netto-Nullenergiebilanz erreicht werden.

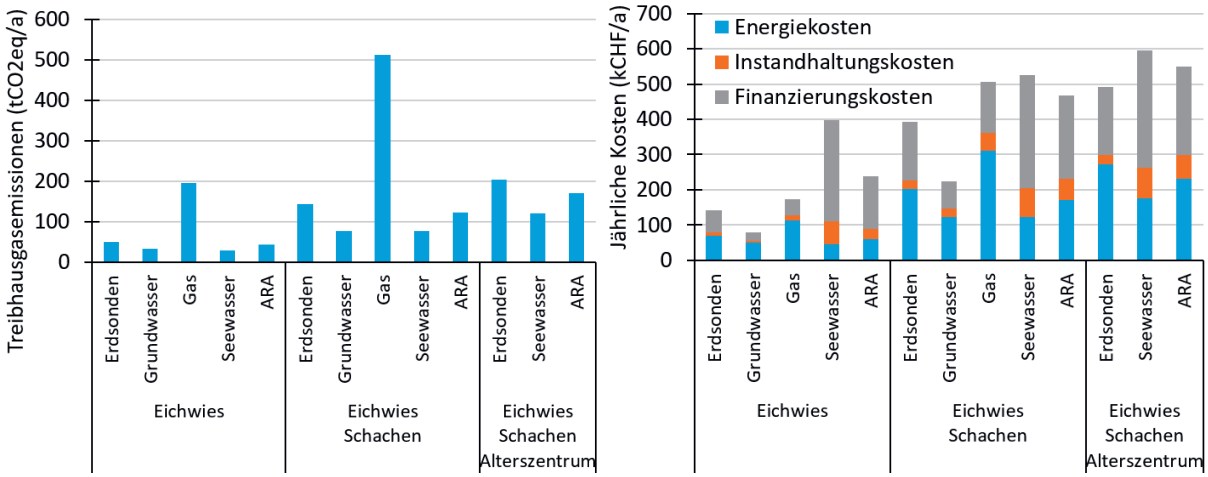


Bild 7: Ergebnisse der Machbarkeitsstudie für die unterschiedlichen Bauprojekte

Weiterhin wurde eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung unter den Randbedingungen auf dem Areal durchgeführt. Unter der Annahme von PV-Anlagenkosten für grössere Anlagen nach EnergieSchweiz [11], einer Einmalvergütung der Anlagenkosten von Bund und aufgrund einer relativ hohen Einspeisevergütung des lokalen Energieversorgers in Rapperswil-Jona kann für eine Eigenverbrauchsgemeinschaft eine Wirtschaftlichkeit der Anlage trotz hoher Investition bereits bei gegenwärtigen Marktbedingungen dargestellt werden. Allerdings hängt die Wirtschaftlichkeit stark von den gegebenen Randbedingungen hinsichtlich Kosten und Förderung von PV-Strom und der Laststruktur sowie deren zukünftiger Entwicklung ab.
Zusammenfassend konnte in der Machbarkeitsstudie gezeigt werden, dass sowohl eine Nullbilanz bei guten Wärmequellen und effizientem integriertem Wärmepumpenbetrieb für die verschiedenen Versorgungsfunktionen Heizen, Warmwasser und Kühlung erreicht werden kann und bereits bei gegenwärtigen Marktbedingungen wirtschaftlich darstellbar ist. Insbesondere ist für die vorliegenden Randbedingungen auf dem Areal die regenerative Lösung günstiger als eine konventionelle Lösung auf Basis von Gas-Brennwertkesseln.

Ergebnisse von nZEB-Monitoring-Projekten mit Wärmepumpe

Ein Schwerpunkt des Annex 49 liegt auf dem Monitoring von Wärmepumpen, die in nZEB eingesetzt werden und damit auf der Auswertung der realen Umsetzung zur Verifikation der Netto-Nullbilanz und der Performance der Wärmepumpe. Da das Erreichen einer Netto-Nullbilanz aufgrund des Verhältnisses von Gebäudeoberfläche zu den Gebäudelasten bei den Einfamilienhäusern günstig und damit die Netto-Nullbilanz relativ einfach erreichbar ist, wurden insbesondere grössere Gebäude für das Monitoring betrachtet.
In der Schweiz wurde ein Monitoring in einem fünfstöckigen Gebäude mit Mischnutzung aus einer Ladenzeile im Erdgeschoss auf 615 m^2, einer Büronutzung auf 615 m^2 im 1. Obergeschoss und einer Wohnnutzung im 2. und 3. Obergeschoss sowie im Dachgeschoss auf 1520 m^2 Energiebezugsfläche durchgeführt. (Bild 8)

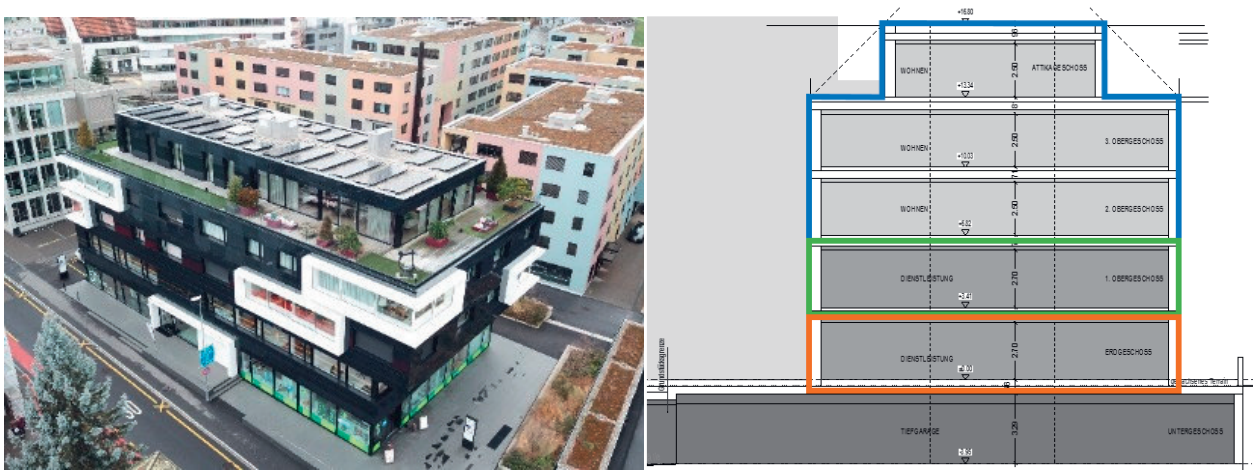


Bild 8: Gebäude Black & White im Stadtzentrum von Pfäffikon (SZ) und Nutzungen (orange – Ladenzeile, grün- Büronutzung und blau – Wohnnutzung, Quelle: AWIAG)

Bild 9 zeigt das Prinzipschema der Gebäudetechnik. Als Gegenpart zu einer energieeffizienten Gebäudehülle auf MINERGIE-P®-Niveau ist ebenfalls eine energieeffiziente Gebäudetechnik und einer erneuerbaren Stromerzeugung am Gebäude geplant worden. Auslegungsziel war der MINERGIE-A®-Standard bei Planung 2012, also für die Bilanzgrenze der Gebäudetechnik.

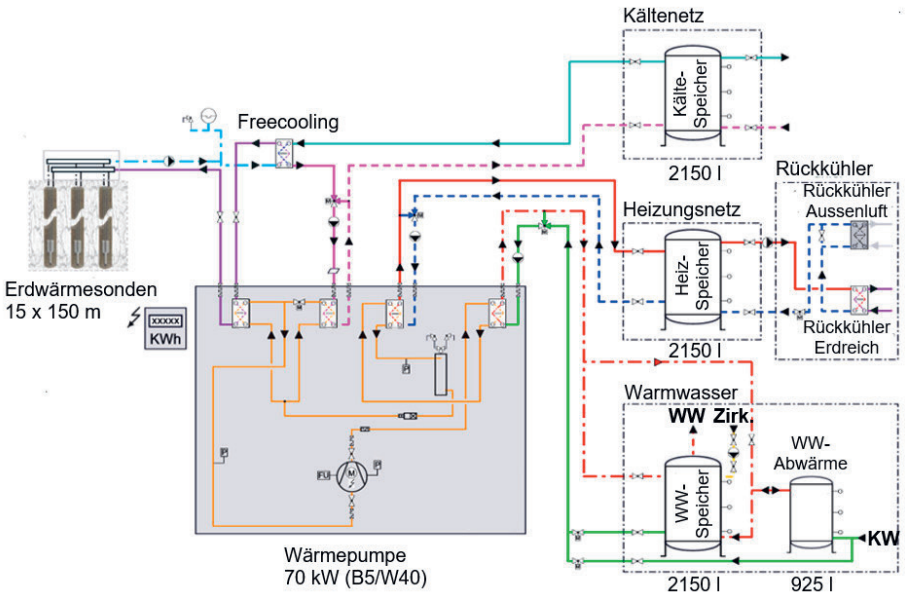


Bild 9: Gebäudetechnikkonzept des Black & White mit erdgekoppelter Wärmepumpe und Abwärmenutzung im Kühlbetrieb (Quelle: AWIAG)

In der Tat wird mit 48 kW_p fassadenintegrierten CIS-Modulen (11% Effizienz) ein Grossteil der Gebäudehülle für die Solarstromproduktion genutzt, und auf dem Dach sind weitere 26 kW_p monokristalline Solarmodule (21% Effizienz) installiert, um die NZE-Bilanz zu erreichen.
Das Herz des Gebäudetechnikkonzepts ist eine 70 kW (B5/W40) erdgekoppelte Wärmepumpe, die das Gebäude zu einem „All-electric building" macht. Die Wärmeqelle besteht aus einem Erdsondenfeld mit 15 Duplex-Erdwärmesonden von 40 mm Durchmesser und einer Tiefe von je 150 m, was einen effizienten Heiz- und Warmwasserbetrieb garantiert, aber auch ein integriertes Kühlkonzept umfasst, das auf einer 5-Phasen-Kühlung beruht. Zunächst wird möglichst viel der Kühllast über Freecooling-Betrieb aus dem Erdreich gedeckt (Phase 1). Bei höheren Kühllasten erfolgt eine aktive Kühlung über einen Umkehrbetrieb der Wärmepumpe, wobei die Rückkühlwärme in einem Heizspeicher (Phase 2) und Warmwasserspeicher (Phase 3) genutzt wird. Die maximale aktive Kühlleistung beträgt 53 kW. Falls beide Speicher vollständig geladen sind, wird das Erdreich mit der Rückkühlwärme regeneriert (Phase 4). In Phase 5 kommt eine Luft-Rückkühler an die Umgebung zum Einsatz, der aber in der Anlage bisher nicht installiert und auch nicht gebraucht worden ist, alle Abwärme also genutzt wird.
Zum Ausgleich der Lasten sind ein Heiz- und ein Kältepufferspeicher mit je 2150 l installiert. Darüber hinaus sind zwei Warmwasserspeicher, ein Vorwärmspeicher von 925 l und ein Warmwasserspeicher von ebenfalls 2150 l installiert. Weiterhin umfasst die Gebäudetechnik eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Die Ladenzeile wird mit Kühldecken gekühlt, die auf einen Freecooling-Betrieb bei höheren Temperaturniveaus optimiert sind, so dass die aktive Kühlung auf die Lastspitzen im Sommer beschränkt werden kann. Die Erdsonden werden zusätzlich im Winterbetrieb zur Vorwärmung der Zuluft genutzt.
Das Monitoring ist vom Oktober 2016 bis September 2017 ausgewertet worden, die sich ergebende Bilanz ist in Tabelle 2 ausgewertet. Die gemessene Energie korrespondiert im Wesentlichen mit den Planungswerten. Der Kühlbedarf ist etwas geringer, da einer der Serverräume nicht wie geplant betrieben wird. Die berechnete Energieerzeugung über PV-Produktion bleibt hingegen deutlich unter den berechneten Werten, was vor allem an der Fassade liegt, wo andere Module mit geringerem Wirkungsgrad als in der Planung eingesetzt wurden. Damit wird die Bilanz für die Systemgrenze Gebäudetechnik knapp verfehlt, die jedoch mit den Planungswerten für den Fassadenertrag erreichbar wäre.

Tabelle 2: NZEB Bilanz des Black & White mit Mischnutzung im Stadtzentrum

Elektrische Energie	**Planungswerte**	**Gemessene Werte**
Heiz- und Warmwasserbetrieb	11.4 $kWh_{el.}/(m^2a)$	9.9 $kWh_{el.}/(m^2a)$
Lüftung	3.2 $kWh_{el.}/(m^2a)$	5 $kWh_{el.}/(m^2a)$
Kühlung	5 $kWh_{el.}/(m^2a)$	2 $kWh_{el.}/(m^2a)$
Total elektrische Energie Gebäudetechnik	19.8 $kWh_{el.}/(m^2a)$	16.9 $kWh_{el.}/(m^2a)$
Total elektrische Energie inkl. Haushaltsstrom	49.1 $kWh_{el.}/(m^2a)$	44.4 $kWh_{el.}/(m^2a)$
Elektrischer Ertrag PV-Anlage	20 $kWh_{el.}/(m^2a)$	13.4 $kWh_{el.}/(m^2a)$
nZE Bilanz (gewichtet mit 2)	-0.4 $kWh_{el.}/(m^2a)$	7.0 $kWh_{el.}/(m^2a)$

Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe im Heizbetrieb erreicht mit 4.97 einen guten Wert. Im Warmwasserbetrieb ergibt sich aufgrund höherer Speicherladetemperaturen von 60 °C eine Jahresarbeitszahl von 3.1 und für den aktiven Kühlbetrieb aufgrund niedriger Rückkühltemperaturen ein Wert von 5.9. Die Gesamtarbeitszahl für alle Betriebsarten inklusive dem Freecooling-Betrieb beträgt für die Messperiode 5.2. Auch für dieses Gebäude zeigt sich also, dass trotz effizienter Gebäudehülle und guter Performance der Wärmepumpe und Gebäudetechnik die NZE-Bilanz eine Herausforderung darstellen kann.

Wärmepumpeneinsatz in nZEB für netzdienlichen Betrieb

In Deutschland wird vom EnergieCampus der TH Nürnberg im Projekt "Herzobase" die Integration einer Gruppe von 8 Einfamilienreihenhäuser, die über ein Netz mit zwei zentralen Wärmepumpen verbunden sind, hinsichtlich Speicherintegration und Regelung für netzdienlichen Betrieb und hohen Eigenverbrauch betrachtet. Bild 10 links zeigt das Gebäude- und Regelkonzept. Das Gebäudekonzept besteht aus zwei zentralen erdgekoppelten Wärmepumpen mit Drehzahlregelung, die mit zwei thermischen Speichern verbunden sind. Über ein Nahwärmenetz wird die Heizenergie für die Fussbodenheizungen bereitgestellt. Das Warmwasser wird in dezentralen 200 l Warmwasserspeicher über Booster-Wärmepumpen erwärmt. Im Sommerbetrieb dient das Netz zum Freecooling-Betrieb über die Fussbodenheizung. Auf den Häusern ist eine 99 kWh_p PV-Anlage installiert, die für eine Plusenergiebilanz ausgelegt ist. Neben dem Monitoring und der Bestimmung der Wärmepumpeneffizienz besteht das Projektziel auch in einer optimierten Regelung für einen möglichst netzdienlichen Betrieb. Dafür ist auch eine elektrische Batterie integriert.

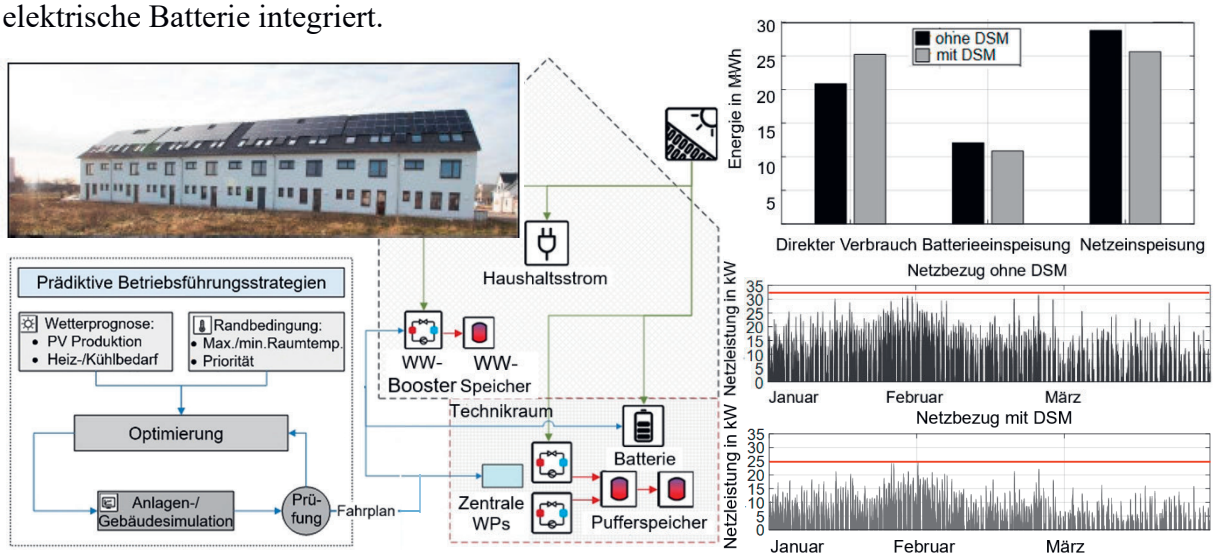


Bild 10: Reihenhäuser Herzobase (links oben) und Gebäude- und Regelkonzept (links unten und Mitte) sowie Simulationsergebnisse zum netzdienlichem Betrieb (rechts)

Bild 10 rechts zeigt Simulationsergebnisse für eine verbesserte regelbasierte Regelung, die zu einer Erhöhung des Eigenverbrauchs des produzierten PV-Stroms um bis zu 21% und zu einer Reduktion der Batterieladungen um 10% und des Netzbezugs in den Wintermonaten um 11% führt. Weiterhin kann die Spitzenleistung des Netzbezugs von über 30 kW um bis zu 24% reduziert werden. Die Regelung wird auf Basis einer modellbasierten prädiktiven Regelung weiter untersucht.

Ab März 2018 wurden Monitoringergebnisse der Gebäudegruppe aufgenommen. Die negativen Werte in Bild 11 links bestätigen, dass die Plusenergiebilanz erreicht worden ist. Die Jahresarbeitszahl der zentralen Wärmepumpen beträgt 5.4 und 6.0 und übertrifft damit sogar die simulierten Werte. Mit Quellenpumpen ergibt sich eine Jahresarbeitszahl von 5.6. Die Booster-Wärmepumpen des Warmwasserbetriebs erreichen Jahresarbeitszahlen von 4.0.

Die Nutzenergie in Betrieb (Planung) liegen für den Heizbetrieb bei 33.2 (23.4) kWh/(m^{2}a) und beim Warmwasserbetrieb bei 21.5 (18.5) kWh/(m^{2}a). Dabei zeigt sich, dass die Eckhäuser mit einem Heizwärmebedarf von bis zu 60 kWh/(m^{2}a) einen mehr als doppelt so hohen Heizwärmebedarf wie die übrigen Reihenhäuser haben, die mit Werten von 15-35 kWh/(m^{2}a), Durchschnitt 24.6 kWh/(m^{2}a), durch einen recht niedrigen Verbrauch gekennzeichnet sind.

In Bild 11 rechts sind die anteiligen thermischen und elektrischen Energien als Kuchendiagramme dargestellt. Trotz der sehr guten Gebäudehülle der EFH-Neubauten hat der Heizbetrieb mit 53% den grösseren Anteil und der Warmwasseranteil beträgt nur 36%. Der Kühlanteil ist mit 12% gering. Hinsichtlich des elektrischen Energieverbrauchs stellen die Wärmepumpen typischerweise die Hauptverbraucher der Gebäudetechnik dar, die aber als Verschiebepotenzial für netzdienlichen Betrieb eingesetzt werden können. Im Monitoring waren 28% des elektrischen Verbrauchs den zentralen Wärmepumpen zuzuordnen und 14% den Booster-Wärmepumpen für den Warmwasserbetrieb. Die elektrische Begleitheizung ist mit einem Anteil von unter 1% vernachlässigbar. Der Lüftungsanteil ist mit 1% extrem gering, was am Lüftungsverhalten der Nutzer liegt, die die Lüftungsanlagen grösstenteils abschalten und mittels der Fenster lüften, was auch eine Erklärung für den höheren Heizanteil/–verbrauch darstellt.

Auch der Verbrauch der Umwälzpumpen liegt mit 3% sehr niedrig. Sehr hoch hingegen ist der Elektrizitätsverbrauch für das Gebäudemanagement (BMS), was ein deutlicher Hinweis ist, dass bei wachsender Digitalisierung sehr auf den Energieverbrauch geachtet werden muss, damit Einsparungen beim verbesserten Betrieb der Gebäude nicht durch den Bedarf der Regelungstechnik wieder zunichtegemacht werden.

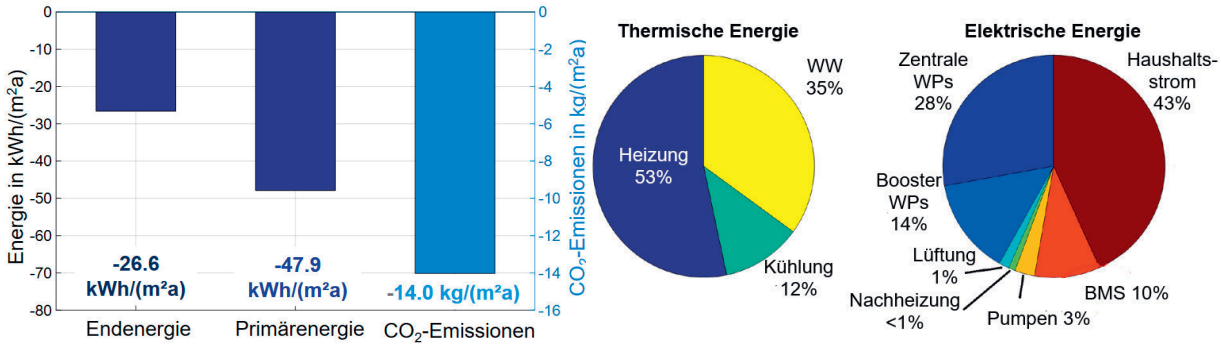


Bild 11: Energie-/Emissionsbilanz (links) und anteilige thermische elektrische Energie (rechts)

Zusammenfassend zeigt das Projekt Herzobase, dass eine Plusenergiebilanz ohne Fassadennutzung erreicht werden kann. Allerdings ist die Einfamilienhausnutzung durch geringere Belegungsdichten nicht so herausfordernd wie andere Gebäudenutzungen.

Prototypentwicklungen von Wärmepumpen für nZEB

Über das Monitoring bestehender Anlagen hinaus wurden auch verschiedene Prototyp-Wärmepumpen für die Anwendung in nZEB entwickelt und einem Monitoring unterzogen.
In den USA werden bereits seit langem hochintegrierte Wärmepumpen für die Funktionen Heizung, Warmwasser, Kühlung und Entfeuchtung entwickelt. Der erdgekoppelte Prototyp ist bereits seit 2013 auf dem Markt, von der Luft-Luft-Wärmepumpe wurden verschiedene Varianten entwickelt, die im Annex 49 teils in Monitoringprojekten untersucht wurden, unter anderem auch einem Gasmotor angetriebene Wärmepumpen im Leistungsbereich bis 20 kW, welche für den Einsatz in traditionell gasversorgten Gebieten eingesetzt werden soll. Die Wärmepumpe ist auch mit einem elektrischen Generator ausgestattet, der die Nebenaggregate und auch eine gewisse Grundlast des Gebäudes decken kann, was für ein Lastmanagement des Stromnetzes (Spitzenlastreduktion) genutzt werden kann.
In Belgien an der Freien Universität Brüssel wird ein Abwasserwärmetauscher als Wärmequelle/-senke für Heizung und für Kühlung von nZEB Bürogebäuden erprobt. Das lokale Wasserwerk will zukünftig bei Sanierungsarbeiten an den Abwasserkanälen Wärmetauscher installieren, so dass diese als Wärmequelle und -senke genutzt werden können. Als Feldobjekt sind 5 Bürogebäude vorgesehen. Das Monitoring soll im Frühjahr 2020 beginnen.
In Österreich wurde am Institut für Wärmetechnik der TU Graz zusammen mit Projektpartner ein fassadenintegrierter Wärmepumpen-Prototyp entwickelt, der hinter fassadenintegrierten PV-Modulen angeordnet ist und insbesondere den Kühlbetrieb des dahinterliegenden Raums mit dem PV-Strom autark abdecken können soll, aber auch für den Heizbetrieb im Winter eingesetzt wird. Der Prototyp wurde mit Simulationen von verschiedenen Standorten (Süd-, Mittel- und Nordeuropa) sowie für unterschiedliche Fassadenkonfigurationen (Lage und Grösse der Fenster) sowie für netzgekoppelten und autarken Betrieb untersucht. Weiterhin wurde der Prototyp auch in einem Monitoring in Testzellen auf dem Campus der TU Graz gemessen. Bild 12 links zeigt das Prinzip des Prototyps als Konstruktionszeichnung mit den eingebauten Komponenten. Es ist sowohl ein Luftkühlbetrieb über das eingebaute Fancoil als auch eine Anbindung an einen Wasserkreis für eine Deckenkühlung oder Betondeckenkühlung möglich.

Bild 12 rechts oben zeigt den ausgeführten Prototyp und Bild 12 rechts unten den eingebauten Prototyp hinter fassadenintegrierten PV-Modulen in den Testzellen für den Monitoring-Betrieb auf dem Campus der TU-Graz. Jahressimulationen des Systems für Standardwetterbedingungen am Standort Graz haben ergeben, dass der Kühlbedarf eines typischen Büroraums fast ausschliesslich über den PV-Ertrag des Systems gedeckt werden kann.

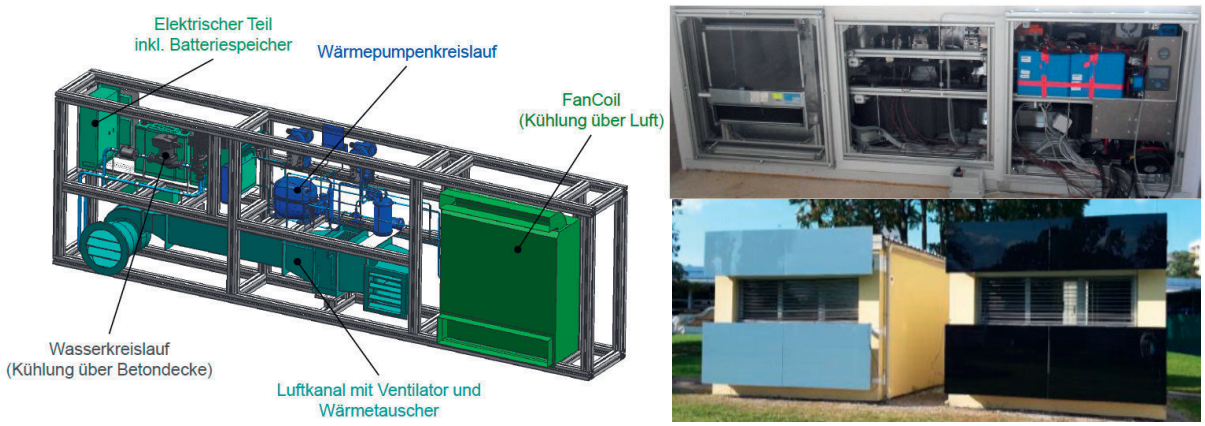


Bild 12: Fassadenintegrierter Wärmepumpen-Prototyp (links und rechts oben) und eingebauter Prototyp hinter PV-Modulen im Feldtest in Raumzellen an der TU Graz

Im Monitoring konnte sowohl der Heiz- als auch Kühlbetrieb erfolgreich in den Testzellen betrieben werden, wobei der gekühlte Raum im Kühlbetrieb durchweg 3-6 K kälter als ein unkonditionierter Testraum war und auch ohne Netzanbindung die Raumtemperaturen grösstenteils unter 27 °C lagen.
Der Prototyp und das Kühlkonzept zeigt aber auch noch Entwicklungsbedarf. So ist der Einsatz der integrierten Batterie zu hinterfragen, da sie bei derzeitigen Kosten noch nicht wirtschaftlich darstellbar ist, und hinsichtlich der Speicher stellt sich generell die Frage, ob die Speicherung dezentral oder als zentraler Gebäudeenergiespeicher erfolgen sollte. Bei Kombination mehrerer Einheiten zu Gebäudefassaden stellen sich weitere Fragen, z.B. nach der Positionierung der Ein- und Ausblasöffnungen.

Zusammenfassung und Ausblick

Nearly Zero Energy Buildings bilden den zukünftigen Gebäudestandard in Europa und in Nordamerika und in einigen asiatischen Ländern. Die bereits eingeführten Definitionen unterscheiden sich jedoch hinsichtlich Systemgrenzen und Grenzwerten, und ein Vergleich der Anspruchsniveaus zwischen Ländern wird durch unterschiedliche Rechenverfahren und Randbedingungen noch erschwert. Im Annex 49 ist eine Methodik zum Vergleich auf Basis von Simulationen entwickelt worden, die einen relativen Vergleich zwischen Ländern zulässt, was zu einer Harmonisierung der Anspruchsniveaus beitragen kann. Die Methodik ist allerdings zunächst für die D-A-CH Länder getestet worden und wird noch weiterentwickelt.
Der Schwerpunkt im Annex 49 lag in einer Untersuchung der Integration und der Auslegung und Regelung von Wärmepumpen für die Anwendung in nZEB anhand von Simulationen und Messprojekten in ausgeführten Netto-Nullenergiegebäuden.
Dabei wurden vor allem auch grösseren Wohn- und Nicht-Wohngebäuden untersucht. Die Ergebnisse von Monitoring-Projekten zeigen, dass trotz einer effizienten Gebäudehülle und einer guten Wärmepumpenperformance das Einhalten einer nZEB-Bilanz eine Herausforderung darstellen kann, umso mehr, je weiter die Bilanzierung gefasst ist, also über die Gebäudetechnik hinaus zu einer Gesamtbilanz inklusive Haushaltsstrom geht. Andererseits zeigt die Ausweitung der Betrachtung auf Areale, dass allfällig ungünstige Flächenverhältnisse bei Einzelgebäuden auf einem Areal ausgeglichen werden können. Im Rahmen einer Machbarkeitsstudie wurde bestätigt, dass bei günstigen Wärmequellen und einer günstigen Laststruktur von Bürogebäuden mit einem Heiz- und Kühlbedarf in gleicher Grössenordnung eine Netto-Nullbilanz auch bei gegenwärtigen Marktbedingungen bereits wirtschaftlich darstellbar sein kann. Allerdings hängt dies sehr von den Randbedingungen ab. Durch die gute Performance vereinfachen Wärmepumpen aber das Erreichen einer Netto-Nullbilanz, so dass eine Einführung des Standards die weitere Marktentwicklung von Wärmepumpen begünstigt.
Die mit dem Konzept verbundene wachsende Eigenstromerzeugung kann aber auch neue Anforderungen für die Stromnetze entstehen lassen. Regelbasierte Regelstrategien für netzdienlichen Betrieb zeigen im Annex 49 ein günstiges Verhalten und können mit modellprädiktiver Regelung noch weiterentwickelt werden, allerdings ist die notwendige Speicherintegration für grössere Lastverschiebungen wirtschaftlich teils noch schwer darstellbar.
Der Annex 49 wird im November 2020 abgeschlossen. Aktualisierte Informationen sind auf der Annex 49 Website, die in die Website des IEA Heat Pump Centers integriert ist, unter der URL http://www.heatpumpingtechnologies.org/annex49 verfügbar.

Verdankungen

Die vorgestellten Resultate sind Ergebnis der Projektzusammenarbeit in den einzelnen Tasks des Annex 49 und entstammen den Beiträgen der einzelnen Teilnehmerländer. Allen Teilnehmern wird für die konstruktive und produktive Projektzusammenarbeit im Annex 49 gedankt. Für die Projektbegleitung und finanzielle Unterstützung der Projektleitung und der Projektbearbeitung des Annex 49 wird dem BFE, insbesondere dem Programmleiter Stephan Renz und der Leitung des Forschungsbereich Dr. Carina Alles gedankt.

Quellen

[1] Europäisches Parlament: Richtlinie (EU) 2018/844 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Mai 2018 zur Änderung der Richtlinie 2010/31/EU über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden und der Richtlinie 2012/27/EU über Energieeffizienz, Amtsblatt der Europäischen Union, L156/75–91, Brüssel, 2018

[2] J. Kurnitski (Ed.): REHVA nZEB technical definition and system boundaries for nearly zero energy buildings, 2013 revision for uniformed national implementation of EPBD recast prepared in cooperation with European standardization organization CEN, REHVA report No 4, Federation of Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations, Brüssel, 2013

[3] Normenreihe EN-ISO 52000: Energy performance of buildings - Overarching EPB assessment - Part 1: General framework and procedures, ISO 52000-1:2017, Genf, 2017

[4] Konferenz der kantonalen Energiedirektoren: Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKEn) Ausgabe 2014, Nachführung 2018, EnDK, Bern, 2018

[5] JRC science for Policy: Synthesis report on the national plans for nearly Zero Energy Buildings (nZEBs), Ispra, 2016

[6] Konferenz der kantonalen Enrgiedirektoren: Überblick Stand Umsetzung MuKEn 2014, EnDK, Bern, 2020

[7] R. Dott, M. Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony: The Reference Framework for System – Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 – Part B: Buildings and Space Heat Load. Institute of Energy in Building, FHNW, Muttenz, 2013

[8] C. Wemhoener, L. Rominger, S. Buesser, M. Magni, F. Ochs, Ch. Betzold, Th. Dippel: Simulation-based methodology for comparison of nZEB requirements in different countries including results of model calibration tests, Proceedings IBPSA Building Simulation 2019, Rome, pp. 5060-5067

[9] F. Ochs, W. Monteleone, N. Franzoi, G. Dermentzis, Control optimization of a double stage heat pump with desuperheater in multi-family NZEBs, 13th IEA HPC 2020, Korea

[10] SIA 2024: Raumnutzungsdaten für die Energie- und Gebäudetechnik, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverband, Zürich, 2015

[11] S.A. Mathez, Simulation von Energiesystemen mit dem Tachion Framework, Energie-Schweiz, 2018

Christoph Reichl[1], Johann Emhofer[1], Peter Wimberger[1,2], Felix Linhardt[1,2], Norbert Schmidbauer[1,2], Gerwin H.S. Drexler-Schmid[1], Brigitte Blank-Landeshammer[1], Andreas Sporr[1], Christian Köfinger[1], Thomas Fleckl[1]

[1]Austrian Institute of Technology GmbH, Center for Energy
[2]Technische Universität Wien, Institut für Angewandte Physik

Akustische Optimierung von Wärmepumpen (IEA HPT Annex 51)

Zusammenfassung

Der IEA HPT Annex 51 (Projekt des Heat Pumping Technologies Collaboration Programme der Internationalen Energie Agentur) zielt darauf ab, die Akzeptanz von Wärmepumpen zu erhöhen und Marktbarrieren durch Reduktion von Schallemissionen und Vibrationen abzubauen. Innovative experimentelle Laborarbeiten, unterschiedliche numerische Ansätze sowie Vorarbeiten zur Erstellung einheitlicher rechtlicher und normativer Rahmenbedingungen und die Erarbeitung neuer Bewertungsschemata durch Wahrnehmungstests sind Kern der Arbeiten.

Ein internationales Konsortium mit Forscherinnen und Forschern aus Italien, Deutschland, Schweden, Dänemark, Frankreich und Österreich arbeitet dabei an unterschiedlichen Tasks: Dazu gehören eine Aufstellung der akustischen Regulatorien, bestehende Normen, Messverfahren und Zertifizierungsschemata. Ausgewählte Wärmepumpen wurden mit unterschiedlichen Messmethoden analysiert. Der Annex 51 befasst sich mit den Schallemissionen auf Komponenten- und Systemebene und gibt einen Überblick über Schallreduktionstechniken. Ein Fokus liegt dabei auch auf dem Einfluss des Betriebszustands und der Installation der Wärmepumpe auf die akustischen Emissionen. Eine psychoakustische Analyse der Schallemissionen und die Erstellung von Weiterbildungsmaterialien runden die Arbeiten ab.

Summary

The IEA HPT Annex 51 (project of the International Energy Agency Heat Pumping Technologies Collaboration Programme) aims at enhancing the acceptance of heat pumps and removing market barriers by reducing acoustic noise emissions and vibrations. The project involves: innovative experimental laboratory work, various numerical approaches and preliminary work in context with uniform legal and normative boundary conditions. In addition, new assessment schemes are developed, and perceptual tests are carried out.

An international consortium with researchers from Italy, Germany, Sweden, Denmark, France and Austria is working on different tasks: These include a list of acoustic regulations, existing standards, measurement procedures and certification schemes. Selected heat pumps were measured with different measurement methods. Annex 51 deals with noise emissions at component and system level and gives an overview of noise reduction techniques. A focus is also on the influence of the operating state and the installation of the heat pump on the acoustic emissions. A psychoacoustic analysis of sound emissions and the preparation of training materials are also performed in the scope of the collaboration.

Einleitung und Motivation

Wärmepumpen sind eine vielfältig einsetzbare Technologie mit großem Potenzial, einen substanziellen Beitrag zum geforderten Umbau des Energiesystems zu leisten. Eine wichtige Rolle können insbesondere Luft-Wärmepumpen (L-WP) aufgrund ihrer Charakteristika wie z.B. geringer Platzbedarf und einfacher Installation speziell in dicht bebauten, städtischen Siedlungsgebieten spielen. L-WP emittieren aufgrund des hohen benötigten Luftvolumenstroms oftmals Geräusche beim Ventilator und Verdampfer, die sich in der Übergangszeit aufgrund der Vereisung des Verdampfers noch verstärken. Die als störend wahrgenommenen Betriebsgeräusche können zu Nachbarschaftskonflikten mit gesundheitlichen, psychischen und finanziellen Folgen führen, und damit zu einem gravierenden Wettbewerbsnachteil der Technologie werden, und deren breiten Einsatz hemmen.

Es werden Vorarbeiten zur Erarbeitung einheitlicher rechtlicher und normativer Rahmenbedingungen durchgeführt, und die Entwicklung akustischer Emissionen im Betrieb von WP auf Komponenten- und Systemebene mittels innovativer Methoden und Prüfinfrastruktur im Detail analysiert. Es werden neuartige Ansätze zur Reduktion der akustischen Emissionen von Wärmepumpen wie Störschallunterdrückung [2], [4], [13], verschiedene Montageoptionen, Schallabsorptions- und Schwingungsdämpfungsmaßnahmen untersucht und hinsichtlich ihrer Wirkung bewertet. Zudem werden realistische Schallausbreitungssimulationen durchgeführt, um optimale Aufstellungsszenarien und -orientierungen insbesondere in kleineren Siedlungsgebieten zu identifizieren. Des Weiteren werden innovative Konzepte zur optimalen Lagerung sowie zur Wirkung optimierter Schallschutzummantelungen entwickelt. Mittels Wahrnehmungstests wird im Annex 51 der Einfluss verschiedener operativer und schallmindernder Maßnahmen auf die Lästigkeit erhoben. Diese Lästigkeitsurteile werden zu akustischen und psychoakustischen Parametern in Beziehung gesetzt, um ein Bewertungsschema abzuleiten. Das gewonnene Know-How wird in verschiedenen Zielgruppen (bei Herstellern von Wärmepumpen und deren Komponenten, akustischen Beratern, Installateuren und Planern von Wärmepumpenanlagen, nationalen Entscheidungsträgern) disseminiert. Nationale Forschungsaktivitäten sowie internationaler Know-how- und Ergebnistransfer in Bezug auf die Reduktion akustischer Emissionen von Wärmepumpen sind von zentraler Bedeutung für die Beibehaltung bzw. Stärkung der Wettbewerbsfähigkeit WP-Branche, die mögliche Akzeptanzprobleme aufgrund akustischer Emissionen als eine der größten Herausforderungen bei der Entwicklung eines WP-Massenmarktes sieht.

In den folgenden Seiten werden zunächst die Tasks des IEA HPT Annex 51 besprochen und dann einige ausgewählte Aspekte näher beleuchtet.

Internationaler IEA HPT Annex 51 “Acoustic Signatures of Heat Pumps”

Der IEA HPT Annex 51 “Acoustic Signatures of Heat Pumps” ist ein Projekt der Heat Pump Technologies Technology Collaboration Programme der Internationalen Energieagentur (IEA HPT TCP). In Bild 1 (links) ist das Logo des Annex 51 gezeigt, dass sich auf allen Publikationen und Präsentationen des Annex 51 Teams befindet. In Bild 1 (rechts) ist die Frontpage der Webseite [18] gezeigt. Dort finden sich alle hier erwähnten Dokumente im Download.

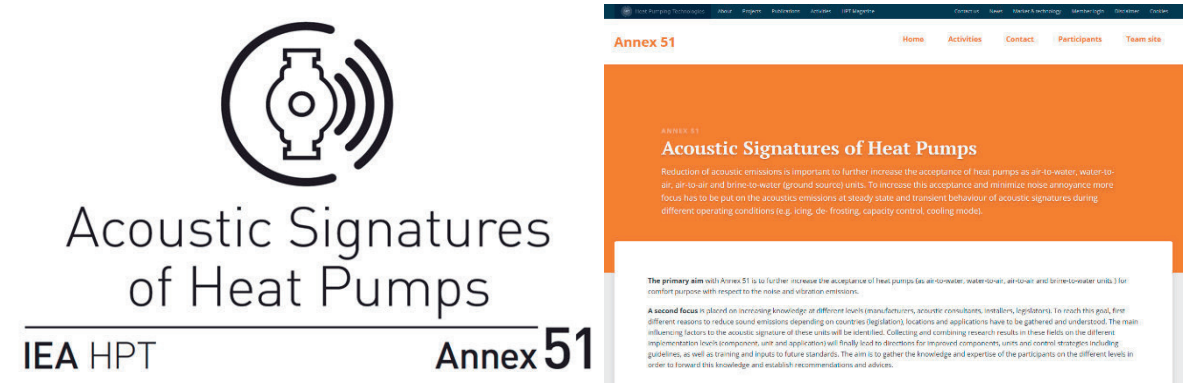


Bild 1: Das IEA HPT Annex 51 Logo (links) und die Webseite des IEA HPT Annex 51: https://heatpumpingtechnologies.org/annex51/ (rechts)

Das Team der Forscherinnen und Forscher im Annex 51 trifft sich zweimal im Jahr in den jeweiligen teilnehmenden Instituten (siehe Bild 2). Folgende Institute forschen gemeinsam an den akustischen Fragenstellungen des Annex 51: CETIAT und CETIM (Frankreich), Fraunhofer ISE und IBP (Deutschland), RISE (Schweden), DTI (Dänemark), Polimi (Italien) und Austrian Institute of Technology (Österreich).



Bild 2: Teilnehmer des IEA HPT Annex 51 bei Treffen in Freiburg, Deutschland (links), Aarhus, Dänemark (mittel) und Borås, Schweden (rechts).

Der Annex 51 ist in 7 Tasks gegliedert, die in Tabelle 1 aufgeführt sind. Jeder Task führt letztendlich zur Veröffentlichung mindestens eines Dokuments, das auf der Webseite des Annex 51 (siehe Bild 1) frei heruntergeladen werden kann.

Task 1: Liste der akustischen Regulatorien in den beteiligten Ländern, bestehende Normen / Messprozeduren, Vergleich der Zertifizierungsschemata und deren Anforderungen
Task 2: Liste der ausgewählten Produkte
Task 3: Überblick über Schallemissionen auf Komponentenebene und Systemebene, Überblick über Schallreduktionstechniken und optimiertes Design
Task 4: Bericht über Einfluss der Betriebszustände auf die Schallemissionen
Task 5: Bericht über den Einfluss der Installation auf die Schallemissionen der Wärmepumpe, Bericht über die akustische Wahrnehmung der Wärmepumpe
Task 6: Bericht über zukünftige Möglichkeiten der Beschreibung der akustischen Performance
Task 7: Weiterbildungsmaterial im Bereich Akustik von WP, Leitfäden und Handlungsempfehlungen für verschiedene Zielgruppen, Sammlung von WS-Materialien sowie Konferenzbeiträgen

Tabelle 1: Taskliste des IEA HPT Annex 51

Tabelle 2 zeigt die Dokumente und Präsentationen sowie deren Autoren und Affiliationen, die mit Stand April 2020 auf der Webseite zum Abruf verfügbar sind.

Annex 51 "Acoustic Signatures of Heat Pumps" in the framework of the International Energy Agency Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies (IEA HPT),	Thomas Fleckl, Christoph Reichl	AIT Austrian Institute of Technology
1D modelling of heat pumps including acoustics	Johann Emhofer, Christoph Reichl	AIT Austrian Institute of Technology
Simultaneous energy efficiency and acoustic evaluation of heat pump systems using dynamic simulation models	Christian Vering, Jonas Klingebiel, Markus Nürenberg, Dirk Müller	RWTH Aachen
Acoustic Emissions and Noise Abatement of Air to Water Heat Pumps	Christoph Reichl, Peter Wimberger, Felix Linhardt, Johann Emhofer	AIT Austrian Institute of Technolgy
Testing campaign on the energetical and acoustical behaviour of a heat pump	Karlheinz Bay, Simon Braungardt, Thomas Gindre, Thore Oltersdorf, Jens Rohlfing, Lena Schnabel, Agostino Troll	Fraunhofer ISE/IBP
Heat pump noise – operation dependence and seasonal averaging	Ola Gustafsson, Henrik Hellgren, Caroline Haglund Stignor	RISE Research Institutes of Sweden
IEA HPT Annex 51 Task 1.0 Introduction V01	Roberto Fumagalli[1], Simon Hinterseer[2], Christian Kaseß[2]	[1]Politecnico di Milano, [2]ARI Acoustics Research Institute, ÖAW Austrian Academy of Sciences
IEA HPT Annex 51 Task 1.1 Measurement Techniques V01	Roberto Fumagalli[1], Christian Kaseß[2]	[1]Politecnico di Milano, [2]TU Wien, Faculty of Civil Engineering, Institute of Material Technology, Building Physics and Building Ecology, [3]ARI Acoustics Research Institute, ÖAW Austrian Academy of Sciences
IEA HPT Annex 51 Task 1.2 Regulations V01	Roberto Fumagalli[1], Philipp Wagner[2], Robert Pratter[2], René Rieberer[2], François Bessac[3], Michèl Modot[3], Henrik Hellgren[4]	[1]Politecnico di Milano, [2]Technischen Universität Graz, Institute für Wärmetechnik, [3]CETIAT Centre Technique des Industries Aérauliques et Termique, [4]Chalmers University of Technology, Goteborg
IEA HPT Annex 51 Task 1.3 Regulations-Synthesis V01	Roberto Fumagalli	Politecnico di Milano

Tabelle 2: Freie Downloads auf der IEA HPT Annex 51 Webseite

Rechtliche Rahmenbedingungen, Regularien und Normen

Task 1 des Annex 51 beschäftigt sich den Grundlagen sowie den rechtlichen Rahmenbedingungen, Regularien und Normen. Insbesondere die rechtliche Situation ist oftmals sogar in einzelnen Teilen von Ländern sehr divers. Die Dokumente über Einführungen in die Akustik, Messtechniken und Vorschriften, die unter der Federführung des Politecnico di Milano, Italien, erstellt wurden sind auf der IEA HPT Annex 51 Website verfügbar. Während der

verbleibenden Zeit des Annex 51 werden Kommentare und Ergänzungen gesammelt, und die aktualisierten Dokumente werden mit Ende der Laufzeit des Annex 51 auf die Website gestellt. Bild 3 zeigt die Titelseite der vier Dokumente des Tasks 1.



Bild 3: Dokumente zum freien Download der Resultate des Task 1 des IEA HPT Annex 51

Akustische Messungen in mehreren Laboratorien

Drei Wärmepumpen (eine Luft/Wasser-Wärmepumpe (siehe Bild 4), ein Abluft-Wärmepumpen-Wassererhitzer (HPWH) und eine Luft/Luft-Wärmepumpe) waren bei den teilnehmenden Instituten "auf Tour" durch Europa, ihre letzten Tests werden 2020 durchgeführt. Diese Arbeiten werden im Task 2 koordiniert.

Die Ergebnisse der Messkampagne der Luft/Wasser-Wärmepumpe zeigen in den meisten Fällen ähnliche Ergebnisse in den teilnehmenden Labors. Die Unterschiede, die auftreten können, sind angesichts der Vielfalt der Testumgebung und der akustischen Testmethoden akzeptabel (siehe Bild 5). Wenn ein größerer Unterschied auftrat, war dies oft eher auf eine Schwierigkeit bei der Anpassung der Betriebsbedingungen als auf ein akustisches Messproblem zurückzuführen. Ein Labor führte Messungen mit einem dodekagonalen Rahmen [3], um die Außeneinheit herum mit 55 Mikrofonen durch. Die Daten von 12 Mikrofonen (siehe Bild 2 rechts) ermöglichen die Darstellung des relativen Richtwirkungsdiagramms, das in der Bild 6 (links) als A-gewichteter Gesamtpegel dargestellt ist. Das Richtdiagramm in Bild 6 (rechts) zeigt die Richtcharakteristik der akustischen Abstrahlung der Einheit für jedes Oktavband in dB(A).

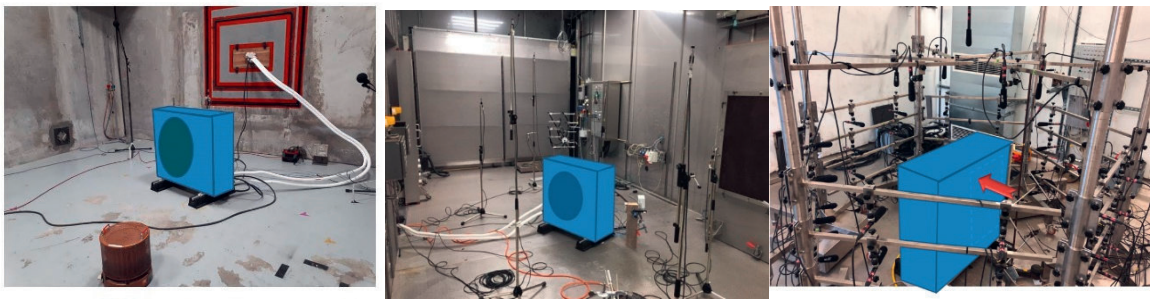


Bild 4: Beispiele der Wärmepumpeninstallation in einem Hallraum (links) und in Klimakammern (mitte und rechts). Ein Aufbau mit Mikrophon-Array ist im rechten Bild gezeigt. Quelle: CETIAT, Frankreich (links), ISE, Deutschland (mitte) und AIT, Österreich (rechts).

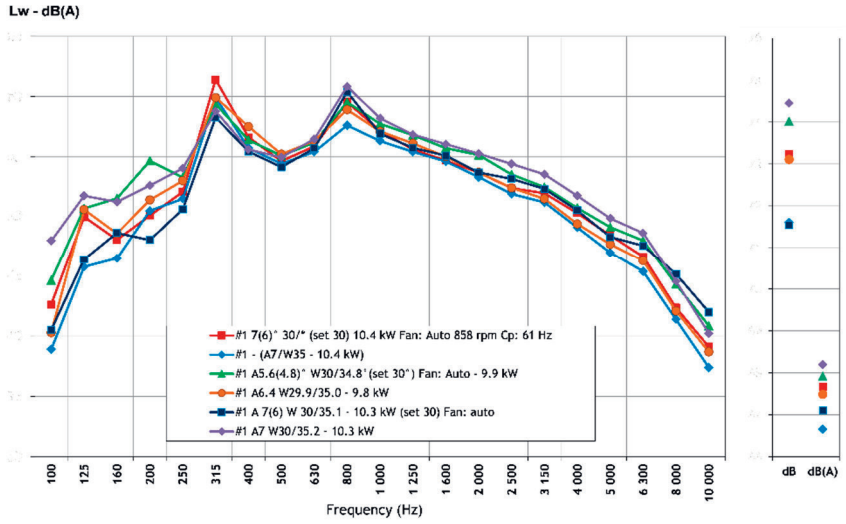


Bild 5: Frequenzspektrum des A-gewichteten Schalldruckpegels für Standardbedingungen laut EN 14511 (#1) mit den Resultaten von 6 Laboratorien (Quelle: CETIAT, Frankreich).

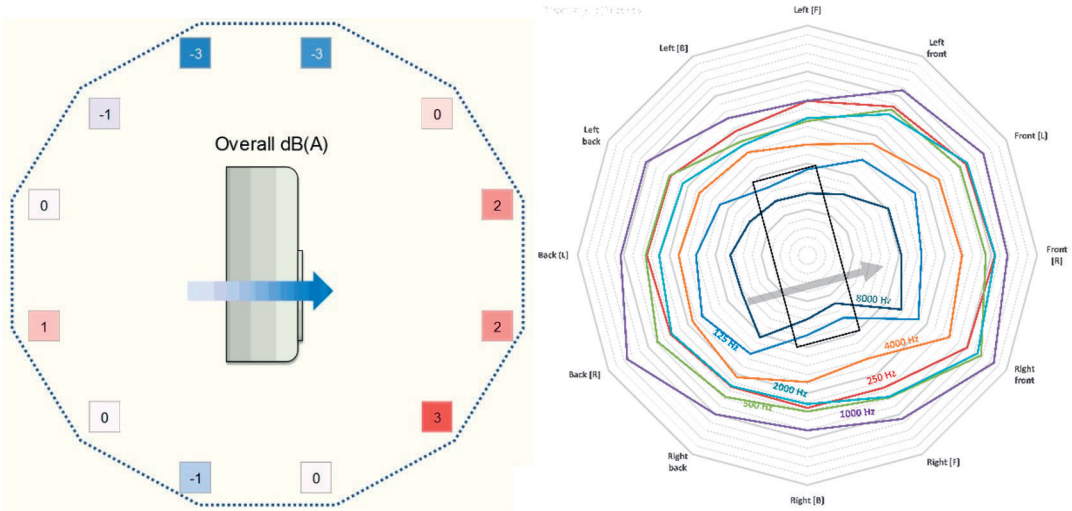


Bild 6: Richtcharakteristik des gesamten A-gewichteten Schalldruckpegels gemessen in einer Höhe von 75 cm (links) und die Richtcharakteristik für die unterschiedlichen A-gewichteten Oktavbänder (rechts) (Quelle: AIT, Österreich)

Emissionen auf Komponenten- und Systemebene

Untersucht in Task 3, wurde hier als Beispiel für die Betrachtung von Emissionen auf Komponentenebene die Vereisung eines Wärmetauschers einer Luft-Wasser-Wärmepumpe gewählt. Bild 7 zeigt den berechneten A-bewerteten Schallleistungspegel der Luft/Wasser-Wärmepumpe im Zustand A7W35 über einen Zeitraum von 200 Minuten. Während dieser Zeit erfolgt die Abtauung dreimal mit einem typischen Intervall des Normalbetriebs von etwas mehr als einer Stunde. Die Abtauung lässt sich an einem Rückgang der elektrischen Leistungsaufnahme sowie des Schallleistungspegels ablesen. Der geringe Anstieg der elektrischen Leistung und des Schallleistungspegels während des Abtauens wird dem Betrieb in Kreislaufumkehr zugeschrieben. Der typische Anstieg des Schallleistungspegels bei der Vereisung des Wärmetauschers nach einer Abtauung beträgt in dieser Betriebsart etwa 5 dB(A).

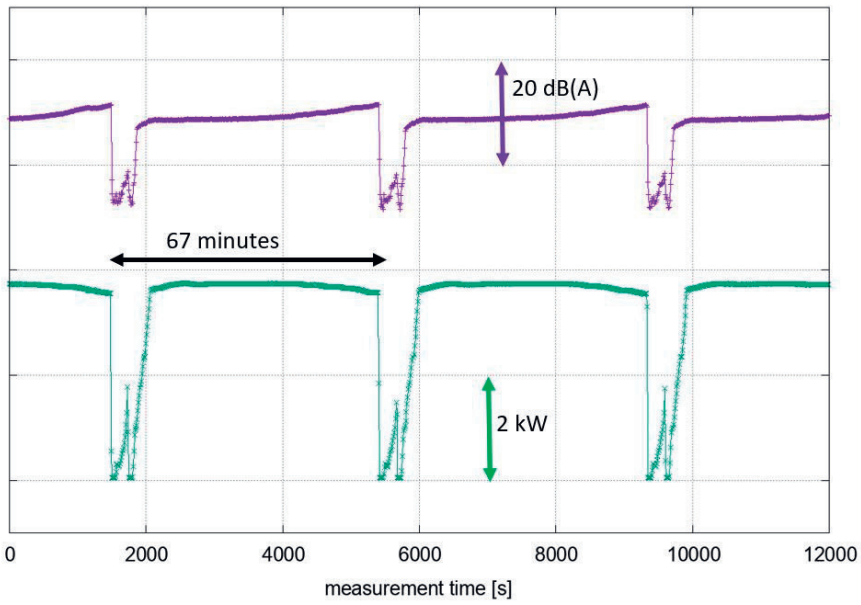


Bild 7: A-gewichteter Schalldruckpegel und elektrische Leistungsaufnahme einer Luft-Wasser-Wärmepumpe. Es sind mehrere Abtauzyklen gezeigt (Quelle: AIT, Österreich)

Der obere Teil von Bild 8 zeigt den frequenzaufgelösten Schallleistungspegel im Zeitfenster um eine Abtauung mit einer Dauer von ca. 330 Sekunden. Während dieser Zeit sind mehrere hellgrüne und gelbe "Linien" zu erkennen, die der Anhebung und Absenkung der Frequenz von Kompressor und Ventilator entsprechen. Im unteren Teil von Bild 8 ist der frequenzaufgelöste Schalldruckpegel an einer ausgewählten Mikrofonposition dargestellt. Der Bereich von 330 Sekunden entspricht wiederum dem Zeitraum, in dem das Vierwegeventil so umgeschaltet wird, dass ein umgekehrter Betrieb zum Aufheizen des Wärmetauschers für die Abtauung möglich ist. Es lassen sich verschiedene kleine akustische Bänder verfolgen, die ihre Frequenz (y-Achse) aufgrund von Änderungen der Drehzahl von Lüfter und Kompressor ändern: Zuerst stoppen Kompressor und Lüfter (1), gefolgt vom ersten Schalten des 4-Wege-Ventils (2); dann startet der Kompressor mit reduzierter Drehzahl (3) in mehreren Stufen für den umgekehrten Betrieb wieder und wird wieder gestoppt (4); nach der Rückschaltung des 4-Wege-Ventils (5) werden Kompressor und Lüfter wieder auf volle Drehzahl hochgefahren (6), was den Beginn des Normalbetriebs markiert. Vergleicht man die Ergebnisse der 60 verschiedenen Mikrofone, die während der Tests um die Wärmepumpe herum positioniert wurden, kann ein Schalldruckpegelbereich von 5 dB(A) als Richtungsabhängigkeit der Schallemissionen für die gewählte Luft/Wasser-Wärmepumpe festgestellt werden. Die akustischen Messungen können auch mit zeitkorrellierten Vibrationsmessungen verknüpft werden – dies gibt Aufschluß über Entstehung aus Ausbreitungsmechanismen von akustischen Emissionen [14],[15].

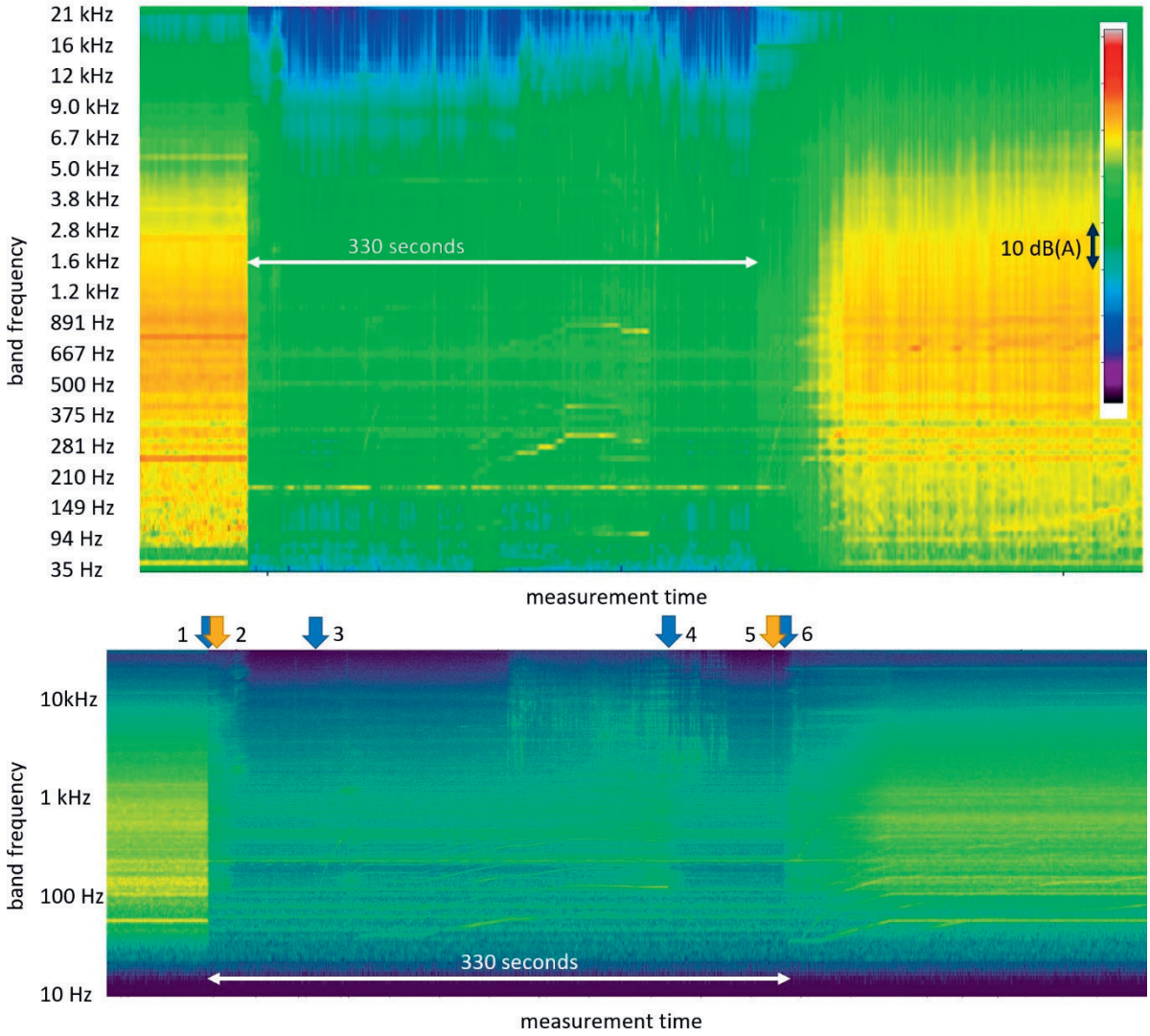


Bild 8: Frequenzaufgelöste akustische Signatur (in Wasserfall Representation) während des Abtauvorgangs einer Luft-Wasser-Wärmepumpe. Das obere Bild zeigt den zeitaufgelösten SchallLEISTUNGSpegel in Drittel-Oktav-Band Representation. Das untere Bild zeigt den SchalDRUCKpegel an einer ausgewählten Mikrofonposition in Schmalband-Representation (Quelle: AIT, Österreich).

Simulationen

Die im vorigen Kapitel gezeigte Vereisung kann auch im Rahmen von Simulationsrechnungen untersucht werden. Dies kann einerseits in einer kompletten Systembetrachtung erfolgen (siehe Bild 9). Dieses Dymola/Modelica Modell [5],[6],[7],[8],[9] wurde mit akustischen Eigenschaften ergänzt und erlaubt die transiente Vorhersage der akustischen Emissionen beim Betrieb in unterschiedlichen Zuständen (Gegenstand der Arbeiten im Task 4). Die zugrundeliegende Bibliothek ist frei verfügbar [9]. Bild 10 zeigt eine gute Übereinstimmung der Messergebnisse an der SilentAirHP (ein österreichischer Wärmepumpen-Forschungsprototyp [1],[10],[16]) mit den Simulationen.

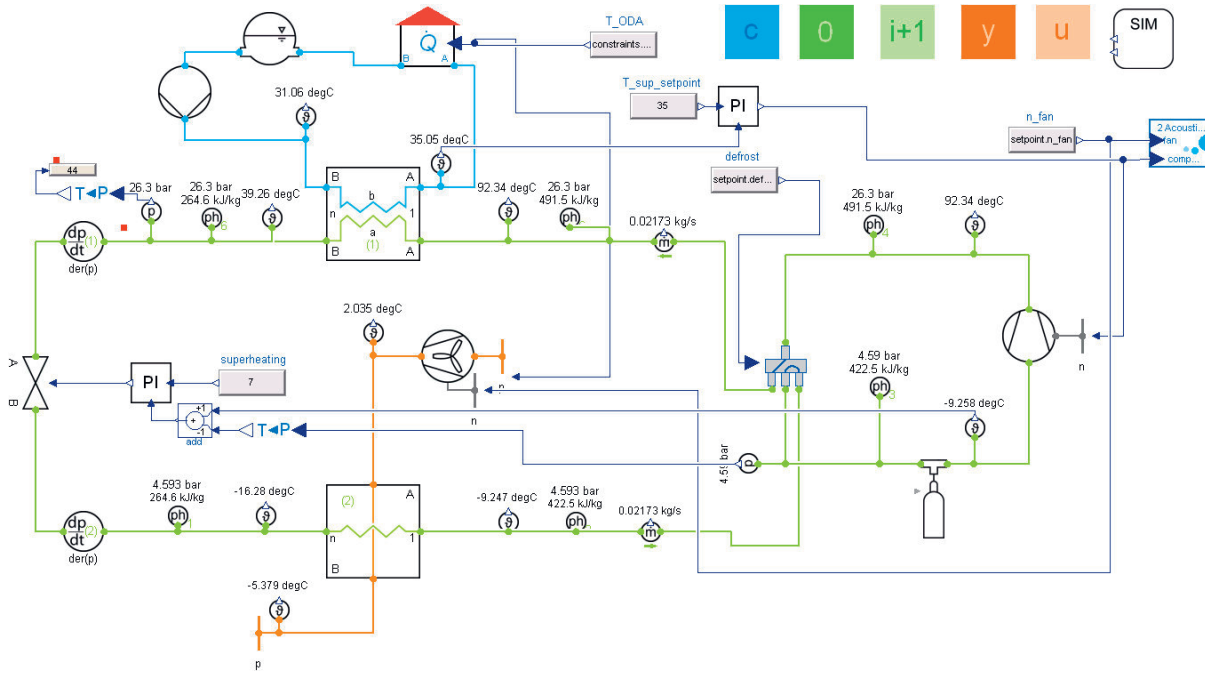


Bild 9: Simulation der SilentAirHP beim Auslegungspunkt A2W35 (Quelle: AIT, Österreich)

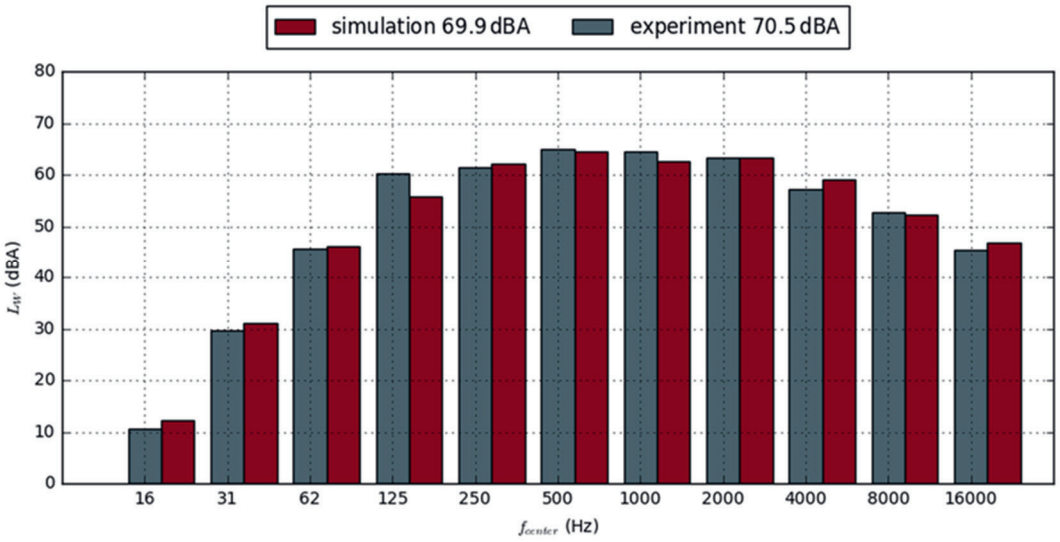


Bild 10: Vergleich von experimentellen Daten der SilentAirtHP mit Simulationsergebnissen im Rahmen der ersten Testmessungen vom April 2017. Die einzelnen Komponenten wurden vermessen und der Gesamtschall-Leistungspegel verglichen. (Quelle: AIT, Österreich)

Die Vereisung eines Wärmetauschers einer Luft-Wasser-Wärmepumpe kann andererseits auch mit Hilfe transienter numerischer Strömungssimulation (CFD) berechnet und visualisiert werden [11],[12]. In Bild 11 ist das zeitliche Verhalten des Eisansatzes des SilentAirHP Wärmetauschers gezeigt. Bild 11 rechts zeigt eine schematische Zeichnung dieses Wärmepumpenaufbaus. Bild 12 zeigt Geschwindigkeiten und Drucke in einem symmetrischen Teilstück des Wärmetauschers bei zunehmender Vereisung. In Bild 13 schließlich ist der Eisansatz auf Lamellen des Verdampfers in einer Gesamtübersicht und einer Detailaufnahme gezeigt.

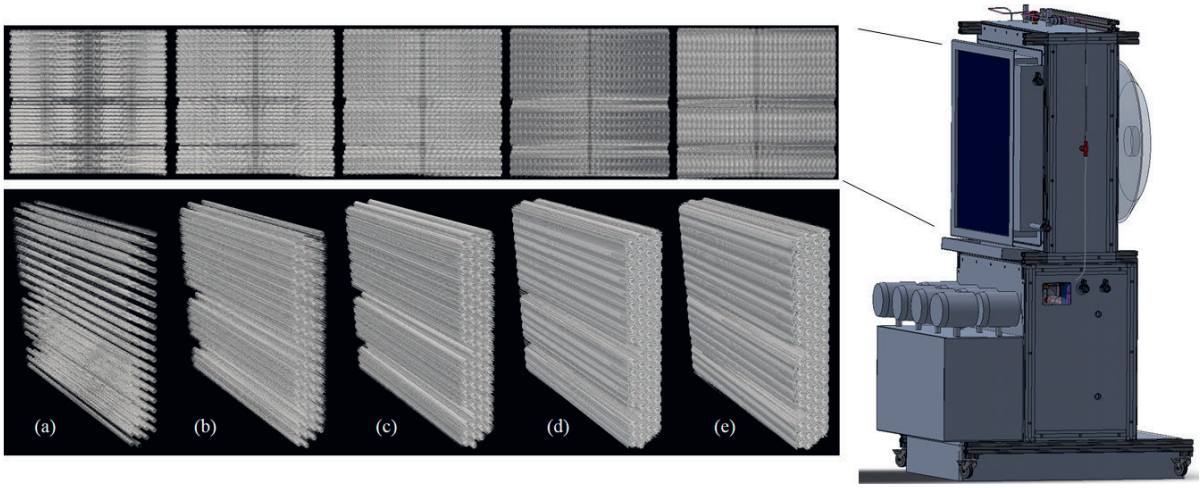


Bild 11: Zeitliches Verhalten des Eisansatzes am SilentAirHP Wärmeübertrager. (Quelle: AIT, Österreich)

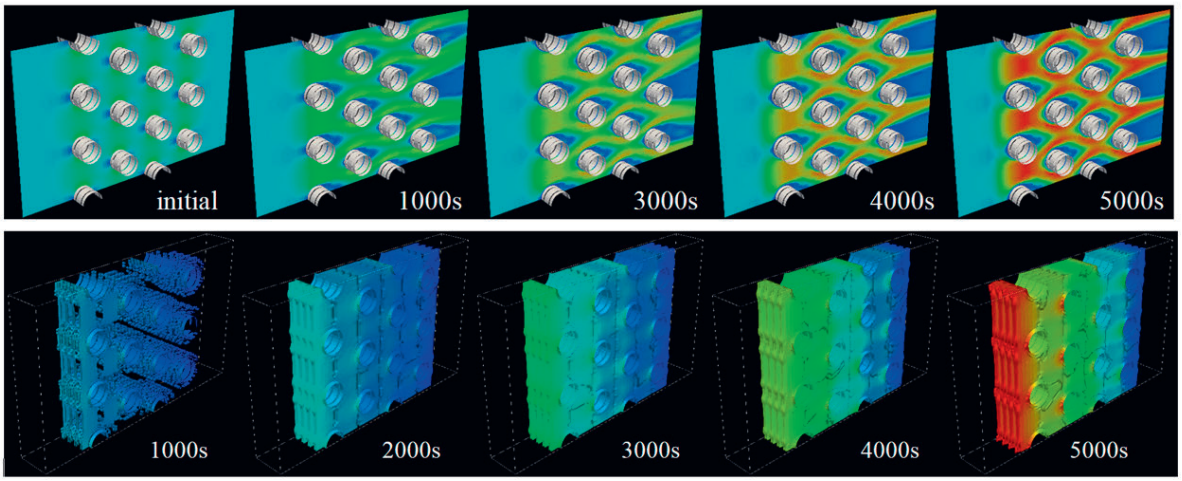


Bild 12: Zeitliches Verhalten des Eisansatzes an einem kleinen symmetrischen Teilbereich des Wärmeübertragers. Oben ist die Strömungsgeschwindigkeit, unten der Druckverlust bei schrittweiser Vereisung dargestellt. (Quelle: AIT, Österreich)

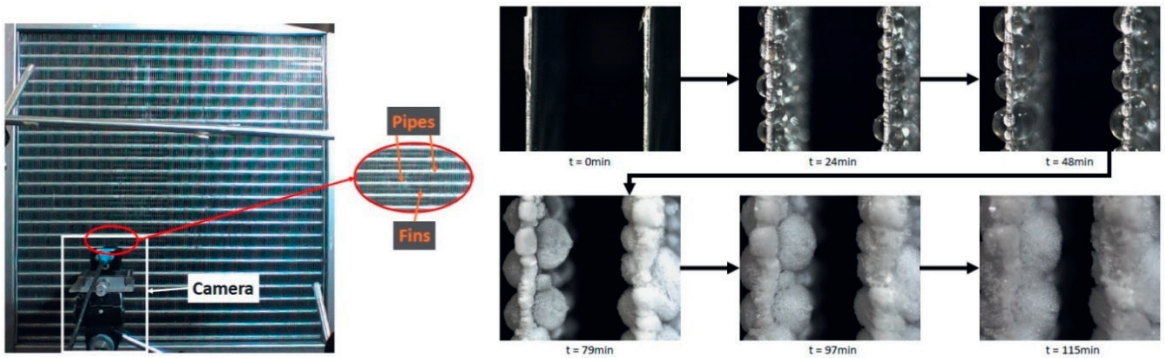


Bild 13: Oberfläche des SilentAirHP-Wärmetauschers und der Makrokamera zur Visualisierung der Frostansammlung an den Wärmetauscherlamellen (links); Frostansammlung an zwei Lamellen des SilentAirHP Wärmeübertragers (rechts). (Quelle: AIT, Österreich)

Einfluss der Installation von Wärmepumpen

Task 5 beschäftigt sich mit der Installation von Wärmepumpen und dem akustischen Einfluss auf die Umgebung. Die Platzierung einer Vielzahl von Wärmepumpen in einer Reihenhaussiedlung beispielsweise wird zu einem akustischen Optimierungsproblem, wenn man möglichst geringe Immissionen bei den unzähligen Betrachtungspunkten (Fenstern) erreichen will (siehe Bild 14).

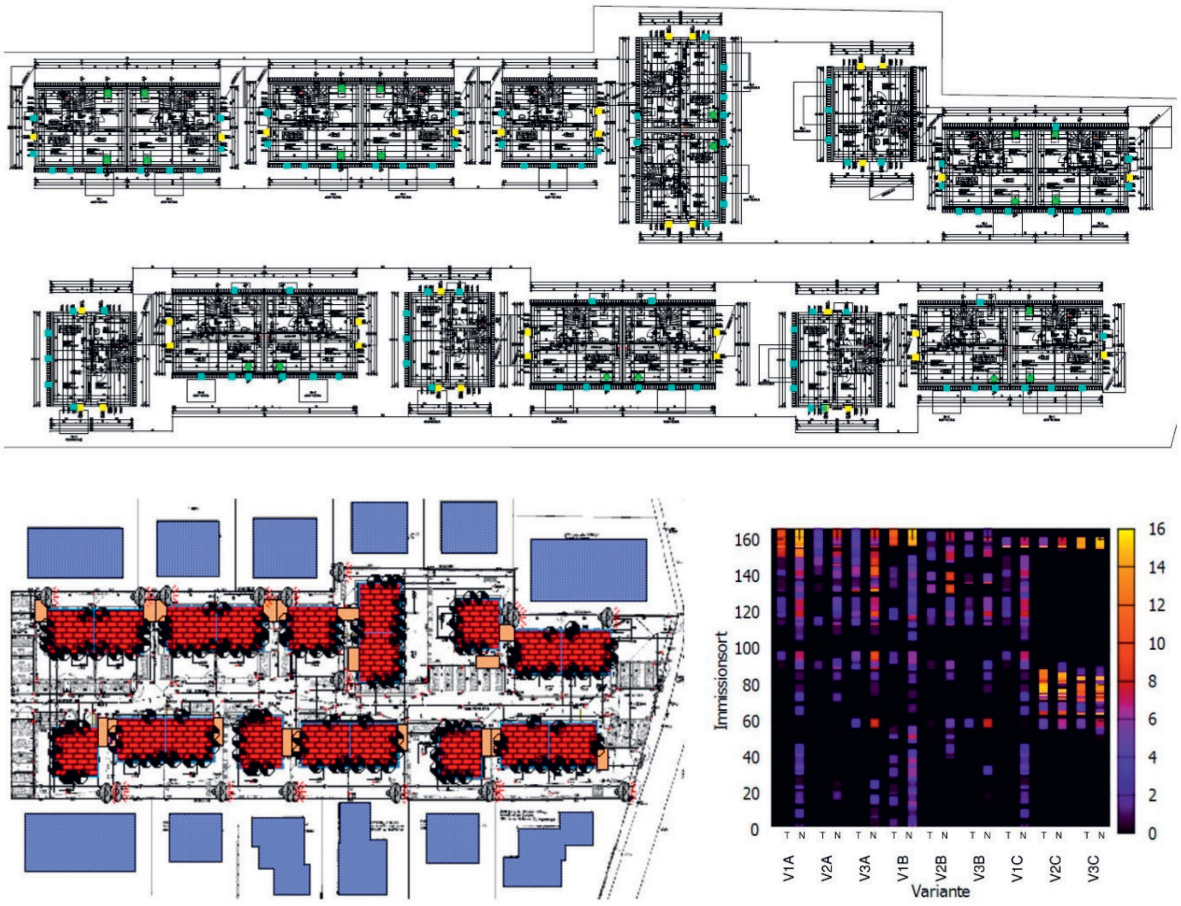


Bild 14: Immissionspunkte vor Fensterflächen (oben), Wärmepumpenaufstellungsorte (unten links), Strafpunkte wegen Grenzwert-Überschreitung (unten rechts) (Quelle: AIT, Österreich)

Zur Unterstützung der Platzierung von Wärmepumpen bzw. Auralisation der neuzuinstallierenden HVAC Komponente wird am AIT eine App für Handheld-Geräte entwickelt (siehe Bild 15 links). Sie wird die virtuelle Platzierung einer Wärmepumpe in der realen Welt und Darstellung und Hörbarmachung der Schallemissionen unter Berücksichtigung von Reflexionen und Absorbition ermöglichen.

Die zugrundeliegende Schallleistungsmessung wird optimalerweise durch Bestimmung von 5 Flächenscans mit einer Intensitätssonde durchgeführt, um eine Richtungsabhängigkeit in den Berechnungen berücksichtigen zu können. Ein 5 Kanal Messsystem (siehe Bild 15 rechts) zeichnet zusätzlich Soundfiles in 5 Richtungen auf, um eine Hörbachmachung der Wärmepumpe in unterschiedlichen Betriebszuständen zu ermöglichen.



Bild 15: Der Laborwärmepumpenprototyp SilentAirHP wird virtuell in eine reale Welt eingeblendet und die Schallemissionen werden sichtbar gemacht (links); 5-Kanal Messsystem zur Generierung der Datenbasis für die Auralisation der Wärmepumpen in der Augmentend Reality App.

Massnahmen zur Senkung der akustischen Emissionen

Als Beispiel für die Bewertung von Schallmaßnahmen, ihrem Wirkungsmechanismus und dem gefunden Effekt bei der SilentAirHP ist Tabelle 3 hier angeführt:

Maßnahme		Wirkungsmechanismus	Einfluss auf den Schallleistungspegel
Konstruktive Maßnahmen an der L/W-WP			
1	Kapselung des Verdichters	bei Außenaufstellung besonders wirksam	Ungekapselter Kompressor nicht verfügbar
2	Körperschallisolation des Verdichters		Wurde nicht untersucht
2a	Luftschallisolation des Verdichters	Anbringung einer Akustik-Verdichterhaube	Reduktion: <1 dB(A)
3	Körperschallisolation des Ventilators	Weniger Körperschallübertragung auf Gehäuse und Kanäle	Wurde nicht untersucht
4	Verbesserung der Strömung in Ventilatornähe	Diffusor	Reduktion: 2 dB(A)
4	Schallabsorbierende Kanalisolation	Dämmmaterial	Reduktion: <4 dB(A) bei maximaler Ventilatordrehzahl
6	Eckige Kanalumlenkungen mit zusätzlicher Auskleidung	Umlenkung als Reflexions-Schalldämpfer nutzen. Auf große Kanalbreite achten und Abstrahlung nach oben bevorzugen	Reduktion: 2 dB(A)

7a	Absorptions-Schalldämpfer	Umlenk-Kulissenschalldämpfer	Reduktion: 2.5 dB(A)[1]
7b	Absorptions-Schalldämpfer	Umlenkung	Reduktion: 2.5 dB(A)[2]
8	Vermeidung von Kanalresonanzen	Abstimmung von Länge und Querschnitt der Kanäle	Wurde nicht untersucht
9	Leitbleche in Krümmern	Geringere Turbulenzen und geringerer Druckverlust	Wurde nicht untersucht
Komponentenspezifische Maßnahmen			
10	Lärmarmer Verdichter	Lärmreduktion der Quelle	Verdichter wurde nicht getauscht
11	Geräuscharmer Ventilatortyp	Reduktion der Ventilatorgeräusche	Reduktion: 8 dB(A)[3]
12	Entdröhnung der Ventilatorflügel	Geringere Körperschallabstrahlung durch die Flügel	Siehe 11
13	Optimierung des Betriebspunktes des Ventilators	Reduktion des Ventilatorgeräusches durch bessere Strömungsbedingungen	Siehe 4
14	Optimierung des Verdampfers	Reduktion des Druckverlustes über den Verdampfer	Abhängig von Ventilatorkennlinie (z.B.: 5 dB(A) bei Halbierung des Druckverlustes)
15	Anti-Eis-Beschichtungen	Verzögerung von Eisansatz, Veränderung Abtauverhalten des Wärmetauschers	Keine Änderung in der Schallleistung[4]
Regelungstechnische Maßnahme			
16	Optimierung der Ventilatordrehzahl	Durch verschiedene Schaltungen oder mit Vorwiderständen ist bei Bedarf eine einfache Drehzahlreduktion möglich	Abhängig von Ventilatorkennlinie (z.B.: 5 dB(A) bei Reduktion um 100 rpm)
17	Optimierung der Steuerung	Weniger Ein-/Aus-Schaltvorgänge und kürzere Betriebsdauer in der Nacht, Teillastbetrieb während der Nacht	Bei A2W35 und Nachtabsenkung (12h): 10 dB(A), Tag 4.5 dB(A) mehr.[5]
18	Abtaustrategien	Geändertes Eisansatzverhalten	„Abtaugeräuschpegel“<“Betriebs-pegel“
Aktive Maßnahmen			
19	Active Noise Cancelling (ANC)	Aktive Generierung von Gegenschall	Eindimensionale Schallfelder können mit Gegenschall gut bekämpft werden (~7dBA Reduktion.). Die dreidimensionalen Felder im Nachlauf des Ventilators können kaum beeinflusst werden.

Tabelle 3: Bewertungskatalog aufbauend auf dem „Leitfaden zur Akustik von Luft-Wasser-Wärmepumpen“ des „Verbands Wärmepumpe Austria“ [17]. Resultate beziehen sich auf die jeweilige betrachtete Komponente der SilentAirHP.

[1] FC050@594rpm,6.67V 60.25 dBA // Ref FC050@594rpm,6.67V 62.55 dBA
[2] FC050@594rpm,6.67V 60.15 dBA // Ref FC050@594rpm,6.67V 62.55 dBA
[3] ZN050@537rpm,4.79V 54.58 dBA // FC050@594rpm,6.67V 62.55 dBA // Daten bei gleichem Volumenstrom
[4] 10%-ige Verlängerung des Vereisungszeitraums
[5] Bei A2W35, Teillast ganztags mit 69 dB(A) oder Nacht: 58.8 dB(A) und Tag 73.5 dB(A)

Zusammenfassung und Ausblick

Die akustischen Emissionen von Wärmepumpen können das nötige Wachstum dieser Technologie bremsen. Aus diesem Grund sind alle Hersteller bemüht, die Schallemissionen möglichst gering zu halten. Der IEA HPT Annex 51 unterstützt hierbei durch Forschung, Dissemination und Erarbeitung von Grundlagen für Normungsgremien. Der IEA HPT Annex 51 läuft noch bis Ende des Jahres 2020. Derzeit werden alle Taskberichte abgeschlossen und im Herbst 2020 auf die Webseite des Annex 51 geladen. Dort können sie jederzeit abgerufen werden. Bereits jetzt sind die Dokumente zum Task 1 sowie die Präsentationen des Akustik Workshops im Rahmen der ICR 2019 in Montreal abrufbar.

Danksagung

Die Projekt SilentAirHP wurde im Rahmen des Energieforschungsprogramms des Klimaenergiefonds (5148527) in einer Initiative des österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie gefördert. Weiters wurde das Projekt RAARA in der Programmlinie „Stadt der Zukunft“ im zweiten Call (873588) gefördert. Wir danken der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft und dem Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technology für die Unterstützung des IEA HPT Annex 51 in Österreich im Rahmen der IEA Forschungskooperation.

Weiters danken wir den Kollegen des österreichischen nationalen Annex 51 Teams der TU Graz, TU Wien und der Österreichischen Akademie der Wissenschaften sowie den Kolleginnen und Kollegen des internationalen Annex 51 Konsortiums von CETIAT und CETIM (Frankreich), DTI (Dänemark), RISE (Schweden), Fraunhofer ISE und IBP (Deutschland) und Polimi (Italien) für die ausgezeichnete Zusammenarbeit im IEA HPT Annex 51.

Quellen

[1] Ch. Reichl, J. Emhofer, Ch. Köfinger, T. Fleckl: “SilentAirHP - Advanced Methods for Analysis and Development of Noise Reduction Measures for Air-to-Water Heat Pump Systems”, 66. Jahrestagung der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft, Universität Wien, 27.09.2016

[2] N. Schmiedbauer, J. Emhofer, Ch. Köfinger, P. Wimberger, T. Fleckl, M. Gröschl, Ch. Reichl: “Active Noise Cancelling for Heat Pump Applications”, 66. Jahrestagung der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft, Universität Wien, 27.09.2016

[3] P. Wimberger, J. Emhofer, Ch. Köfinger, T. Fleckl, M. Gröschl, Ch. Reichl: “Space-, time- and frequency resolved recording and analysis of sound emissions and sound source localisation using a multichannel measuring system”, 66. Jahrestagung der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft, Universität Wien, 27.09.2016

[4] N. Schmiedbauer: “Active Noise Cancelling im Anwendungsfeld der Luft-Wasser-Wärmepumpen“ (Arbeitstitel). Diplomarbeit (in Fertigstellung), Betreuung: Prof. Martin Gröschl, TU Wien, Christoph Reichl, AIT

[5] Dymola: https://www.3ds.com/de/

[6] Modelica: https://www.modelica.org

[7] TIL-Library: https://www.tlk-thermo.com/

[8] ThermoCylcle-Library: http://thermocycle.net/

[9] J. Emhofer, R. Zitzenbacher, Ch. Reichl: "Sound Source Extension Library for Modelica"; Vortrag: 12th International Modelica Conference, Prag, Tschechische Republik; 15.05.2017 - 17.05.2017; in: "Proceedings of the 12th International Modelica Conference", Modelica Association, (2017), ISBN: 978-91-7685-575-1; 8 S.

[10] D. Meisl: „Implementierung einer softwarebasierten Regelung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe“, Diplomarbeit; Betreuung: G. Grabmair (FH Oberösterreich), J. Emhofer (AIT), 2017; Abschlussprüfung 20.09.2017

[11] Ch. Reichl: "Heat and Mass Transfer in Renewable Energy Systems"; Habilitationsschrift, Technische Unversität Wien, Faculty of Mechanical and Industrial Engineering, Institute of Fluid Mechanics and Heat Transfer, 2018.

[12] M. Popovac, J. Emhofer, E. Wasinger, P. Wimberger, R. Zitzenbacher, D. Meisl, F. Linhardt, N. Schmiedbauer, Ch. Reichl: "OpenFOAM implementation of algebraic frosting model and its applications on heat pump evaporators"; Vortrag: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference 2018, Valencia, Spain; 18.06.2018 - 20.06.2018; in: "13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2018). Proceedings", IIF/IIR, (2018), Paper-Nr. 1203, 9 S.

[13] N. Schmiedbauer, J. Emhofer, C. Köfinger, P. Wimberger, T. Fleckl, M. Gröschl, C. Reichl: "Aktive Störschallunterdrückung für Wärmepumpenanwendungen"; Vortrag: 43. Jahrestagung für Akustik, Kiel; 06.03.2017 - 09.03.2017; in: "Fortschritte der Akustik - DAGA 2017", Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA), (2017).

[14] F. Linhardt: "Simultaneous measurements of sound, vibration, and flow, as well as determination of acoustic transfer functions in the context of air water heat pumps"; Diplomarbeit; Betreuung: M. Gröschl, Ch. Reichl; Technische Unversität Wien, Institut für Angewandte Physik, 2018; Abschlussprüfung: 19.03.2018.

[15] F. Linhardt, K. Alten, J. Emhofer, C. Köfinger, T. Fleckl, P. Wimberger, M. Gröschl, Ch. Reichl: "Charakterisierung der Schallabstrahlung von Luft-Wasser-Wärmepumpen mittels simultaner Hitzdrahtanemometrie, Vibrationsmessung und Schalldruckbestimmung"; Vortrag: 43. Jahrestagung für Akustik, Kiel; 06.03.2017 - 09.03.2017; in: "*Fortschritte der Akustik - DAGA 2017*", Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA), (2017), S. 1238 - 1241.

[16] R. Zitzenbacher: *"Schallreduktionsmaßnahmen für Luft/Wasser-Wärmepumpen";* Diplomarbeit, Betreuung: M. Steinbatz, J. Emhofer; FH Oberösterreich, 2017; Abschlussprüfung: 20.09.2017.

[17] http://www.waermepumpe-austria.at/verein-waermepumpe-austria/leitfaden-zur-akustik-von-waermepumpen.html

[18] https://heatpumpingtechnologies.org/annex51/

Omar Montero D., Carolina Fraga, Simon Callegari, Pierre Hollmuller
Université de Genève

Pompes à chaleur air-eau en remplacement d'une chaudière dans un immeuble résidentiel collectif non rénové

Résumé

À Genève, les émissions de CO_2 sont principalement liées à la fourniture de chaleur pour les bâtiments, en particulier dans les immeubles résidentiels collectifs (IRC). Dans les zones urbaines denses, où l'air est la seule source d'énergie renouvelable disponible, les pompes à chaleur air-eau (PAC) pourraient contribuer à réduire les émissions et à remplacer les systèmes de chauffage à base de combustibles fossiles.

Cette étude porte sur l'analyse d'un bâtiment MF de 1972 (4'047 m^2 de surface chauffée), non rénové, dont l'approvisionnement en chaleur fossile a récemment été remplacé par deux PAC air-eau industrielles (2 x 140 = 280 kW). Sur la base d'une campagne de mesure détaillée couvrant 15 mois de fonctionnement, les principaux résultats montrent que le système PAC a pu couvrir la totalité de la demande de chaleur, à l'exception d'une brève panne. Grâce à l'optimisation de la régulation du système et au choix d'utiliser une seule PAC en été, le COP_{sys} est passé de 1.3 au début à 3.4 pendant l'été dernier. Sur la base de ces dernières performances, nous avons estimé que le SPF pourrait atteindre une valeur annuelle de 2.3 (au lieu de la valeur mesurée de 1.9).

Zusammenfassung

In Genf werden die CO_2-Emissionen hauptsächlich durch die Wärmeversorgung von Gebäuden, insbesondere in Mehrfamilienhäusern (MFH), verursacht. In dichten städtischen Gebieten, in denen die Luft die einzige in grossem Umfang verfügbare erneuerbare Energiequelle ist, könnten Luft/Wasser-Wärmepumpen dazu beitragen, Heizsysteme mit fossilen Brennstoffen zu ersetzen und damit Emissionen zu reduzieren.

Die vorliegende Studie analysiert ein unsaniertes MFH von 1972 (4'047 m2 beheizte Fläche), dessen fossile Heizung kürzlich durch zwei industrielle Luft/Wasser-Wärmepumpen (Leistung = 2 x 140 kW = 280 kW) ersetzt wurde. Über 15 Betriebsmonate wurde eine detaillierte Messkampagne durchgeführt. Die wichtigsten Ergebnisse zeigen, dass das Wärmepumpen-System in der Lage war, den gesamten Wärmebedarf zu decken, dies mit Ausnahme eines kurzen Ausfalls. Dank der Optimierung der Systemregelung und dem Entscheid im Sommer nur eine einzige Wärmepumpe einzusetzen, stieg der COP_{sys} von 1,3 zu Beginn auf 3,4 im letzten Sommer. Auf der Basis dieser Verbesserung haben wir geschätzt, dass der SPF einen Jahreswert von 2,3 (statt des gemessenen Wertes von 1,9) erreichen könnte.

Introduction

Contexte et enjeux

A Genève, les émissions de CO_2 liées au secteur de l'énergie représentent 4.2 tonnes de CO_2 émises par habitant, dont 2.2 émises par le secteur du chauffage, 1.1 par le secteur des transports (hors aéroport) et 0.8 par le secteur de l'électricité [1]. Par conséquent, le principal potentiel de réduction des émissions de CO_2 se situe dans le secteur du chauffage, qui représente environ la moitié de la consommation finale d'énergie à Genève.

Même si les immeubles résidentiels collectifs ne constituent que 27% du parc immobilier genevois, ils représentent près de la moitié des surfaces chauffées du canton, soit 19.3 sur 40.9 millions de m^2 [2]. Environ la moitié de ces immeubles, qui ont été construits entre 1946 et 1980, ont aujourd'hui besoin d'être rénovés et présentent un fort potentiel d'économie d'énergie. Parallèlement à la réduction de la demande de chaleur du parc immobilier, notamment par la rénovation, la réduction des émissions de CO_2 peut également être obtenue en remplaçant les combustibles fossiles par des énergies renouvelables, en particulier par des systèmes de pompes à chaleur (PAC).

Cependant, bien que la part de marché des pompes à chaleur dans le secteur résidentiel suisse soit passée de presque zéro dans les années 1990 à environ 50 % aujourd'hui, seuls 10 % concernent le résidentiel collectif [3]. Cela s'explique par le fait que la mise en œuvre des systèmes de pompes à chaleur dans le résidentiel collectif est plus complexe que dans les bâtiments unifamiliaux [4], en particulier en raison : i) de la multiplicité des ménages, avec un pouvoir de décision dilué et des problèmes de gouvernance connexes, en particulier en régime locatif ; ii) des bâtiments souvent situés dans des zones urbaines très denses, avec un accès limité aux sources de chaleur renouvelables autres que l'air ; iii) si elles ne sont pas traitées avec soin, des émissions sonores qui peuvent poser problème ; iv) des parts plus élevées d'eau chaude sanitaire (ECS) dans la demande globale de chaleur et la température élevée qui y est associée, ce qui peut affecter la performance des pompes à chaleur.

Programme « éco21 / chaleur renouvelable bâtiments »

Dans le cadre du parc résidentiel collectif existant, et en particulier en zone urbaine dense, les pompes à chaleur air-eau sont souvent la seule solution pour une substitution conséquente du fossile par des énergies renouvelables. En effet, l'énergie solaire thermique n'est pas toujours possible (en raison de manque de place en toiture et/ou en chaufferie, ainsi que de restrictions liées à la protection du patrimoine) et l'énergie géothermique ou la biomasse ne sont pas toujours autorisées par la loi (en raison des règlements de protection de l'eau et de l'air).

Dans ce contexte, les Services Industriels de Genève (SIG) développent une série de projets de remplacement de systèmes de chauffage fossiles par des PAC air-eau. Ces projets, qui sont développés dans le cadre du portefeuille éco21 des SIG, sont mis en œuvre sous la forme de contracting énergétique [4].

Les défis sont importants : la demande de chaleur pour le chauffage est importante, il y a peu d'espace à disposition, les systèmes de distribution de chaleur sont vieux et les coûts d'investissement sont élevés. Par ailleurs, les températures de distribution élevées ne sont à priori pas forcément compatibles avec un objectif de bonne performance sur pompe à chaleur air-eau.

L'un des principaux défis techniques est lié à l'indisponibilité des pompes à chaleur air-eau spécialement conçues pour la résidentiel collectif. En effet, la plupart des PAC résidentiels ont actuellement une capacité inférieure à 30 kW et sont adaptés aux maisons individuelles, tandis que les PAC industrielles de plus grande capacité ne sont pas spécifiquement conçues pour être intégrés dans des bâtiments résidentiels, notamment en ce qui concerne les aspects sonores.

Objectif

Ce document vise à analyser l'un des projets pilotes du programme éco21, dans des conditions réelles d'utilisation. Après la description de l'étude de cas considérée, nous analysons les résultats d'une campagne de mesure détaillée, couvrant 15 mois de fonctionnement (juillet 2018 - septembre 2019). Un accent particulier est mis sur les diverses optimisations qui ont dû être faites afin d'atteindre une performance acceptable du système. Sur la base des résultats obtenus grâce à ce processus d'optimisation, nous estimons finalement un SPF optimisé, pour une année entière de fonctionnement.

Etude de cas

Situé à Genève et construit en 1972, le bâtiment en question dispose d'une surface chauffée totale de 4'047 m^2 (114 résidents). Bien que son enveloppe n'ait subi aucune rénovation, la chaudière à mazout existante (319 kW) a été remplacée par deux PAC industrielles air-eau (2 x 156 = 312 kW), avec un COP constructeur de 3.42 (pour 7°C côté évaporateur et 40/45°C côté condenseur) ainsi que quatre compresseurs scroll offrant quatre niveaux de capacité en fonction de la charge ou de la température de la source [5]. Avant le remplacement du système, la consommation de pétrole (énergie finale) pour la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire (ECS) était de 158 kWh/m^2 par an, après correction climatique.



Figure 1. Bâtiment (à gauche) et pompes à chaleur industrielles air-eau en toiture (à droite).

La chaudière à mazout a été conservée en réserve pendant les premières années de fonctionnement, mais elle sera finalement démantelée. La distribution comprend deux ballons de stockage en parallèle pour l'ECS (1000 L chacun) et un autre pour le chauffage (1000 L).

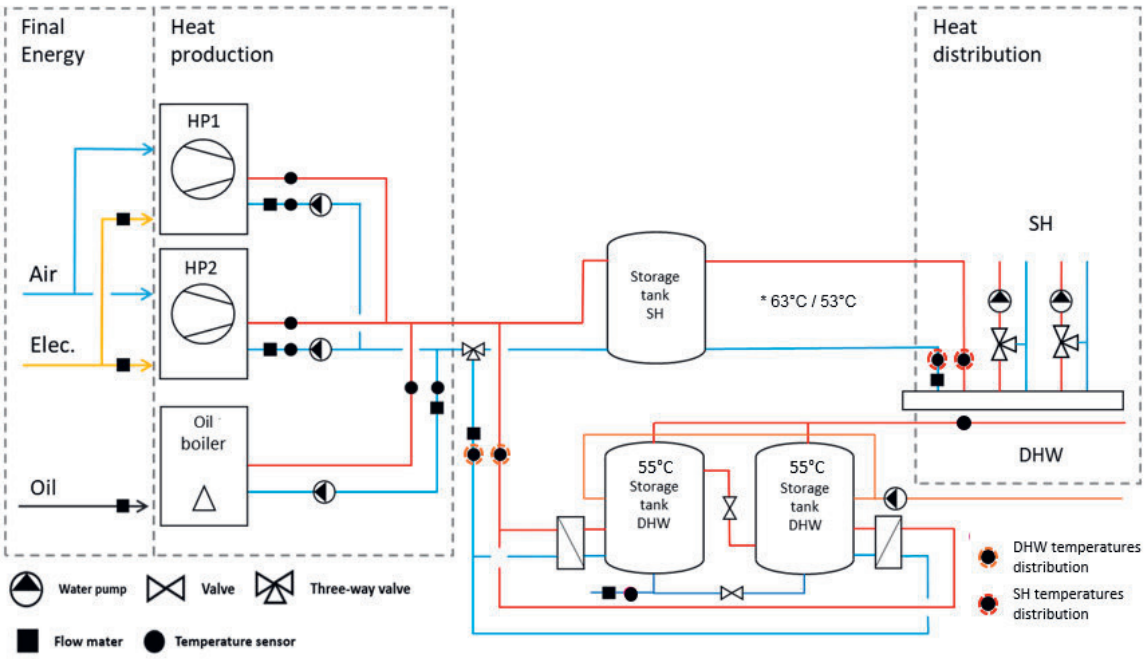


Figure 2. Système de production/distribution de chaleur (schéma simplifié).

Monitoring

L'instrumentation du système est illustrée sur la figure 2. Les données mesurées sont : i) l'électricité de chaque PAC, y compris l'électricité auxiliaire de la pompe de circulation côté condenseur ; ii) la production de chaleur de chaque PAC ; iii) la distribution de chaleur pour le chauffage (avant la vanne mélangeuse à trois voies) et pour l'ECS (à l'entrée du stockage) ; iv) la consommation d'ECS (à la sortie du stockage).

La campagne de mesure s'étend sur 15 mois (juillet 2018 - septembre 2019). Les données sont acquises en pas de temps de 5 minutes, et agrégées en valeurs horaires et journalières.

Résultats et discussions

Demande de chaleur

La demande annuelle de chaleur s'élève de 125 kWh/m^2 (sept. 2018 - août 2019), dont 47 % pour l'ECS (58 kWh/m^2) et 53 % pour le chauffage (67 kWh/m^2). La demande d'ECS correspond aux valeurs les plus élevées observées pour le résidentiel collectif à Genève [6]. D'autre part, bien que l'enveloppe n'ait pas été réaménagée, la demande de chauffage est bien inférieure à la moyenne genevoise des bâtiments des années 70 (101 kWh/m^2) et correspond plutôt à la moyenne de la décennie 2000 [7].

La signature énergétique de l'ensemble de l'enveloppe indique une température de non-chauffage de 17°C et une demande de chauffage de 20 W/m^2 à une température extérieure de 0°C (Figure 3).

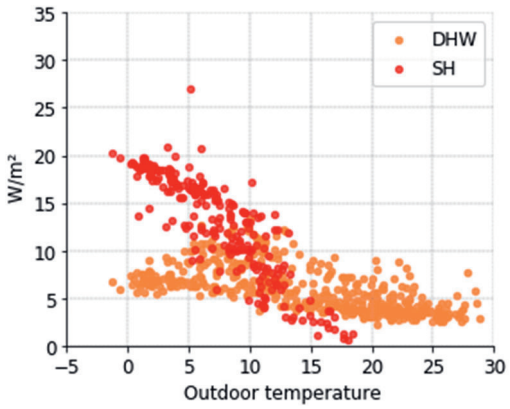


Figure 3. Demande quotidienne de chauffage (SH) et ECS (DHW) versus température météo.

La pointe de demande quotidienne de chaleur est d'environ 25 W/m^2 (Figure 4). En moyenne journalière, l'ECS varie entre 3 et 12 W/m^2 (été vs hiver), avec une augmentation inexpliquée à partir de février 2019.

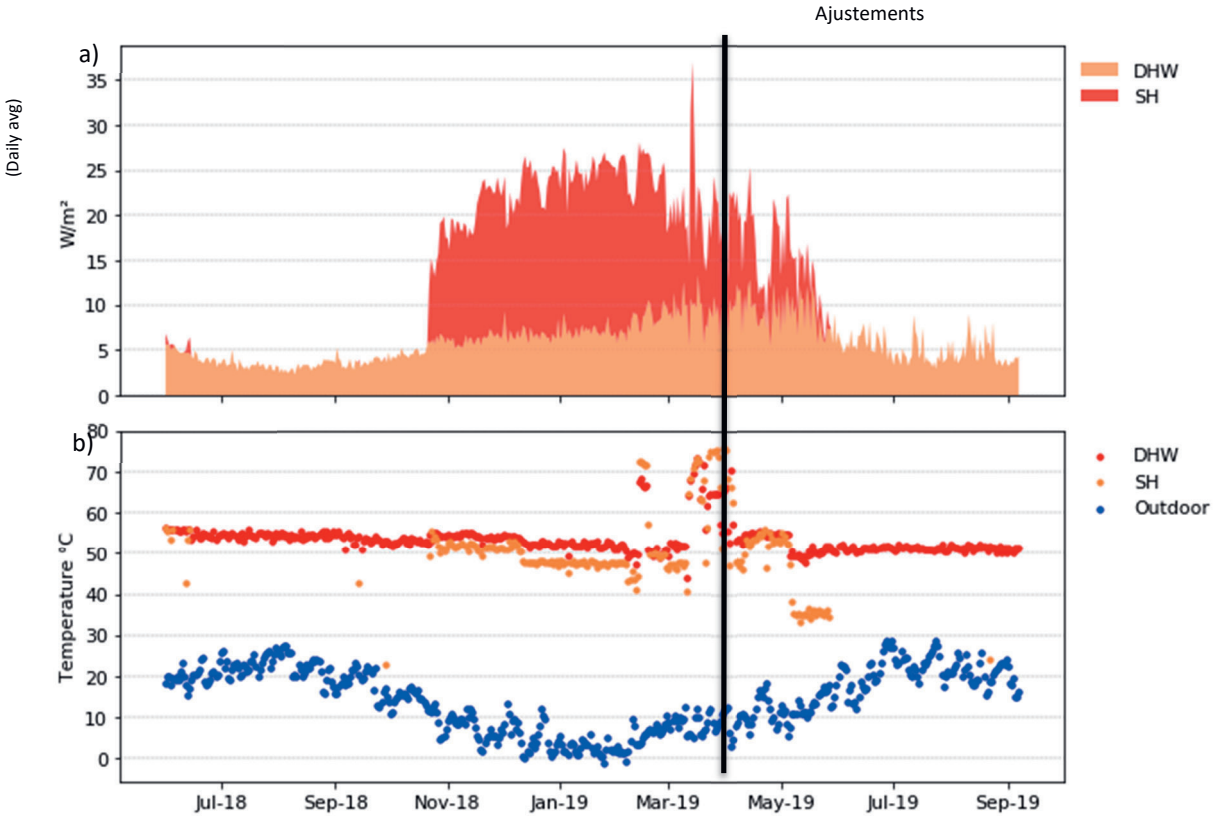


Figure 4. (a) Demande quotidienne de chauffage (SH) et ECS (DHW); (b) Températures quotidiennes de distribution et météo.

Les températures de distribution quotidiennes sont également représentées dans la Figure 4. La température de production d'ECS (charge du stock) a une valeur constante de 50 - 55°C, sauf pendant la panne de la PAC en février et mars 2019 (voir plus bas). Jusqu'en mai 2019, la température de chauffage (avant la vanne de mélange) était relativement constante et similaire à celle de l'ECS. Cela était dû aux valeurs de consigne internes de la PAC, qui ne tenaient pas compte de la courbe de chauffage définie au niveau de l'automate centralisée.

Ce problème a finalement pu être identifié et résolu à la fin de la saison de chauffage (mai 2019), avec une température de chauffage descendant à 35°C (pour une température extérieure supérieure à 10°C).

Production de chaleur

La production quotidienne de chaleur est représentée sur la Figure 5. La production de chaleur a pu être entièrement couverte par les deux PAC, sauf pendant la panne des PAC (février et mars 2019) où la chaudière à mazout a dû être mise en marche. Au cours du premier été (jusqu'en septembre 2018), les deux PAC ont fonctionné en parallèle. À partir de là, la priorité a été donnée à la PAC2 (maître), la PAC1 étant allumée pour les charges supérieures à environ 15 W/m^2. Lors des ajustements de mai 2019, la priorité a été donnée à la PAC1, et la PAC2 a été complètement éteinte pour la période estivale (pour des économies d'électricité sur le mode de veille inutile).

Il est à noter que la panne de PAC aurait pu être traitée plus rapidement si les techniciens locaux avaient été habitués/formés à ce type de systèmes de chauffage et s'ils avaient pu disposer de pièces de rechange, ce qui souligne l'importance de la formation professionnelle.

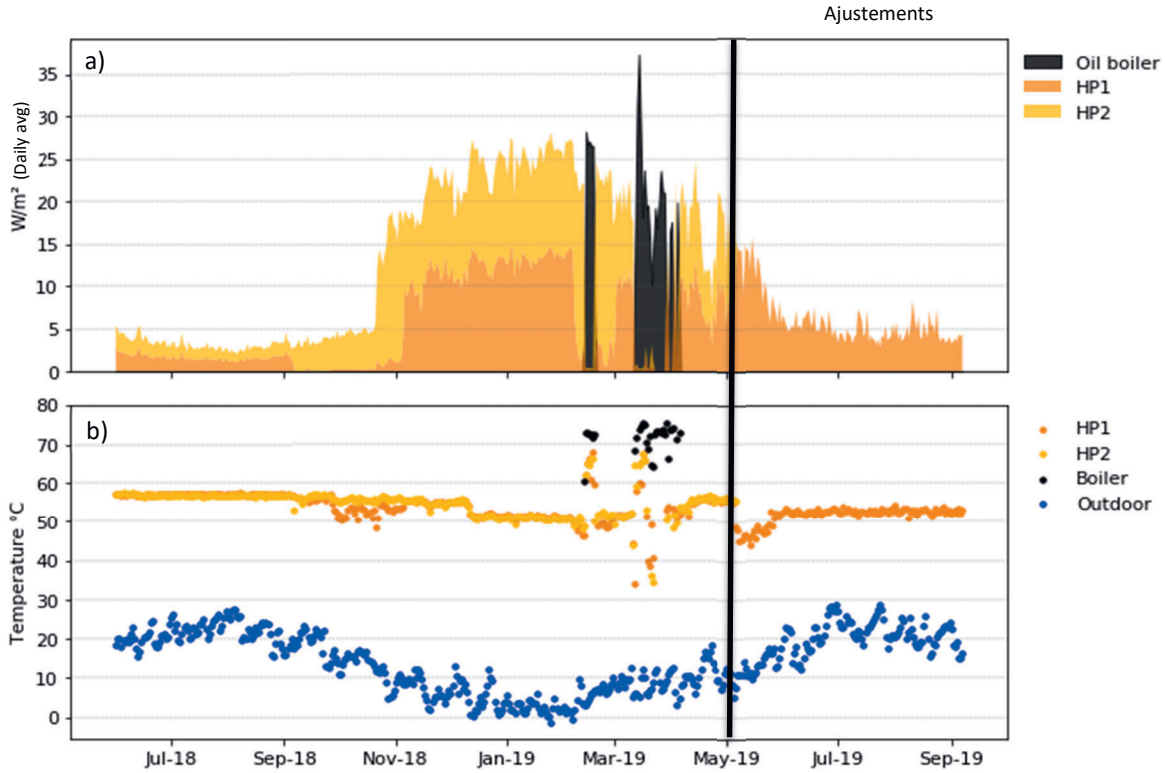


Figure 5. (a) Production quotidienne de chaleur ; (b) Températures de production et météo.

Comme indiqué précédemment, la température de production de la PAC est relativement constante jusqu'aux ajustements de mai 2019 (Figure 5). Par la suite, une courte baisse est observée en raison des ajustements de la courbe de chauffe, suivie par une remontée pour la seule production d'ECS pendant l'été. Pendant la panne de la PAC, la température de production de la chaudière à mazout est montée jusqu'à 70°C, ce qui est normal pour ce type de technologie.

Performances des PAC

Les indicateurs de performance de PAC sont basés sur la production de chaleur et la consommation d'électricité des PAC, et sont définis comme suit :

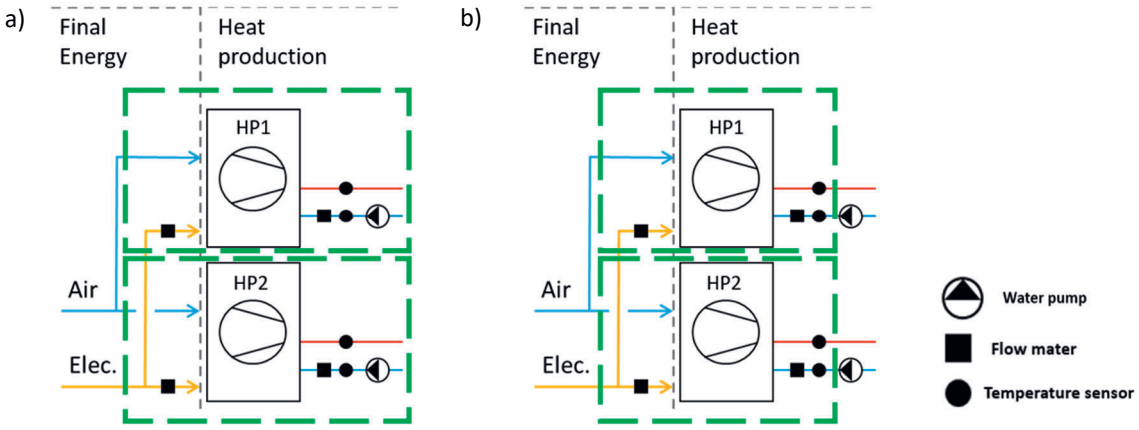


Figure 6. Périmètres pour (a) l'évaluation de la performance du système ; (b) la performance des pompes à chaleur (hors pompes de circulation).

- Performance horaire ou quotidienne des PAC (Figure 6-b) : rapport entre la production de chaleur et la consommation électrique des pompes à chaleur, hors consommations électriques auxiliaires :

$$\mathrm{COP_{pac}} = \frac{\mathrm{Q_{pac}}}{\mathrm{E_{pac}}} \quad (1)$$

- Performance horaire ou quotidienne du système PAC (Figure 6-a) : Rapport entre la production de chaleur et la consommation électrique des pompes à chaleur, y compris pompes de circulation côté condenseur :

$$COP_{sys} = \frac{Q_{pac}}{E_{sys}} \quad (2)$$

- Performance saisonnière ou annuelle du système PAC : rapport entre la production de chaleur et la consommation d'électricité des pompes à chaleur, y compris pompes de circulation, pour une période donnée :

$$SPF = \frac{\sum Q_{pac}}{\sum E_{sys}} \quad (3)$$

Note : Comme les capteurs de température utilisés pour calculer Q_{HP} sont proches de la PAC, les pertes de distribution sont incluses dans la production de chaleur.

Performances du système

L'évolution des performances du système PAC au cours de la période de mesure est illustrée sur la figure 7, avec différents ajustements. L'été 2018 présente le plus faible COP_{sys}, inférieur à 1.5, malgré des températures de l'air élevées. Cela est dû à une activation constante de la pompe de circulation PAC1 (côté condenseur), même lorsque celle-ci était éteinte. La performance des PAC augmente à partir d'octobre 2018, lorsque le débit de circulation est ajusté

à la production de chaleur. Cependant le COP_{sys} reste la plupart du temps inférieur à 2, en raison de la température constante de chauffage (non prise en compte de la courbe de chauffe). Après mai 2019, le COP_{sys} augmente de manière significative (2.4 – 3.4) en raison de l'ajustement de la température de production de chauffage, du débit variable, des températures extérieures élevées en été, ainsi que du choix d'éteindre la deuxième PAC pendant la période estivale.

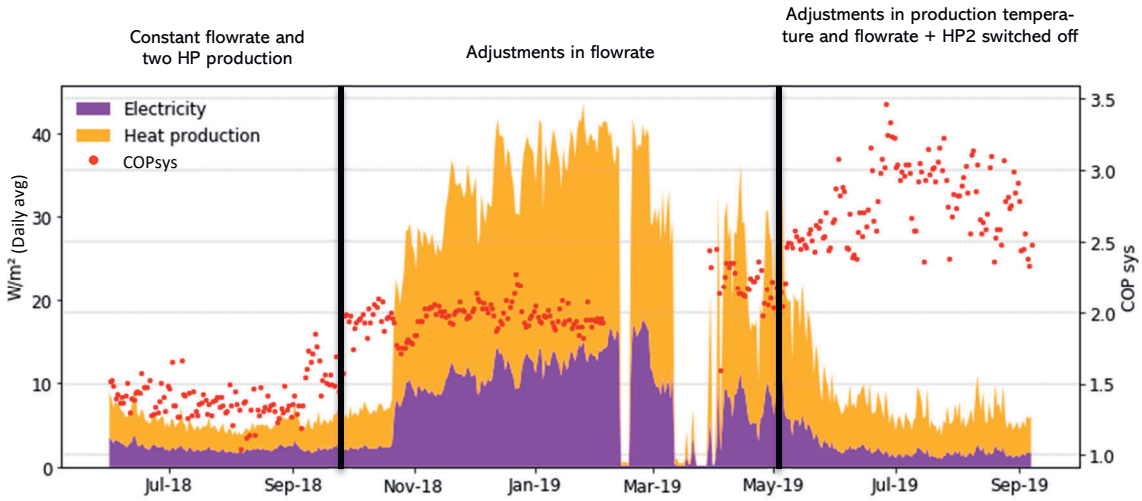


Figure 7. Production quotidienne de chaleur et consommation d'électricité des deux PAC, ainsi que performance du système COP_{sys} (note : la performance pendant la période de panne n'est pas prise en compte).

Comme attendu, le COP_{sys} quotidien diminue avec l'augmentation du ΔT_{pac} (Figure 8). Ainsi, sur l'hiver 2018-2019 et l'été 2019, le COP_{sys} varie entre 3.7 et 1.8 pour un ΔT_{PAC} variant entre 20 et 50 K. Il est à noter que la performance plus faible pendant l'été 2018 est due à la forte consommation d'électricité induite par les débits de circulation constants, sans rapport avec la production de chaleur.

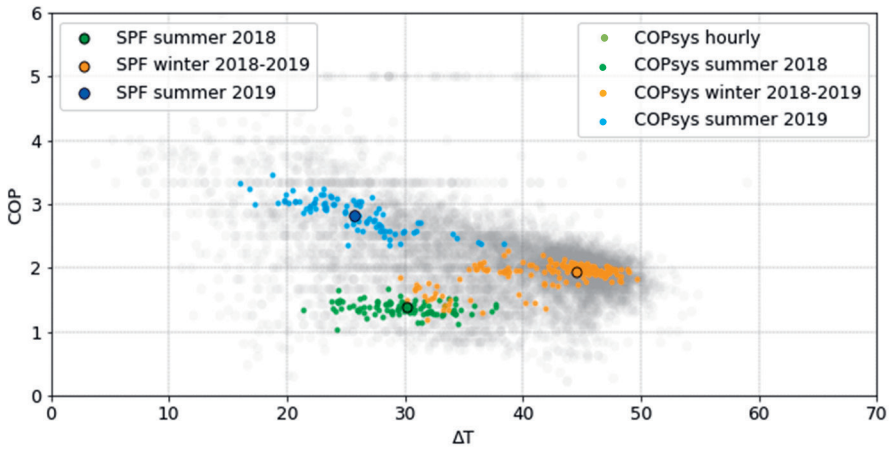


Figure 8. COP_{sys} et SPF en fonction de ΔT_{pac}, pour chaque saison (été : 1er juin - 31 août ; hiver: 1er septembre - 31 janvier).

Performances des pompes à chaleur

Dans cette section, la performance mesurée est comparée à celle annoncée par le fabricant. Dans le cas des valeurs fabricant, le COP_{pac} est donné pour un fonctionnement continu, à pleine puissance (quatre compresseurs) et sans consommation d'électricité auxiliaire. Afin de se rapprocher de ces conditions, nos données horaires ont été filtrées sur les heures où la PAC a travaillé pendant au moins 30 minutes (note : dans le cas de l'été 2018, le filtre a été réduit à 18 minutes, en raison de la capacité de puissance plus élevée que la demande, qui a induit des durées plus courtes de production de chaleur). En outre, la consommation électrique des pompes de circulation (estimée à environ 3 kW chacune) a été déduite de la consommation électrique mesurée, en fonction du type de débit de chaque période (constant / variable).

Ainsi, le COP_{pac} mesuré (Figure 9) est plus élevé que le COP_{sys} (Figure 8). De plus, les valeurs de l'été 2018 sont maintenant alignées sur celles des périodes suivantes, ce qui met en évidence le fait que le faible COP_{sys} de cette période était dû au fonctionnement constant des pompes de circulation. Enfin, le COP_{pac} mesuré a la même tendance que celui du fabricant, avec des valeurs légèrement inférieures, comme fréquemment observé sur des mesures in situ [8, 9 et 10]. En conclusion, le faible COP_{sys} mesuré n'est pas dû à une défaillance des PAC, mais à un fonctionnement non optimal du système.

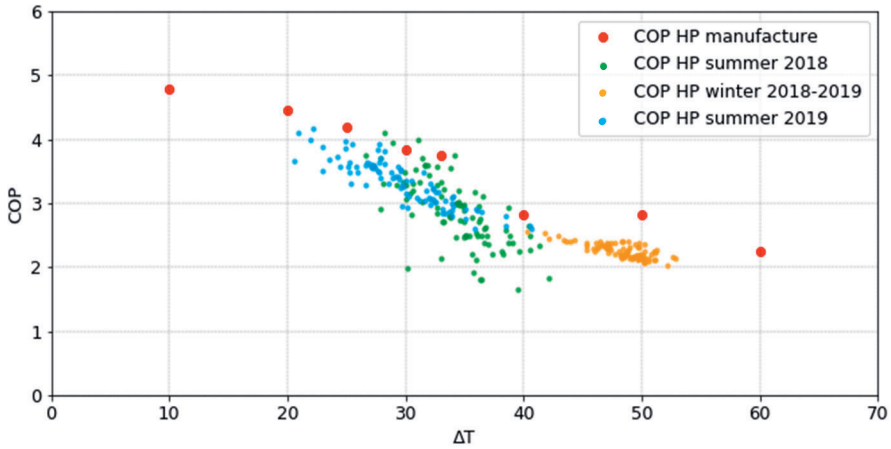


Figure 9. COP_{PAC} quotidien (par saison) et COP fabricant, en fonction de ΔT_{PAC}.

Cette analyse suggère en outre que les systèmes PAC devraient disposer d'un compteur d'énergie électrique dédié à la PAC (sans électricité auxiliaire), afin de vérifier la bonne performance en fonction des valeurs fabricant et d'aider à identifier les problèmes d'électricité auxiliaire.

Optimisation des performances du système

Comme on l'a observé ci-dessus, les optimisations du système en mai 2019 entraînent une nette augmentation du COP_{sys} (Figure 7). Compte tenu de cet effet, nous estimons finalement un SPF optimisé sur une année entière de fonctionnement (septembre 2018 - août 2019), sur la base des valeurs quotidiennes de production de chaleur, avec les hypothèses suivantes :

- La production de chaleur est assurée par les PAC tout au long de l'année (pas de panne des PAC).
- Le COP_{sys} quotidien est estimé par une régression quadratique des valeurs mesurée après optimisation (Figure 10), ce qui permet de calculer la consommation quotidienne d'électricité sur l'ensemble des jours de l'année.

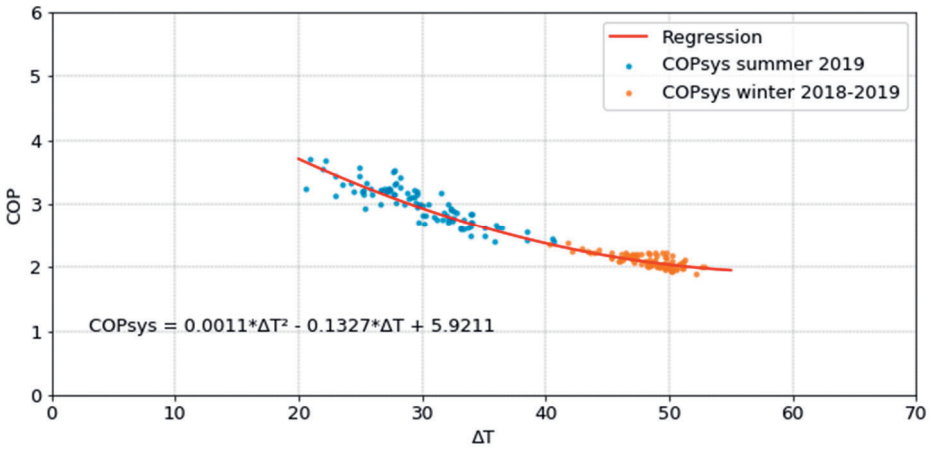


Figure 10. Régression quadratique du COP_{sys} en fonction du ΔT_{pac} sur la période optimisée (nov. 2018 - août 2019).

En conséquence (Figure 11), on observe que l'optimisation du système devrait permettre, pour l'année en question, d'améliorer le SPF d'une valeur mesurée de 1.9 à une valeur optimisée de 2.3. Etant donné que les PAC produisent cette fois-ci plus de chaleur (suppression de la période de panne), la consommation d'électricité reste par contre la même (54.3 au lieu de 54.7 kWh/m^2). Finalement, il convient de noter que la régression de la figure 10 ne comprend que très marginalement l'effet de l'optimisation sur la température de production en mode chauffage (effective uniquement depuis mai 2019), suite à quoi le SPF de 2.3 pourrait encore s'améliorer.

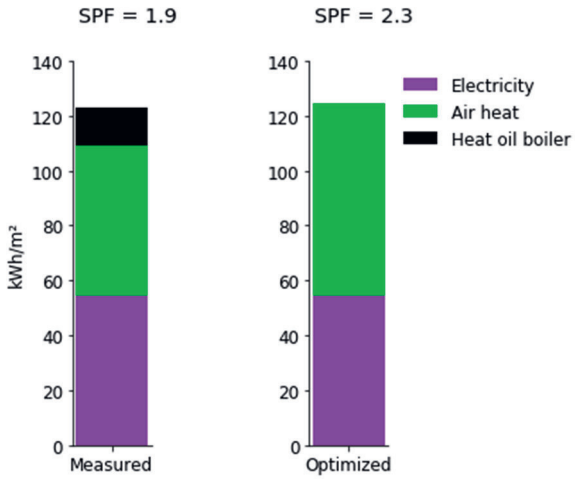


Figure 11. Mesure et optimisation de la production de chaleur (sept 2018 - août 2019)

Conclusions

Ce document porte sur un projet pilote d'une entreprise publique de fourniture d'énergie, visant le remplacement de systèmes de chauffage à base de combustibles fossiles par des pompes à chaleur air-eau, pour des immeubles résidentiels collectifs existants. Dans le bâtiment considéré (4'047 m^2), la production de chaleur par une chaudière à mazout centralisée a été remplacée par deux pompes à chaleur industrielles à air (2 x 156 kW = 312 kW).

Une campagne de mesure détaillée couvrant 15 mois de fonctionnement (juillet 2018 - septembre 2019) montre que même dans un bâtiment existant et non rénové, une chaudière fossile peut être remplacée par un système industriel de pompe à chaleur air-eau, sans diminution du confort thermique des locataires. Toutefois, sur la base du suivi effectué ici, des améliorations ont été apportées au système de régulation, afin d'améliorer la performance globale du système :

i) Éviter de faire fonctionner en permanence les pompes de circulation PAC en l'absence de production, car elles ont une consommation électrique importante.
ii) Garantir que les points de consigne PAC tiennent compte de la courbe de chauffe définie au niveau de la régulation centralisée.
iii) Arrêter complètement la deuxième PAC pendant la période estivale, lorsqu'une seule PAC est capable de couvrir la totalité de la demande, afin d'améliorer le facteur de charge de cette dernière.

En ce qui concerne la consommation électrique et les SPF associés, la mise en œuvre de ces systèmes nécessite cependant une formation professionnelle adéquate, ainsi qu'une mise en service soignée. Finalement, nous menons actuellement un travail par simulation numérique afin d'explorer de possibles optimisations complémentaires (dimensionnement des éléments du système, schémas hydrauliques alternatifs, stratégie de régulation).

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier les SIG pour le financement de cette étude et l'accès aux principales données de suivi, ainsi que les diverses parties prenantes (propriétaire du bâtiment, ingénieurs, techniciens, fabricant de PAC) pour leur participation au groupe de suivi mis en place pour cette étude de cas.

Références

[1] L. QUIQUEREZ et al. : The role of district heating in achieving sustainable cities: comparative analysis of different heat scenarios for Geneva. In: The 15th International Symposium on District Heating and Cooling, Seoul (South Korea), [s.l.] : [s.n.], 2016. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:88423

[2] J. KHOURY : Assessment of Geneva multi-family building stock: main characteristics and regression models for energy reference area determination, 2016. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:88423

[3] CSD, IEA Annex 50, Task 1: Market overview - country report for Switzerland, 2017.

[4] ROGNON et al. : Retrofitting fossil-based heating systems with air to water heat pumps in multifamily houses, 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[5] AERMEC, Reversible heat pumps high efficency - Technical manual NRK 0200-0700, 2016. https://aeroventic.com/heat-pumps-anl-aermec

[6] L. QUIQUEREZ : Décarboner le système énergétique à l'aide des réseaux de chaleur: état des lieux et scénarios prospectifs pour le canton de Genève, Université de Genève, Thèse, 2017. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:933

[7] J. KHOURY : Rénovation énergétique des bâtiments résidentiels collectifs: état des lieux, retours d'expérience et potentiels du parc genevois, Université de Genève, Thèse, 2014. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:4808

[8] C. DE SOUSA FRAGA et al : Large solar driven heat pump system for a multifamily building: Long term in-situ monitoring, In: Solar Energy, 2015, vol. 114, p. 427-439. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:48138

[9] MERMOUD, Floriane et al. Suivi énergétique du bâtiment tertiaire Polimmo, 5 route des Jeunes à Genève, rénové MINERGIE® et équipé de pompes à chaleur couplées à des sondes géothermiques - Aspects techniques et économiques, 2014. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:41178

[10] G. TORNARE et al : Rapport technique et de communication du projet d'assainissement Minergie-P des immeubles « La Cigale » (GE) – Chauffage par pompes à chaleur solaires couplées à des stocks à changement de phase, 2017. https://archive-ouverte.unige.ch/unige:92770

Nomenclature

COP_{pac}	coefficient de performance de la pompe à chaleur
COP_{sys}	coefficient de performance du système, y compris l'électricité auxiliaire associée
ECS	eau chaude sanitaire
E_{pac}	consommation électrique de la pompe à chaleur
E_{sys}	consommation d'électricité de la pompe à chaleur et des auxiliaires
PAC	pompe à chaleur
Q_{pac}	production de chaleur de la pompe à chaleur
SPF	facteur de performance saisonnier (valeur annuelle ou saisonnière)
ΔT_{pac}	différence de température entre la source de chaleur HP et la température du puits

Igor Bosshard-Mojic[1], Sascha Crameri[1], Stefan Van Velsen[2], Michel Haller[1]
[1]SPF Institut für Solartechnik, HSR Hochschule für Technik Rapperswil
[2]3-Plan Haustechnik AG

Energieeffizientes Bürogebäude mit reversibler Luft/Wasser-Wärmepumpe – Erfahrungen aus einem P&D Projekt

Zusammenfassung

Aufgrund der gestiegenen Komfortansprüche werden neue Bürobauten heutzutage vermehrt gekühlt. Gleichzeitig sind die gesetzlichen Anforderungen an die Energieeffizienz sowie an die Ökologie von Gebäudesystemen stark gestiegen. Im vorliegenden Projekt wurde eine neuartige reversible Luft/Wasser-Wärmepumpe entwickelt. Diese wird mit dem natürlichen Kältemittel Propan betrieben und wurde in Kombination mit einem reversiblen Verteil- und Abgabesystem als Demonstrationsanlage in ein Minergie-P Bürogebäude implementiert. Um einen sehr geringen Endenergiebedarf des Gesamtsystems zu erreichen, wird mit einer Reihe von passiven und aktiven Massnahmen wie einer hochwärmegedämmten Gebäudehülle und einer wirksamen Nachtauskühlung der Wärme- und Kältebedarf minimiert. Zusätzlich ist eine klare Trennung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb (Change-Over-Betrieb) erzielt worden. Im Projekt wurde die Problematik der Überdimensionierung von Anlagenkomponenten und deren Folgen auf die Energieeffizienz deutlich. Das Gesamtsystem zeigte sich jedoch als sehr effektiv und der erreichte Komfort darf in allen Zonen als sehr gut beurteilt werden.

Summary

Due to increased demands for comfort, new office buildings today are increasingly cooled. At the same time, the legal requirements for energy efficiency and the ecology of building systems have risen. In this project, a new type of reversible air/water heat pump was developed. It is operated with the natural refrigerant propane and was implemented in combination with a reversible distribution system as a demonstration plant in a Minergie-P office building. In order to achieve a very low final energy demand of the entire system, the heating and cooling demand is minimized with a series of passive and active measures such as a highly thermally insulated building envelope and an effective night cooling. In addition, a clear separation between heating and cooling operation (change-over operation) has been achieved. In the project, the problem of over-dimensioning of system components and its consequences for the energy efficiency became evident. However, the overall system proved to be very effective and the achieved comfort values can be rated as very good in all zones.

Herausforderung

Bürogebäude in der Schweiz weisen vermehrt einen hohen Kühlbedarf auf. Die benötigte Kühlleistung übersteigt häufig jene der Heizung. Dies weil die internen Lasten grundsätzlich steigen durch den Einsatz von mehr Geräten und grösseren Servern (Rebound-Effekt bezüglich Energieeffizienz) und weil der Glasanteil bei Bürogebäude vorwiegend aus architektonischen Vorlieben deutlich zu genommen hat. Trotz automatischer Steuerung der Verschattung (Storen) führt das reale Nutzerverhalten zu einem erhöhten Wärmeeintrag durch die Sonne. Eine weitere Herausforderung in der Zukunft wird wohl die weiter zunehmende Klimaerwärmung sein. Neue Bürobauten müssen heute schon möglichst nachhaltig gebaut werden, damit diese den Anforderungen der Nutzer auch in 50-70 Jahren noch gerecht werden.
Nicht an jedem Standort besteht die Möglichkeit, Erdsonden für die Heizung und Kühlung zu nutzen. Deshalb braucht es effiziente und ökologische Alternativen. Luft/Wasser-Wärmepumpen erfreuen sich grosser Beliebtheit im Neubau. Gleichzeitig wird wohl der Einsatz synthetischer Kältemittel mit hohen Treibhausgaspotentialen (FKWs) langfristig weiter stark eingeschränkt, so dass neue Anlagentypologien auf Basis natürlicher Kältemittel entwickelt werden müssen. Diese sind insbesondere für kleinere bis mittlere Gebäudegrössen im Moment nicht verfügbar.

Konzept

Die 3-Plan Haustechnik AG ist ein Beratungsunternehmen, welches Energiekonzepte für unterschiedliche Bauvorhaben entwickelt und umsetzt. Für die eigene Nutzung hat die 3-Plan Haustechnik AG ein Bürogebäude in Zusammenarbeit mit Bob Gysin & Partner Architekten geplant und entworfen. Das Ziel war es, die oben genannten Herausforderungen in einem realen Projekt anzugehen und Lösungen auszuarbeiten. Da im speziellen die Wärmeerzeugung bei diesem Bauvorhaben neuartig ist, wurde das Projekt als Pilot- und Demonstrationsprojekt durch das BFE unterstützt und begleitet. Die grundlegende Idee bei der Entwicklung dieses Bürogebäudes liegt darin, dass dieses an jedem beliebigen Ort in der Schweiz platziert werden kann und somit eine grosse Breitenwirkung erreicht. Das Gebäude ist unabhängig von der Umgebung, da es keine Erdsonden oder Grundwasser als Energiequelle nutzt. Weiter soll das Gebäude kostengünstig sein und eine hohe Energieeffizienz aufweisen, ohne dabei fossile Energieträger zu nutzen.

Das Gebäude

Die Architektur eines Gebäudes hat bei Neubauten einen grossen Einfluss darauf, ob dieses viel Energie benötigt oder nicht. Bei hohen Dämmstandards wie sie heute gefordert sind, ist der Energiebedarf immer weniger durch die Aussentemperatur bestimmt. Andere Faktoren wie die passiven Solargewinne oder das Nutzerverhalten erhalten immer mehr Gewicht. Aus diesem Grund wurde das Bürogebäude, nachfolgend als AE15 bezeichnet (Albert-Einstein-Strasse 15), bewusst mit nachfolgenden passiven Massnahmen ausgestattet:

- Ausgewogener Fensteranteil von 20% der Energiebezugsfläche (EBF)
- Kompakte Bauweise, tiefe Gebäudehüllzahl
- Hochwärmegedämmte Gebäudehülle nach Minergie-P
- Ausgewogene Speichermasse in Decken und Böden, trotz Leichtbauweise der Wände

Zusätzlich wurden auch aktive Massnahmen integriert, um den Energiebedarf zu reduzieren:

- Intelligenter Sonnenschutz mit Tageslichtfunktion
- Kippflügel für automatisierte Nachtauskühlung
- Fensterflügel für individuelle Fensterlüftung (minimaler Luftwechsel über die Lüftung, bei erhöhter Nutzung von Besprechungsräumen kann der Luftaustausch manuell erhöht werden)
- Automatisierte Kernauskühlung (Treppenhaus)



Bild 1: Vergleich des AE15 Gebäudes (links) mit dem Neubau des HSR Forschungsgebäudes (rechts). Es ist ein deutlicher unterschied bezüglich der Fensterfläche ersichtlich. Das AE15 setzt bewusst einen Kontrapunkt zur heute beliebten "Vollverglasung".

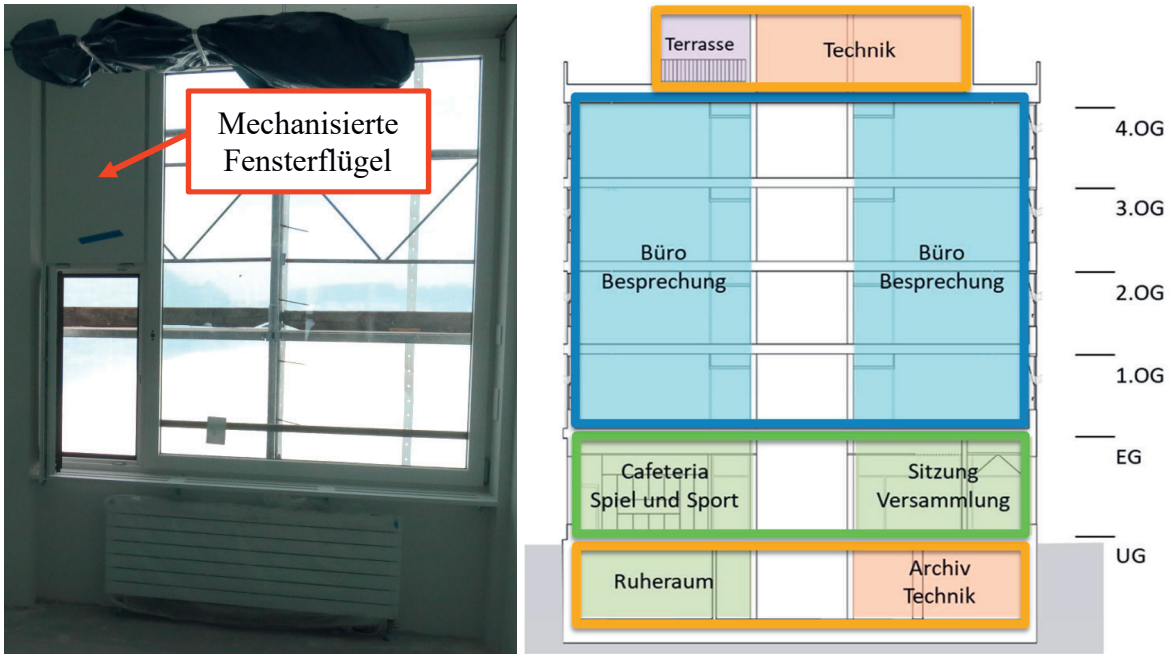


Bild 2: Fassadenraster der Bürozone mit Markierung des mechanisierten Fensterflügels (rechts) und ein Schnitt durch das Gebäude mit den entsprechenden Nutzungen (rechts).

Nachfolgend einige Kennwerte des Gebäudes:

Anzahl Arbeitsplätze:	150
Energiebezugsfläche (EBF):	3'031 m^2
Gebäudehüllzahl:	1.0
Leistung PV-Anlage:	22 kWp

Reversible Luft/Wasser-Wärmepumpe

Obwohl die Wärmepumpe die Hauptkomponente im P&D Projekt war, wird in diesem Artikel der Schwerpunkt nicht auf die Details der Wärmpumpe gelegt, sondern auf die Rahmenbedingungen (Gebäude und Hydraulik) die für eine erfolgreiche Umsetzung der neuartigen Wärmepumpe benötigt werden. Nichtsdestotrotz werden nachfolgend die wichtigsten Informationen zur Wärmepumpe zusammengefasst. Einen detaillierten Bericht zur Wärmepumpe wurde an der Wärmepumpentagung im Jahr 2018 von Rohrer et al. präsentiert [1].

Durch die Lage des Gebäudes ist eine Grundwassernutzung oder der Einsatz einer Erdsonde nicht möglich, wodurch nur eine Nutzung der Aussenluft in Frage kommt. Weiter wollte man eine Wärmepumpenlösung mit natürlichem Kältemittel verwenden, da damit das vorgestellte Konzept zukunftsfähig bleibt, gerade wenn sich bezüglich Kältemittel die Vorschriften verschärfen würden. Eine Marktanalyse vor Projektbeginn hat ergeben, dass auf dem Markt keine Wärmepumpe zur Verfügung steht, welche alle gewünschten Kriterien erfüllt. Aus diesem Grund wurde im Rahmen des P&D Projektes von der Scheco AG eine entsprechende Anlage konzipiert und gebaut. Das Institut für Energiesysteme und Fluid-Engineering der ZHAW hat eine umfassende Messung und Auswertung der Anlage im Feld durchgeführt. Die Hauptmerkmale der neuartigen Wärmepumpe sind nachfolgend zusammengefasst:

- Reversibler Kühlmittelkreis, eine Maschine zum Kühlen und Heizen
- Separate Wärmetauscher für den Heiz- und Kühlfall
- Stufenlose Leistungsregelung mit breiter Abdeckung (15-100%)
- Hohe Effizienz im Kühl- und Heizbetrieb
- Natürliches Kältemittel Propan → entsprechende Sicherheitsanforderungen zu erfüllen
- Geringe Schallemissionen



Bild 3: Aufnahme der durch die Scheco AG entwickelten reversiblen Luft/Wasser-Wärmepumpe, welche mit dem natürlichen Kältemittel Propan betrieben wird.

Hydraulik und Wärme-/Kälteverteilung

Die Praxiserfahrung von 3-Plan in diversen Optimierungsprojekten zeigt, dass in Verwaltungsgebäuden häufig Situationen vorherrschen, in denen gleichzeitig geheizt und gekühlt wird. Um dies zu verhindern, wurde die Hydraulik so ausgestaltet, dass ein sogenannter Change-Over-Betrieb entsteht, in welchem ein gleichzeitiges Kühlen und Heizen verunmöglicht wird. Das Konzept ist in Bild 4 im Detail dargestellt. Die Vorteile von einem Change-Over-Betrieb sind nachfolgend zusammengefasst:

- Tiefere Kosten, da
  - keine 4-Leiter-Verteilung nötig ist
  - keine separaten Speicher für Kühlung und Heizung benötigt werden
- Energieeffizient, da kein gleichzeitiges Kühlen und Heizen möglich ist

Für eine erfolgreiche Umsetzung müssen jedoch folgende Punkte eingehalten werden:

- Hohe Anzahl an Stunden im Standby (Wärmepumpe) in der Übergangszeit
- Keine Mischnutzung (z.B.: Industrie und Büro) oder hohe Serverleistungen. Damit keine hohen Wärmelasten in der Übergangszeit (Vermeiden von gleichzeitigem Kühlen und Heizen)

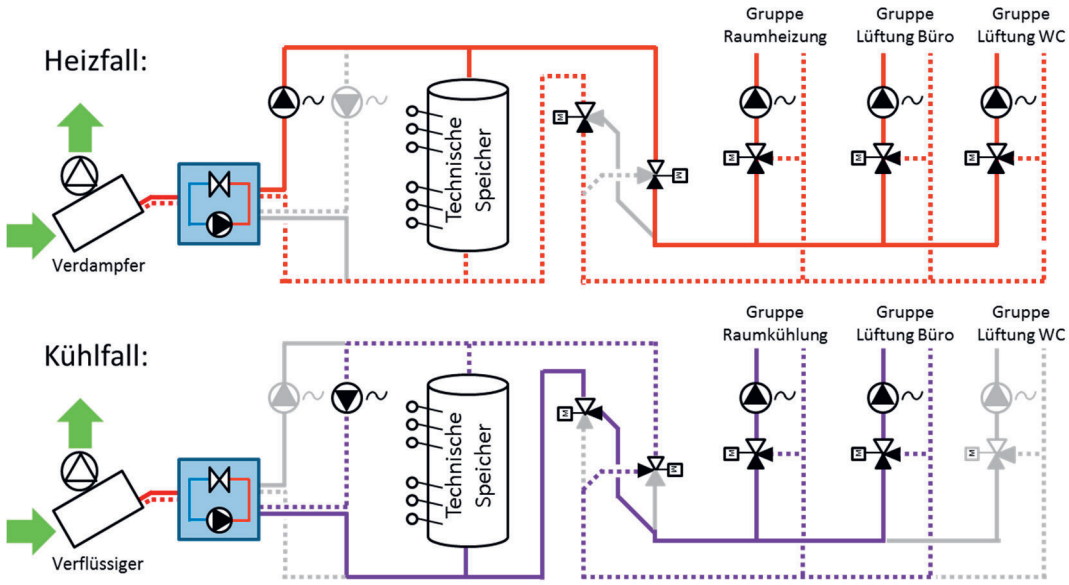


Bild 4: Darstellung des Hydraulikkonzeptes und der benötigten Komponenten für den Change-Over-Betrieb.

In Bild 5 sind die geplanten Stunden in den entsprechenden Betriebszustände dargestellt. Von ca. 8700 Stunden wurden 3600 Stunden (41%) als Standby-Modus der Wärmepumpe geplant. In dieser Zeit muss das Gebäude weder aktiv geheizt noch gekühlt werde, da die passiven Massnahmen ausreichen, um die Komfortwerte der SIA-Norm einzuhalten.

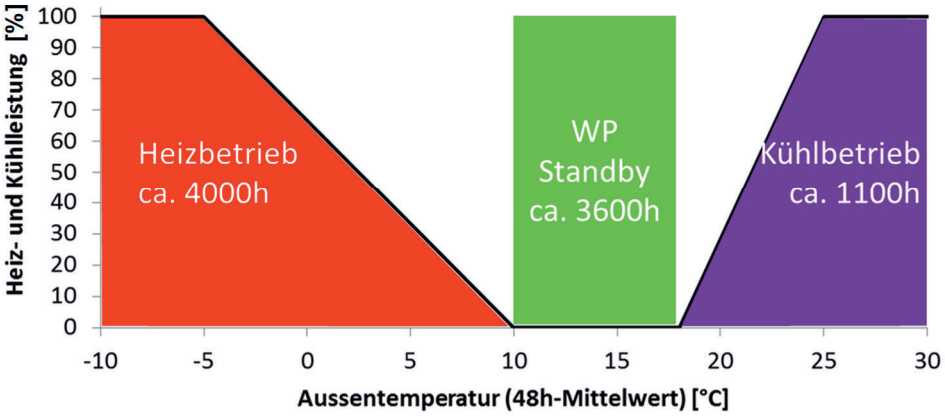


Bild 5: Geplante Betriebszeiten der Wärmepumpe für den Auslegungsfall.

Speziell ist bei diesem Gebäude auch, dass nicht, wie häufig der Fall, die Raumkonditionierung über Heiz- und Kühldecken, TABS oder Bodenheizung erfolgt, sondern über aktive Radiatoren, welche die Leistungsabgabe über eine erzwungene Konvektion mittels Ventilatoren erhöhen können. Dies erlaubt die Vorlauftemperaturen im Heizfall tief und im Kühlfall hoch zu halten und somit einen effizienten Betrieb der Wärmepumpe zu gewährleisten. Durch die Verwendung der aktiven Heizkörper, welche nur einen geringen Installationsaufwand verursachen, können weitere Kosten eingespart werden.

Resultate

Der Bezug des Gebäudes ist im August 2017 erfolgt. Das erste Jahr wurde dazu genutzt eine Betriebsoptimierung durchzuführen. Die nachfolgenden Resultate beziehen sich auf die zweite Auswertungsperiode zwischen dem 01.07.2018 und 31.06.2019.

Heiz- und Kühlenergieverbrauch

Das Bürogebäude AE15 weist mit 13.9 kWh/m^2 einen sehr tiefen witterungsbereinigten[1] Heizwärmebedarf auf. Trotz des warmen und langen Sommers beträgt der spezifische Kühlbedarf nur gerade 1 kWh/m^2. Die Planungswerte werden im Heizfall um 14% (SIA 380/1) und im Kühlfall (Zielwert SIA 2024/2015) gar um den Faktor 11 unterschritten.

In Bild 6 ist die monatliche Wärme- und Kältebilanz des Gebäudes dargestellt. Der Hauptwärmebedarf wird über die Heizkörper gedeckt. Die Erwärmung der Zuluft ist mit 7.6% des gesamten Wärmebedarfs gering. Ein anderes Bild zeigt sich bei der Kühlung, hier ist der Kühlbedarf der Lüftung mit 39% deutlich grösser. Die Wärmeverluste über die Speicher und die Wärmeverteilung sind mit 2.3% des Gesamtwärmebedarfs vorbildlich tief. Durch den allgemein tiefen Kühlbedarf des Gebäudes sind die Verluste im Fall der Kühlung mit 7.8% erwartungsgemäss höher.

[1] Nach HGT (20/12) Klimakorrigiert

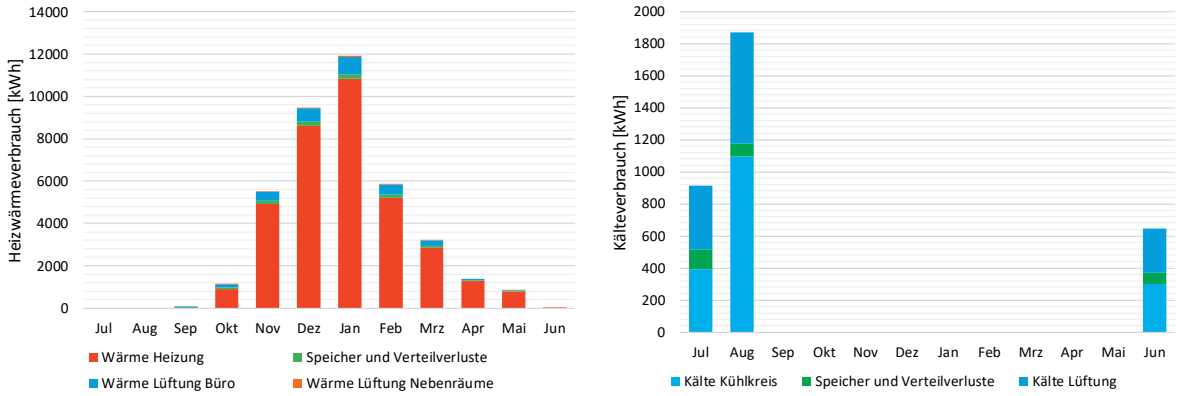


Bild 6: Monatliche Energiebilanz für Wärme (links) und Kälte (rechts), aufgeschlüsselt nach den einzelnen Bedarfsgruppen (01.07.2018 – 31.06.2019).

Der Heizwärmeverbrauch ist um den Faktor 13 grösser als der Kälteverbrauch, was für einen Neubau eines Verwaltungsgebäudes ein sehr hohes Verhältnis ist. Der Kältebedarf solcher Bauten ist nicht selten gleich gross wie der Wärmebedarf. Damit wird deutlich, dass die Nachtauskühlung bei diesem Gebäude sehr gut funktioniert.

Die Auswertung der stündlichen Wärmepumpenleistung in Abhängigkeit der Aussentemperatur in Bild 7 macht deutlich, dass der Change-Over-Betrieb erfolgreich umgesetzt wurde. Es gibt eine klare Trennung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb. Die Betriebszeit der Wärmepumpe im Kühlmodus ist mit 192 Stunden sehr tief.

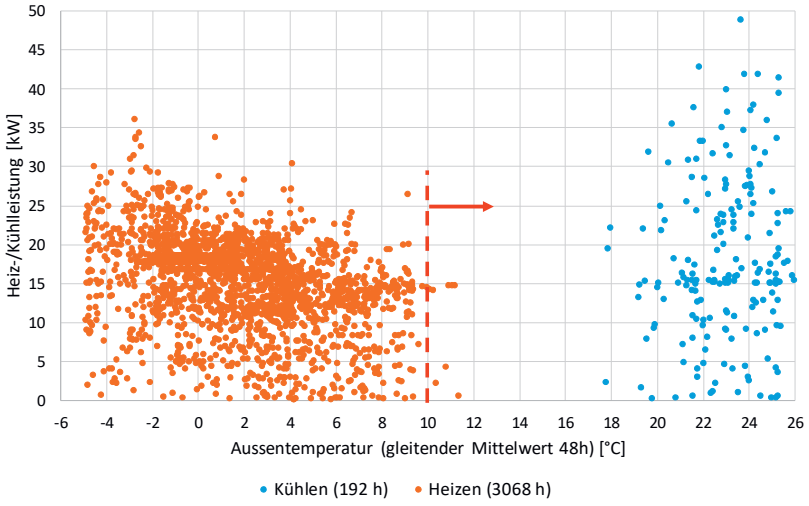


Bild 7: Stündliche Messpunkte der Heiz- und Kühlleistung in Abhängigkeit der über 48h gemittelten Aussentemperatur (finale Auswertungsperiode, 01.07.2018 – 31.06.2019). In Klammern die Anzahl Stunden an denen die Wärmepumpe im Heizungsmodus, respektive im Kühlmodus in Betrieb ist.

Überdimensionierung

Ein Problem, welches in der Praxis immer häufiger festgestellt werden kann, ist die Überdimensionierung des Heizungssystems. Im BFE Projekt ImmoGap [2] wurde dies anhand von 65 Mehrfamilienhäuser untersucht. In Bild 8 ist die geplante und real gemessene Heizleistung im Auslegungspunkt in Abhängigkeit vom Heizwärmebedarf dargestellt. Dabei fällt auf, dass gerade bei gut gedämmten Gebäuden die Abweichung zwischen Berechnung und Messung gross ist. Trotz einer klaren Abhängigkeit zwischen Heizleistung und Heizwärmebedarf wird dies kaum in der Planung berücksichtigt. Es ist davon auszugehen, dass für Verwaltungsgebäude dieser Umstand noch stärker ausfällt. Eine mögliche Begründung dafür ist wohl die mit steigendem Dämmstandard abnehmende Abhängigkeit der Heizleistung von der Aussentemperatur.

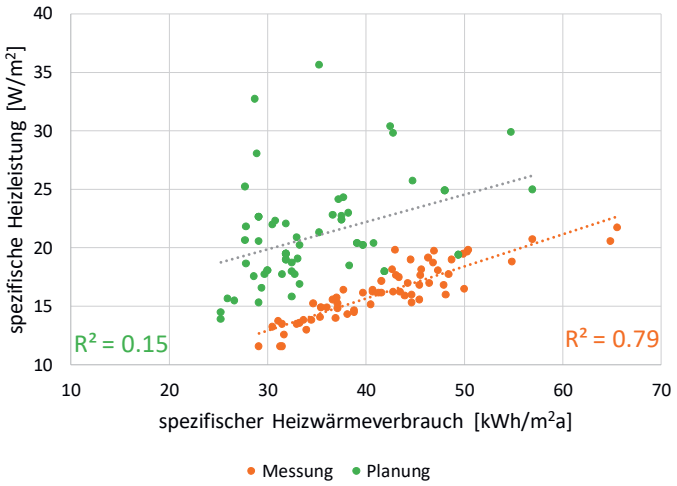


Bild 8: Gemessene spezifische Heizleistung am Auslegungspunkt (orange) und geplante Heizleistung (grün) in Abhängigkeit des gemessenen spezifischen Heizwärmeverbrauchs (witterungsbereinigt)[2].

Auch in diesem Projekt wurde die Wärmepumpe für den Heizfall um 43% und für den Kühlfall um 60% zu gross dimensioniert. Dies trotz sorgfältiger Planung und Berechnungen ohne die üblichen Sicherheitszuschläge, da in diesem Fall der Planer selber Bauherr war und damit keine rechtlichen Konsequenzen bei zu knapper Dimensionierung zu fürchten hatte.
Die Überdimensionierung hat einen negativen Einfluss auf die Effizienz der Wärmepumpe. Die Sekundäraggregate wie zum Beispiel der Rückkühler sind deutlich zu gross dimensioniert und benötigen im Verhältnis zur gelieferten Heiz- und Kühlenergie zu viel elektrische Energie. Dies führt dazu, dass die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe in der betrachteten Periode mit 2.8 für den Heizbetrieb und 2.6 für den Kühlbetrieb relativ tief ist. Betrachtet man die JAZ ohne die überdimensionierten Sekundäraggregate ist diese mit 3.7 für den Heizfall und 5.2 für den Kühlfall zufriedenstellend. Die genauen Angaben zur JAZ sind in der Tabelle 1 zusammengefasst.

Paradoxerweise führen das optimale Gebäudedesign und die passiven Massnahmen zusätzlich zur Überdimensionierung dazu, dass die JAZ relativ tief ausfällt. Denn die Wärmepumpe wird fast nur noch bei extremen Wetterbedingungen betrieben (tiefe und hohe Aussentemperaturen), was sich schlussendlich auf die Effizienz auswirkt. Damit wird deutlich, dass eine reine Betrachtung der JAZ zu Fehlinterpretationen führen kann, denn es muss immer auch der Gesamtenergiebedarf eines Gebäudes berücksichtigt werden.

Mit Speicher- und Verteilverlusten:				
	Th. Energie (kWh)	**El. Energie (kWh)**	**WP JAZ inkl. sek. Aggregate**	**WP JAZ exl. sek. Aggregate**
Wärmebetrieb	38'455	14'410	2.7	3.5
Kältebetrieb	3'156	1'328	2.4	4.7
Ohne Speicher- und Verteilverluste:				
Wärmebetrieb	40'138	14'410	2.8	3.7
Kältebetrieb	3'507	1'328	2.6	5.2

Tabelle 1: Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe für die Auswertungsperiode mit und ohne Speicher- und Verteilverluste. Aufteilung der JAZ mit und ohne Sekundäraggregate (Lüfter, Carterheizung, HW-Pumpe, KW-Pumpe, Schaltschranksteuerung, Abtaubetrieb).

Auswertung Komfort

Im Rahmen dieses Projektes wurden auch die Komfortwerte wie Raumtemperatur, relative Feuchte und CO_2-Konzentration erfasst. Damit kann sichergestellt werden, dass die tiefen Energiekennwerte nicht auf Kosten des Komforts für die Mitarbeiter erreicht wurden. In Abbildung 9 sind beispielhaft für zwei Büroräume die Raumtemperaturen dargestellt, mit dem entsprechenden Komfortband nach SIA 180. Dabei wird zwischen drei Zuständen (Kühlen, Heizen, Standby) der Wärmepumpe unterschieden. Der Büroraum weist mehrheitlich Raumtemperaturen im vorgeschriebenen Komfortband auf. Es gibt an wenigen Stunden Temperaturen über 24.5 °C im Winter, was auf die Regelung der Storensteuerung zurück zu führen ist. Die Minimaltemperaturen können zu jeder Zeit eingehalten werden. Die Zufriedenheit der Mitarbeiter bezüglich der Raumtemperaturen ist sehr hoch. Es gibt keine Beanstandungen durch die Gebäudenutzer. Weiter ist zu erkennen, dass die passiven Wärmegewinne optimal ausgenützt werden, da auch bei einer Unterschreitung der Heizgrenze (Messpunkte < 12.5 °C Aussentemperatur) die Wärmepumpe häufig im Standby-Modus (grüne Messpunkte) verweilt und somit keine Wärme liefern muss (Thermostatventile in den Räumen bleiben geschlossen). Auch die Nachtauskühlung funktioniert gut, denn auch bei hohen mittleren Aussentemperaturen (Messpunkte > 20 °C Aussentemperatur) bleibt die Wärmepumpe häufig im Standby-Modus.

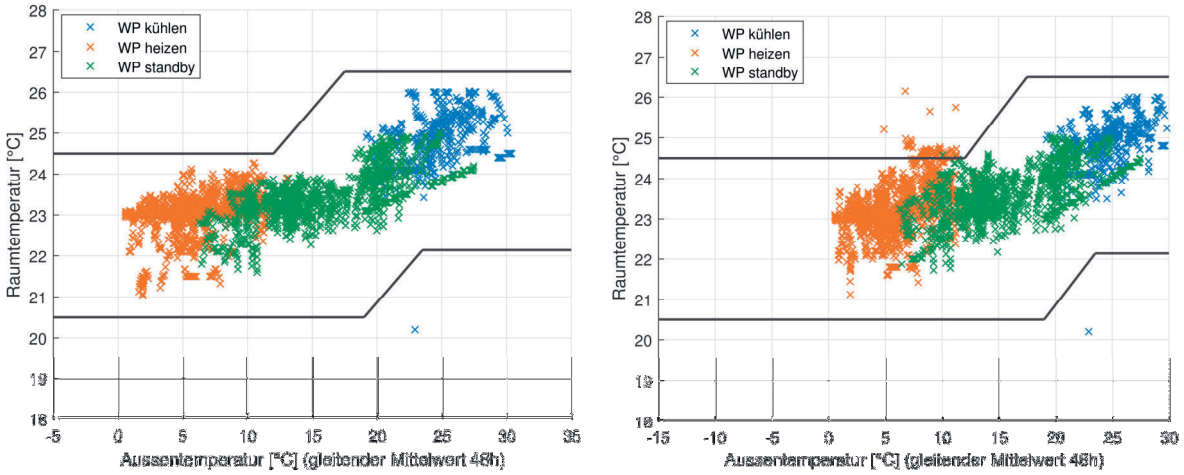


Bild 9: Stündliche Innentemperatur über die gemittelte Aussentemperatur für das Büro Nord 2.OG (links) und das Büro Süd 2.OG (rechts). Die Werte sind auf folgende Zeiträume beschränkt: Wochenarbeitstage zwischen 07.00 Uhr und 18.00 Uhr.

Schlussfolgerung

Im Rahmen dieses Projektes konnte gezeigt werden, dass mit einem energieoptimierten Konzept für ein Bürogebäude sehr tiefe Werte für den spezifischen Endenergiebedarf für die haustechnischen Anlagen (Raumklimatisierung) erreicht werden können.
Die hochwärmegedämmte Gebäudehülle im Minergie-P Standard in Kombination mit den aktiven und passiven Elementen wie hohe aktive Speichermasse, optimierte Sonnenschutzsteuerung und Nachtauskühlung mittels mechanisierter Lüftungsflügel ermöglichen einen geringen Heizwärme- und Kältebedarf zur Sicherstellung eines komfortablen Raumklimas.
Zusätzlich kann während mehreren Monaten im Jahr ganz auf eine Wärme- und Kälteversorgung verzichtet werden. Dies ermöglicht kosteneffiziente Verteil- und Abgabesysteme. Die Auslegung der Wärmeerzeugung und -abgabe gemäss den SIA-Vorschriften führte beim vorliegenden, sehr träge reagierenden Gebäude, in Kombination mit hohen internen und solaren Wärmegewinnen, im Vergleich zu den Transmissions- und Lüftungsverlusten zu einer signifikanten Überdimensionierung. In zukünftigen Projekten muss hier ein noch höherer Aufwand während der Projektierungsphase betrieben, respektive bivalente Systeme geprüft werden. Die deutliche Überdimensionierung der untersuchten Maschine bewirkt eine sehr geringe Auslastung, was sich negativ auf die Arbeitszahlen auswirkt.
Im Projekt konnte gezeigt werden, dass umschaltbare Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in der heutigen Praxis verwendbar sind und das Sicherheitsdispositiv einer aussenaufgestellten Anlage mit einem vertretbaren Aufwand umgesetzt werden kann. Die Reversibilität sowie der hohe Leistungsbereich können auch auf Anlagen mit anderen Kältemitteln übertragen werden. Die erreichten Jahresarbeitszahlen im Winterfall sind als hoch zu bezeichnen, insbesondere wenn man berücksichtigt, dass die Anlage aufgrund der tiefen Heizgrenze grösstenteils bei sehr tiefen mittleren Aussenbedingungen betrieben wird, bei denen der Verdampfer zudem häufig abgetaut werden muss.
Der grosse Vorteil des Konzeptes des Bürogebäude AE15 ist die einfache Übertragbarkeit auf zukünftige Projekte, da es standortunabhängig realisiert werden kann. Die Rückmeldungen auf die Fachberichte und das Interesse von Fachpersonen bestätigen dies.

Dank und Schlussbericht

Das Projekt wurde im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojektes durch das Bundesamt für Energie mit der Projektnummer SI/501405-01 gefördert. Der umfangreiche Schlussbericht kann als PDF über nachfolgenden Link runtergeladen werden:
www.aramis.admin.ch/Texte/?ProjectID=38189

Quellen

[1] Rohrer S, Tillenkamp F, König M, Schiess C, Benz M. Neuartige reversible Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Propan für ein energieeffizientes Bürogebäude. News aus der Wärmepumpenforschung, Bern: 2018.
[2] Mojic I, Luzzatto M, Haller M, Lehmann M, Benz M, Van Velsen S. ImmoGap - Einfluss der Kombination aus Nutzerverhalten und Gebäudetechnik auf den Performance Gap bei Mehrfamilienhäuser. SPF Institut für Solartechnik, HSR Hochschule für Technik Rapperswil; 2018.

Marc Bätschmann
Allianz 2SOL

Niedertemperaturhub-Wärmepumpen mit tiefen Erdwärmesonden und optimierter Wärmeverteilung in der Praxis

Zusammenfassung

Im vorliegenden Pilot- und Demonstrationsprojekt (P&D) wurden zwei dezentrale Anlagen realisiert. Diese bestehen aus je einer Niederhub-Wärmepumpe gekoppelt mit einer 450 Meter tiefen Koaxial-Erdwärmesonde, die durch eine Kombi-Solaranlage saisonal vollständig regeneriert wird, und einer optimierten Wärmeverteilung. Während eine der dezentralen Anlagen über einen kubischen Speicher als thermische Weiche verfügt, wird bei der anderen ein Frischwassermodul zur Warmwasseraufbereitung eingesetzt.

Ziel ist es, aufzuzeigen, dass hocheffiziente Systeme auch als Kleinanlagen möglich sind und dass der Bedarf vom Elektrizitätsnetz bezogener Leistung insbesondere in der kalten Jahreszeit entsprechend tief ist. Die Verbrauchs- und Leistungswerte der beiden dezentralen Kleinanlagen werden mit denjenigen der grossen zentralen Anlage der Überbauung verglichen.

Durch die Verzögerung der Installation der neuartigen Koaxial-Erdwärmesonde konnten die P&D-Anlagenkomponenten als Gesamtanlage erst Ende 2019 in Betrieb genommen werden. Erste Ergebnisse zeigen, dass das Zusammenspiel der Einzelkomponenten funktioniert. Die Auswertung weiterer Resultate wird im Sommer 2020 erwartet.

Summary

In this pilot and demonstration project (P&D) project, two decentralized systems were created, each consisting of a low-lift heat pump coupled with a 450-meter-deep coaxial geothermal probe, which is fully regenerated seasonally by a solar system, and an optimized heat distribution. While one decentralized system has a cubic storage as a thermal switch, the other uses a freshwater module for hot water preparation.

The aim is to show that highly efficient systems are also possible as small systems and that the demand for grid-related power is correspondingly low, especially in the cold season. The consumption and performance values of the two decentralized small systems are compared with those of the large central system of the development.

Due to the delay in the installation of the new coaxial geothermal heat exchanger, the P&D system components as a whole could only be put into operation at the end of 2019. First results show that the interaction of the individual components works. The evaluation of further results is expected in summer 2020.

Beschreibung Pilot- und Demonstrationsprojekt

Im Pilot- und Demonstrationsprojekt (P&D) Sentmatt wurde eine Wärmeversorgung mit dem Ziel eines emissionsfreien Betriebes umgesetzt. Dazu wurden in zwei Anlagen eine Niederhub-Wärmepumpe mit einer neuartigen, tiefen Koaxial-Erdwärmesonde und Kombi-Solaranlage als System zusammengekoppelt. Die Niedertemperatur-Flächenheizung ermöglicht ein effizientes Heizen im Winter sowie Kühlen im Sommer bei tiefstem Primärenergieverbrauch. Das Erdreich wird über eine Erdwärmesonde (EWS) saisonal solar regeneriert.

Die Überbauung Sentmatt in Obfelden ZH besteht aus 3 neu erstellten Mehrfamilienhäusern mit 119 Wohnungen (Bild 1, Bild 2). An das Energiesystem wurde ein angrenzendes, energetisch saniertes Mehrfamilienhaus aus den 1970er-Jahren mit 22 Wohneinheiten angeschlossen. Das P&D-Projekt bezieht sich nicht auf die gesamte Überbauung, sondern auf einen relativ kleinen Teil der Anlage. Dabei wird ein dezentraler Ansatz anhand zweier unabhängigen Kleinanlagen der Grössenordnung von je 20 kW Heizleistung demonstriert und untersucht. Jedes System versorgt jeweils 5 Wohnungen.

Dieser dezentrale Ansatz ermöglicht eine optimale Abstimmung zwischen Quelle, Transformation und Senke. Des Weiteren ergeben sich erhebliche Vorteile durch die vereinfachte Hydraulik, dank weniger horizontalen Leitungen, einer geringeren Anzahl Aktoren, einer einfacheren Systemregelung und somit auch einer einfacheren Planung, sowie tieferem Risiko von Fehlern in der Installation.

Projektbeteiligte sind die Allianz 2SOL, Halter Immobilien AG und das SPF Institut für Solartechnik, Rapperswil. Unterstützt wird das Projekt vom Bundesamt für Energie (BFE) sowie vom Amt für Abfall, Wasser, Energie und Luft (AWEL) des Kantons Zürich.

Die Ziele des vorliegenden Projekts sind

- Nachweis, dass hocheffiziente Systeme als Kleinanlagen möglich sind
- Einsatz von zwei 450 m tiefen Koaxial-Erdwärmesonden mit einem neuen innovativen Konstruktionsprinzip und ohne grundlegende Hinterfüllung des Bohrloches
- Erkenntnisse aus dem Einsatz der neuen Erdwärmesonde in Kombination mit einer Niederhub-Wärmepumpe
- Erkenntnisse für die Dimensionierung/Komponentenabstimmung, insbesondere aus hydraulisch unterschiedlichen Systemen
- Erkenntnisse über das Verhalten der Komponenten einzeln und im Zusammenspiel, insbesondere der saisonalen Wärmespeicherung mit vollständiger Regeneration
- Erkenntnisse über den Einsatz von selektiven Solarabsorbern und Vergleich mit PVT-Kollektoren zur Regeneration von Erdwärmesonden und Direktnutzung

Die restlichen 109 Wohnungen sowie der dazugehörige Bestandsbau werden über ein zentrales grosses Wärmeerzeugungssystem mit Wärme versorgt. Dieses grosse System ist nicht direkter Bestandteil des P&D-Projektes, jedoch werden im Rahmen des Projektes die Daten aus der grossen Technikzentrale mit den Daten der dezentralen P&D-Anlagen verglichen. Die P&D-Anlagen sind mit einem umfangreichen Monitoring ausgerüstet.

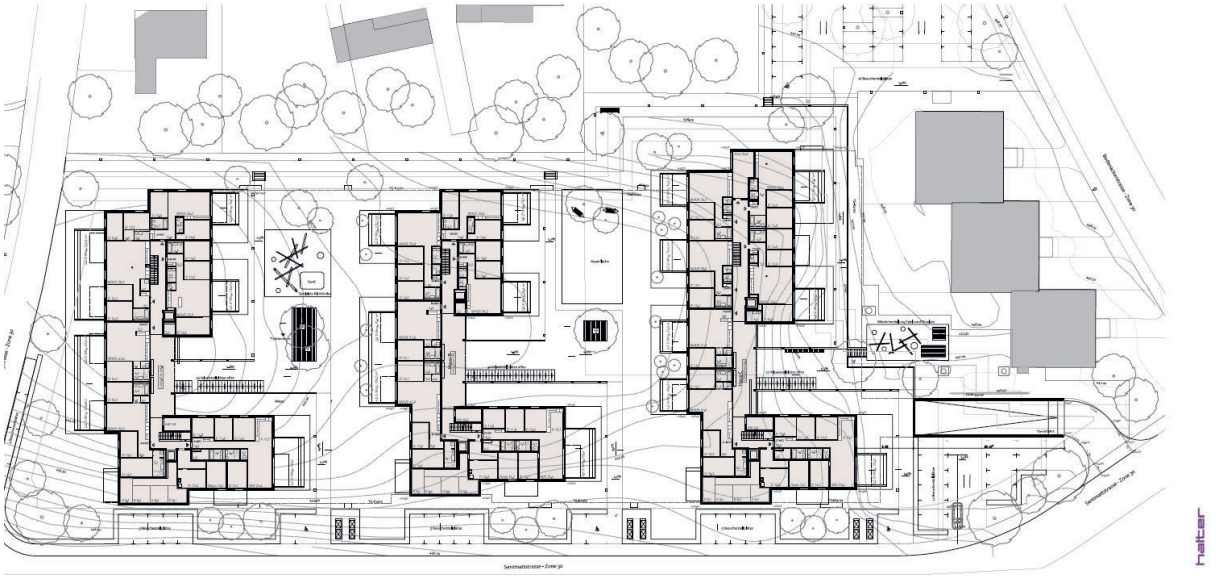


Bild 1: Situationsplan Wohnüberbauung Sentmatt inkl. Bestandesbau



Bild 2: Vorne im Bild ist das Gebäude C, das mittlere ist Gebäude B und das hintere Gebäude A. Die zentrale grosse Technikanlage ist unterhalb des Gebäudes C platziert.

Energiekonzept Überbauung Sentmatt

Das Neubauprojekt in Obfelden ZH besteht aus 3 Gebäuden und insgesamt 119 Wohnungen mit dem Ziel eines emissionsarmen Wohnens. Die totale Energiebezugsfläche des Neubauprojektes beträgt 12'900 m^2. Der energetische Ausbaustandard entspricht den Mindestanforderungen MuKEN. Der Wärmebedarf (inkl. Warmwasser) beträgt nach Auslegung 648 MWh/a. Zusätzlich versorgt das grosse zentrale Energiesystem einen energetisch sanierten Bestandesbau. Die zwei dezentralen P&D-Systeme versorgen jeweils 5 übereinanderliegende identische Wohnungen in zwei unabhängigen Gebäudeblöcken.

Das Projekt Sentmatt ist eine exemplarische Umsetzung des 2SOL-Prinzips, welches die technische und wirtschaftliche Mach- und Tragbarkeit einer Siedlung mit minimalen Emissionen im Betrieb aufzeigen soll.

Kern der 2SOL-Gebäudetechnik (Bild 3) bilden ein saisonaler Erdwärmespeicher, Solarkollektoren, eine effiziente Niederhubwärmepumpe und eine übergeordnete Steuerung der Gesamtanlage.

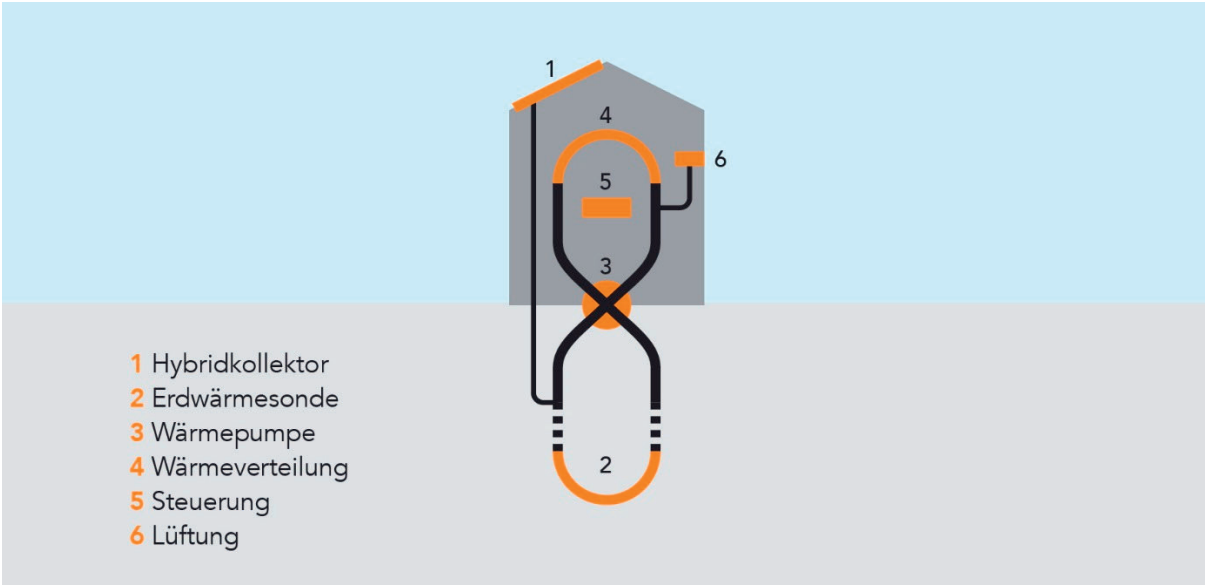


Bild 3: Übersicht der Komponenten eines Energiesystems nach dem 2SOL-Prinzip

In der Überbauung werden zwei 2SOL-Systeme implementiert:

- ein zentraler Ansatz im Teilbereich (1) und
- ein dezentraler Ansatz im Teilbereich (2).

Im ersten und grösseren Teilbereich (1) wurde eine 2SOL-Anlage mit konventionellen Doppel-U-Rohr-Erdwärmesonden mit einer totalen Länge von 4700 lm realisiert. Das Erdwärmesondenfeld wird an einer zentralen Ammoniak-Wärmepumpe angeschlossen.

Im Teilbereich (2) werden zwei Wohnzonen (Wärmebedarf je ca. 17 kW) mit je einer Inverter-geregelten Niederhub-Wärmepumpe der Leistungsklasse 6-20 kW und einer Koaxial-Erdwärmesonde von 450 m Länge ausgestattet. Dieser Teilbereich entspricht 2 Grundeinheiten von 17 kW Wärmeleistung und entspricht einer sehr verbreiteten Baugrösse in der Schweiz.

Haus A: Kubischer Speicher als thermische Weiche

In der ersten Anlage (Bild 4) speist die Wärmepumpe einen kubischen Speicher. Dieser wirkt als thermische Weiche für die Frischwasseraufbereitung, Regeneration und die direkte solare Einspeisung. Das Frischwasser wird im thermischen Durchlauferwärmer auf Nutztemperatur gebracht. Die Wärmespeicherung findet im kubischen Speicher, also mit Heizwasser statt. Die Solaranlage besteht aus 70% Hybridkollektoren und 30% thermisch unabgedeckten Kollektoren.

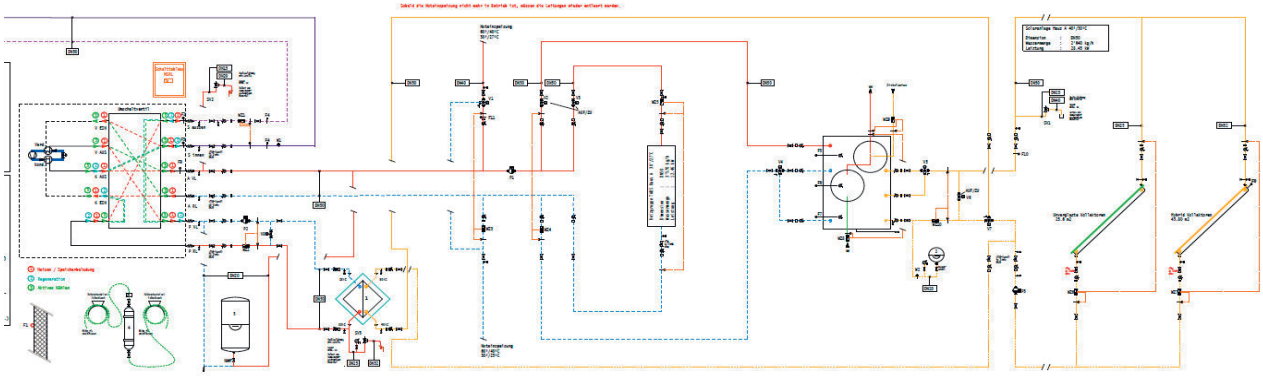


Bild 4: Schema P&D-Anlage 1

Haus B: Warmwasseraufbereitung mit einem Frischwassermodul

In der zweiten Anlage (Bild 5) wird zur Frischwasseraufbereitung eine klassische Frischwasserstation eingesetzt. Auch hier wird das Frischwasser mit thermischer Durchlauferwärmung auf Nutztemperatur gebracht. Die Wärmespeicherung findet in einem technischen Speicher, also mit Heizwasser, statt. Die Solaranlage besteht auch hier aus 70% Hybridkollektoren und 30% thermisch unabgedeckten Kollektoren. Es wird keine solare Vorerwärmung realisiert. Die komplette Solarwärme wird zur Regeneration genutzt. Die Hydraulik ist dadurch deutlich einfacher und die Installation weniger aufwendig als in Haus A.

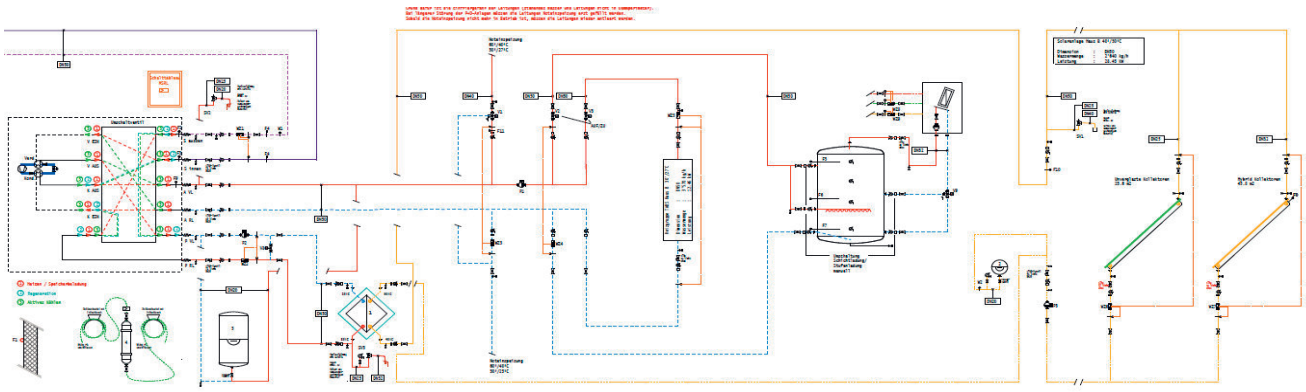


Bild 5: Schema P&D-Anlage 2

Komponenten dezentrale Einheiten (P&D-Anlage)

Im Rahmen des P&D-Projektes werden die Systemkomponenten Niederhub-Wärmepumpe, koaxiale Erdwärmesonde, aktive Heizkreisverteilung und die Solaranlage (PVT und selektiv unabgedeckte Kollektoren) genauer betrachtet und ausgewertet.

Niederhub-Wärmepumpe

Die beiden eingesetzten Niederhub-Wärmepumpen (Bild 6) wurde auf den Niedertemperaturhub-Einsatzbereich ($\Delta T \leq 25$ K) im Heiz- wie auch im Kühlfall optimiert. Sie sind so aufgebaut, dass der Gütegrad der Maschine auch bei tiefen Temperaturhüben hoch ist. Sie sind frequenzgeregelt und können kontinuierlich leistungsgeregelt oder im Taktbetrieb betrieben werden. Zudem sind in der Niederhub-Wärmepumpe ein Umschalt-Ventil und die komplette Systemsteuerung der dezentralen Anlage integriert. Das Umschaltventil ermöglicht eine einfache Verschaltung der Niederhub-Wärmepumpe mit den K-EWS, dem Solarkreis und dem Abgabesystem, indem es eine Vereinfachung hydraulischer Installationen durch externe Umschaltung ermöglicht: Betrieb als Heiz-/Kältemaschine und gleichzeitige Umkehrung der Fliessrichtung in der K-EWS zur Regeneration anstelle eins 4-Weg-Ventils. Die Systemregelung der Wärmepumpe regelt folgende Funktionen des Systems:

- Heizen/Warmwasser-Aufbereitung
- Aktives Kühlen
- Regeneration des Erdwärmespeichers



Bild 6: Eingesetzte Niederhub-Wärmepumpe

Solaranlage

Die Kollektorflächen beider P&D-Anlagen bestehen je zu 70 % aus PVT-Kollektoren und zu 30% aus selektiven, unabgedeckten Solarkollektoren.

Für das Haus A ist jedoch die Kollektorfläche variabel gestaltet: Mittels hydraulischer Umschaltung können die selektiven Absorber (30% der Fläche der Solaranlage) durch PVT-Kollektoren ersetzt werden.

Die variable Kollektorfläche soll aufzeigen, welcher Regenerationsgrad mit den beiden Variationen möglich ist. Vorgesehen ist, Haus A während zwei Jahren mit dem Verhältnis 70/30 und drei Jahre als ein 100% PVT-Feld zu betreiben.



Bild 7: Vorne PVT-Kollektoren auf dem Dach von Haus B, die drei hinteren Reihen sind unabgedeckte, selektiv thermische Kollektoren der P&D-Anlage.

Saisonale Wärmespeicherung über tiefe koaxiale Erdwärmesonden

Im P&D-Projekt wird eine neuartige Koaxial-Erdwärmesonde eingesetzt. Sie ist eine Weiterentwicklung von bereits bekannten koaxialen Erdwärmesondenkonstruktionen mit einem flexiblen anstelle eines starren äusseren Rohres. Es ist der Ersteinsatz einer solchen Koaxial-Erdwärmesonde. Der entscheidende Vorteil der K-EWS à 450 m gegenüber einem EWS-Feld à 240 m liegt darin, dass nur eine 1:1-Regeneration nötig ist, um hohe Austrittstemperaturen im Winter zu erreichen - nicht mehr. Es besteht weniger Flächenbedarf für die Sonden. Zudem werden die Erdwärmesonden mit reinem Wasser betrieben.

Auswertungen Anfangsbetrieb der zentralen Anlagen 2018 [1]

Neben der Auswertung der P&D-Anlagen wurde auch die zentrale grosse Wärmeversorgungsanlage ausgewertet. Trotz der Komplexität der zentralen Anlage gibt es hydraulisch keine wesentlichen Überraschungen. Eine längere Einregulierungsphase war dennoch nötig. Es konnte noch Optimierungspotenzial aufgedeckt werden, beispielsweise bei dem Zusammenspiel von Freecooling und solarer Regeneration des Erdwärmesondenfeldes. Es wurde eine zeitliche Trennung von Freecooling und solarer EWS-Regeneration genauer untersucht und die Umsetzbarkeit in der zentralen Anlage geprüft. Dabei war der Anspruch an den Komfort neben der Effektivität der Massnahmen ebenso zentral wie auch die Effizienzsteigerung des Gesamtsystems. Mit der zentralen Anlage kann mit Freecooling und Solarwärme mindestens 50% Regenerationsgrad erreicht werden. Der Wärmeertrag der Solaranlage war zu Beginn des Betriebs noch etwas tief, das System wies aber hohes Steigerungspotenzial auf. Die JAZ der beiden Wärmepumpen, die in Serie gekoppelt sind, beträgt 4.4, was ein guter Wert ist für den Anfangsbetrieb. Einzeln betrachtet erreichen die Wärmepumpen folgende Werte:

NH3 einzeln:	JAZ von	8.6
CO_2 einzeln:	JAZ von	5.1
in Serie:	JAZ von	4.4

Auswertungen aus dem Betrieb der P&D-Anlage 2018 und 2019 [1], [2]

Nach mehreren zeitlichen Verschiebungen konnten im Oktober 2019 die beiden tiefen EWS erfolgreich installiert werden. Seitdem wird die P&D-Anlage wie ursprünglich geplant, mit einer Erdwärmesonde pro Niederhub-Wärmepumpen (NH-WP) betrieben. Die Heizung und das Brauchwarmwasser werden dezentral für die P&D-Wohnungen bereitgestellt. Erste Auswertungen von Messdaten für das vollständige P&D-Projekt aus der ersten Heizperiode sind im Sommer 2020 zu erwarten.

Die beiden Niederhub-Wärmepumpen sind seit 2018 in Betrieb, bis Ende 2019 wurde die Quellenseite der Wärmepumpe durch die «Niedertemperatur-Leitungen» der zentralen Anlage gespiesen und die tiefen EWS mit hohen Temperaturen emuliert. Die folgenden Auswertungen basieren auf dem Wärmepumpenbetrieb im Niedertemperaturnetz mit zum Teil hohen Quellentemperaturen von 15-35 °C. Einzelne Betriebspunkte können ausgewertet werden und eine erste Abschätzung der Effizienz gemacht werden.

Niederhub-Wärmepumpe (NH-WP)

Das folgende Diagramm (Bild 8) zeigt den COP der NH-WP im BWW-Modus (blau) und im Heiz-Modus (orange). Die Temperatur der Quelle variiert zwischen 21°C und 34°C - deutlich höher als sie es mit angeschlossenen Erdwärmesonden sein wird. Aus diesem Grund sind auch die ausgewiesenen COP's relativ hoch. Der Einfluss der Senken-Temperatur wird in dieser Auswertung deutlich, der COP ist bei der BWW-Bereitstellung um einen Faktor 3 tiefer, als im Heizungsmodus (TABS). Eine weitere Erkenntnis ist, dass die eingesetzte Wärmepumpe (Tabelle 1) gut mit hohen Quellentemperaturen umgehen kann, was im Sommerbetrieb mit gleichzeitiger solarer Regeneration essenziell ist.

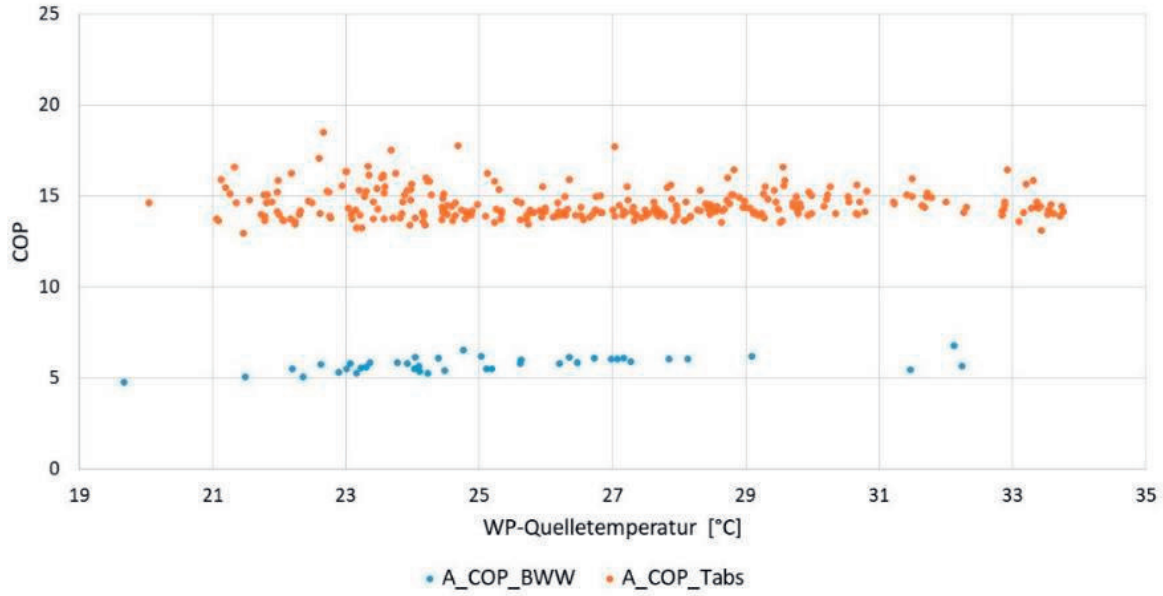


Bild 8: COP der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Quelltemperatur und des Betriebsmodus, Oktober 2019 [2]

Leistungsdaten

WPZ-Prüfnummer	**WW-183-16-02**						
Leistungsbereich	W10 / W35: 6-20 kW (detaillierte Angaben auf Seite 4)						
$SCOP_{on}$ / EEK	7.0 / A++						
Bedingungen	Klima Mitteleuropa, Niedertemperatur (35°C)						
Normdaten EN14511 Teillastbetrieb	°C RPM	W10/W35 4500	W10/W30 3600	W15/W35 3350	W15/W25 1225	W10/W55 4400	W30/W50 2650
Heizleistung	kW	20.1	17.2	17	10.2	17.7	17.5
El. Leistungsaufnahme	kW	3.35	2.4	2.3	0.83	4.8	2.57
COP	(-)	6	7.1	7.3	12.3	3.7	6.8
Schallleistungspegel	dB(A)	-	52.8	-	-	64.7	-
Einsatzbereich	**p_{max} bar**	**T min °C**	**T max °C**	**Bemerkung**			
Wärmequelle	3	-5	+30	Sondeneintrittstemperatur muss >4°C sein für Betrieb ohne Frostschutzmittel			
Wärmesenke	3	+22	+60	Maximale Vorlauftemperatur			
Hydraulik		**Verdampfer**			**Kondensator**		
Volumenstrom	m^3/h	2.9	3.8	4.8	2.1	2.8	3.4
Druckverlust mit Medium Wasser	kPa	11	19	30	7	12	19
Erlaubte Wärmeträger	Wasser, Wasser-Glykol-Gemische (Antifrogen L/N), Wasser-Ethanol-Gemische (Pumpetha)						
Anschlüsse	1¼" Überwurfmutter, akustisch entkoppelt						

Tabelle 1: Eckdaten und verschiedene Betriebspunkte der BS2 NH-WP aus dem Hersteller Datenblatt.

Kürzel	Beschreibung
A_WP_elP	Elektrische Leistung der Wärmepumpe
A_BWW_WP_Pth	Wärmeleistung zur Erzeugung von Brauchwarmwasser
A_BWW_WP_Tvl	Vorlauftemperatur Brauchwarmwasser
A_BWW_WP_Trl	Rücklauftemeperatur Brauchwarmwasser
A_EWS1_Tvl	Vorlauftemperatur Quelle
A_EWS1_Trl	Rücklauftemperatur Quelle
Gütegrad WP BWW	Gütegrad im BWW-Modus
COP BWW	COP im BWW-Modus
A_Tabs_Pth	Heizleistung TABS-Modus
A_Tabs_Tvl	Vorlauftemepratur Heizkreisverteilung
A_Tabs_Trl	Rücklauftemperatur Heizkreisverteilung
Gütegrad WP Tabs	Gütegrad im TABS-Modus
COP Tabs	COP im TABS-Modus

Tabelle 2: Legende zu Bild 9 und Bild10

Bild 9 zeigt den Betrieb der NH-WP im BWW-Modus. Rot und blau sind die Vor- und Rücklauftemperaturen der Senke. Gestrichelt sind die Temperaturen der Quelle (Niedertemperaturnetz). Die dunkelgrüne Kurve zeigt den Verlauf des COP und grün gepunktet ist der Gütegrad dargestellt. Der COP beträgt anfänglich 6.0 (bei W28/W50) sinkt dann leicht, dies aufgrund der steigenden Senken-Temperatur, im Betriebspunkt W26/W55 beträgt der COP noch 5.5.

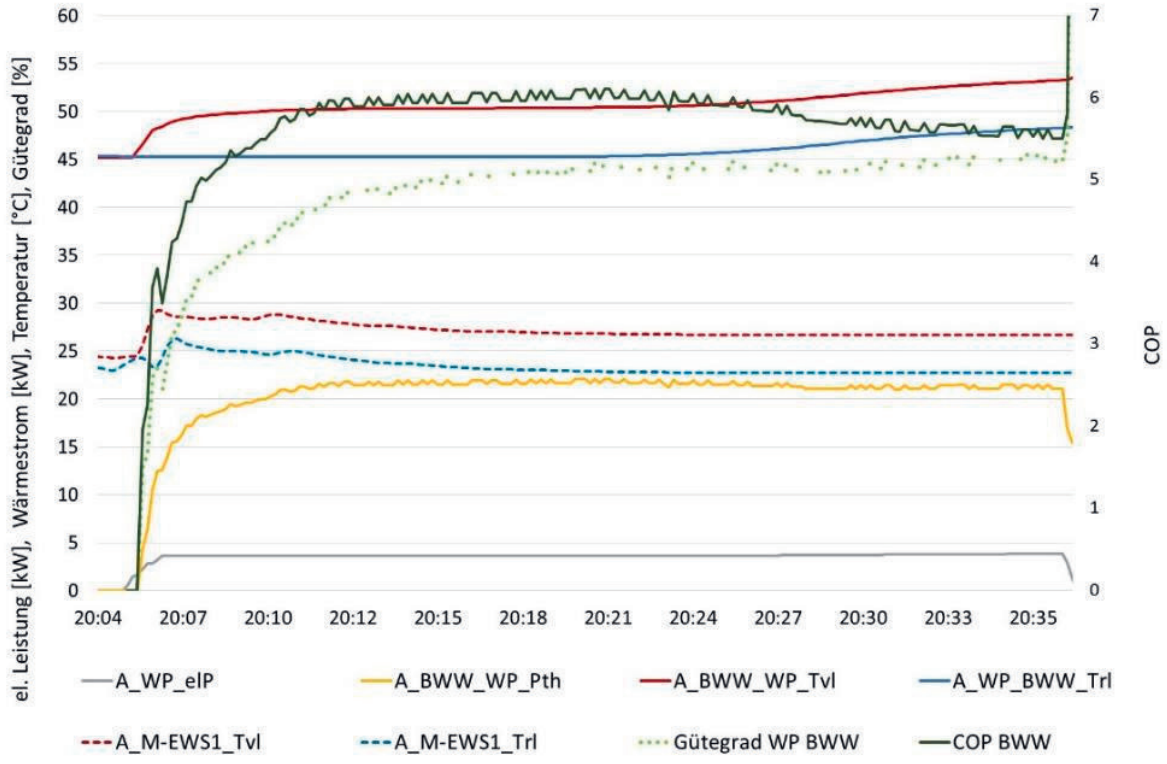


Bild 9: Betriebsdaten der BS2 NH-WP im BWW-Modus, als Quelle für die WP diente als Übergangslösung das Niedertemperaturnetz der zentralen Anlage. [2]

Niedertemperatur-Wärmeabgabesystem mit TABS

Bild 10 zeigt die Heizleistung des Heizkreises in Abhängigkeit von der Aussentemperatur (24h-Mittelwert) für die Monate Oktober und November 2019. Die Heizgrenze ist auf 17°C (24h-Mittelwert) eingestellt und wird nicht überschritten, hier besteht die Möglichkeit, diese für eine zweite Messperiode zu senken (Optimierungsmassnahme).

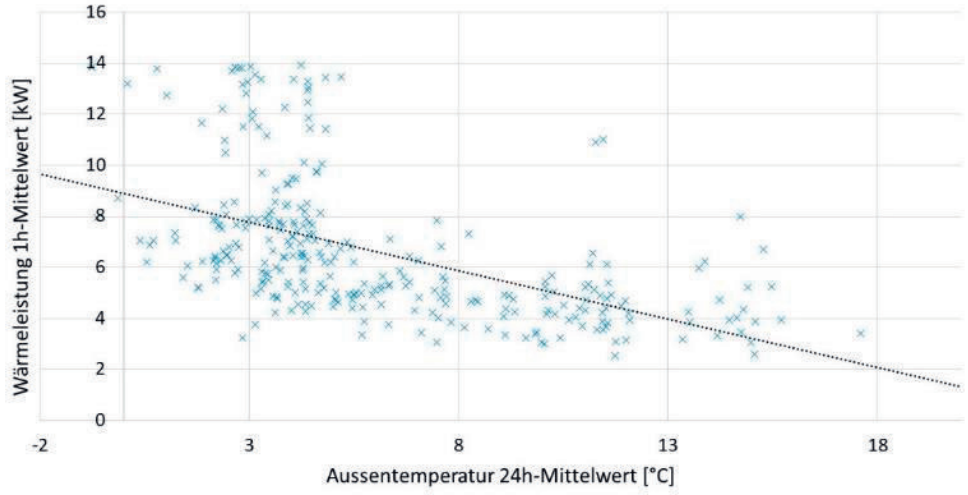


Bild 10: Energiesignatur des Hauses A, Wärmeleistung (Stundenwert) der Heizung in Abhängigkeit des gleitenden Mittelwerts der Aussentemperatur über 24 Stunden (Okt.-Nov.19). [2]

In Bild 11 ist die Heizkurve für die Monate Oktober und November 2019 dargestellt. Trotz der eingeschränkten Datenmenge ist zu erkennen, dass die Vorlauftemperatur des Heizkreises mit abnehmender Umgebungstemperatur grundsätzlich steigt, jedoch ist die Streuung relativ gross.

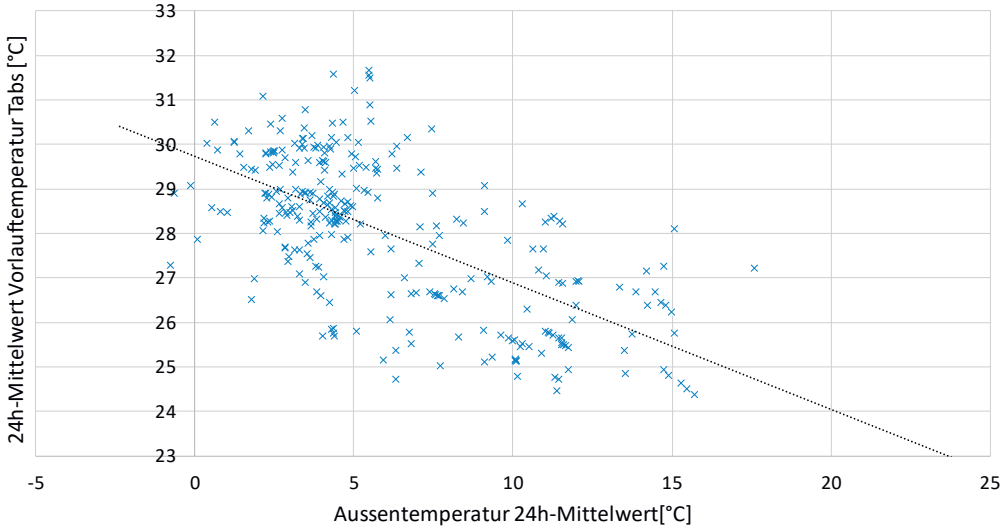


Bild 11: Heizkurve des Hauses A, 24h-Mittelwert Vorlauftemperatur (TABS) in Abhängigkeit des Mittelwerts der Aussentemperatur über 24 Stunden (Okt. bis Nov. 2019). [2]

Eine genauere Analyse der Heizkurve und der entsprechenden Regelung erfolgt im nächsten Jahr, basierend auf einer grösseren Datenmenge. Weiter wurde festgestellt, dass mit der Übergangslösung die Quellentemperatur der Wärmepumpe teilweise höher ist als die gewünschte

Vorlauftemperatur. Dies führt zu Störungen auf Seiten der Regelung und zu einer fehlerbehafteten Interpretation der Messdaten. Durch die Inbetriebnahme der EWS sollten diese Regelungsprobleme nicht mehr auftreten.

Die thermische Aktivierung der Decken erfolgt in der Nacht, so dass die benötigte Wärme vor allem tagsüber an den Raum abgegeben wird. Die Wärmeleistung der TABS reguliert sich selbst (Selbstregeleffekt) über die Temperaturdifferenz zwischen Raum und TABS. Ein Nachteil dieser Regelung ist, dass ein Heizbetrieb während der Nacht die Nutzung von Solarstrom einschränkt. Aktuell ist jedoch der Nachtbetrieb günstiger aufgrund des Nachttarifs. Eine Umstellung auf Tagbetrieb könnte in einigen Jahren jedoch die bessere Lösung sein.

In Bild 12 sind zwei Beladungszyklen der TABS in der Nacht vom 11. auf den 12. Oktober dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die in den Decken gemessenen Temperaturen (gepunktete Linien) im Laufe des Beladungszyklus ansteigen und im Laufe des Tages abnehmen. Bei der Datenanalyse wurde festgestellt, dass der Sensor der Wohnung im vierten Stock (A_Wohnung4_T) nicht funktioniert. Daher war es nicht möglich, den Temperaturverlauf dieser Wohnung aufzuzeigen. Die Temperaturdifferenz zwischen den TABS-Sensoren von ca. 1.5 K ist wahrscheinlich auf die Position in den TABS zurückzuführen und auf die Messunsicherheit der Fühler.

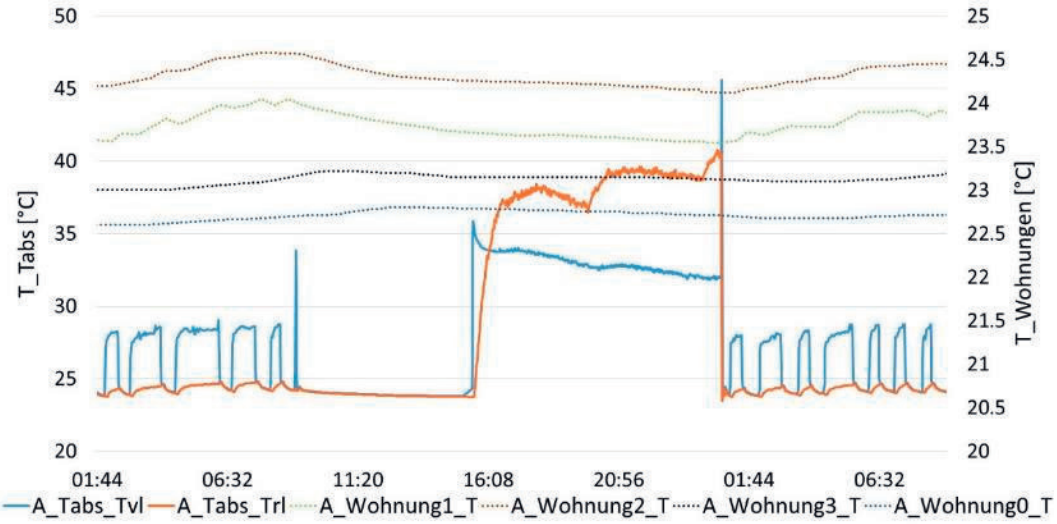


Bild 12: Analyse der Bauteilaktivierung in der Nacht vom 11. und 12. Oktober. [2]

Der plötzliche Temperaturanstieg bei der Vor- und Rücklauftemperatur der TABS (rot markiert) ist auf die Umstellung zwischen BWW-Betrieb und Heizungsbetrieb zurück zu führen. Das entsprechende Ventil (V3) hat eine gewisse Zeitverzögerung beim Umschalten, was dazu führt, dass hohe Wassertemperaturen kurzzeitig in den TABS-Kreislauf gelangen. In der nächsten Grafik (Bild 13) ist dieses Phänomen gut zu erkennen. Während der Brauchwasserbereitung steigt der Volumenstrom der TABS (rot) schlagartig an und fällt bei vollständig geschlossenem Ventil V3 auf 0 l/h. Dieses Verhalten hat keinen nennenswerten Einfluss auf die Energieeffizienz, könnte jedoch durch kleinere Optimierungen an der Regelung (Einstellung der Zeitverzögerung-On/Off) vermieden werden.

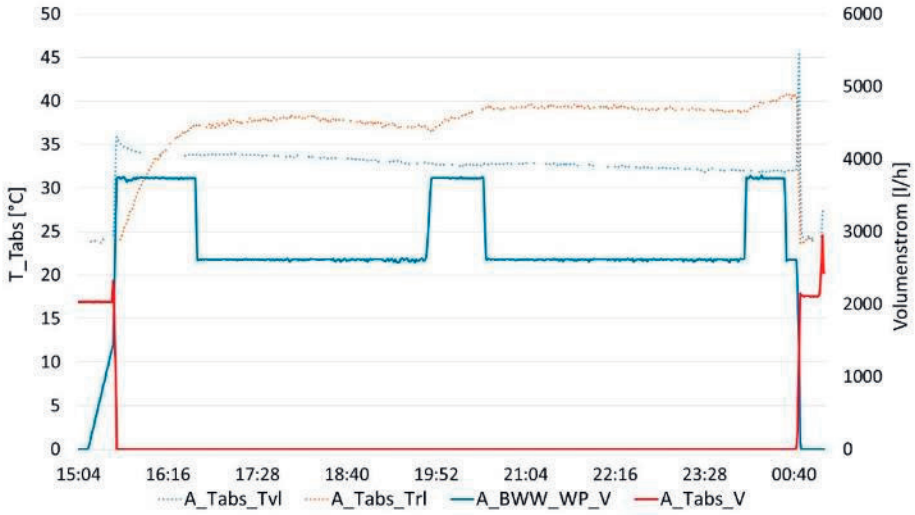


Bild 13: Auswertung der Temperatur und Volumenströme der Tabs und BWW-Bereitstellung in der Nacht vom 11. und 12. Oktober. [2]

Die Kühlung war im Sommer 2019 nie in Betrieb. Die Vorlauftemperatur der TABS ist nie unter 25 °C gesunken. Die Wärmepumpe wurde nur für die Bereitstellung von BWW aktiviert. Im nachfolgenden Diagramm (Bild 14) ist zum einen das beschriebene Phänomen der Mischung des TABS- und BWW-Volumenstroms zu erkennen, und zum anderen, dass die Quellenpumpe, welche die NH-WP versorgt, dauerhaft in Betrieb ist, was dazu führt, dass sich ein Volumenstrom von 500 l/h im TABS-Kreis einstellt. Dies, obwohl weder ein Kühlbedarf noch ein Heizbedarf vorhanden sind. Hier besteht Optimierungspotenzial für den zukünftigen Betrieb der Anlage. Eine detaillierte Auswertung der TABS-Heizkreise ist für nächstes Jahr vorgesehen.

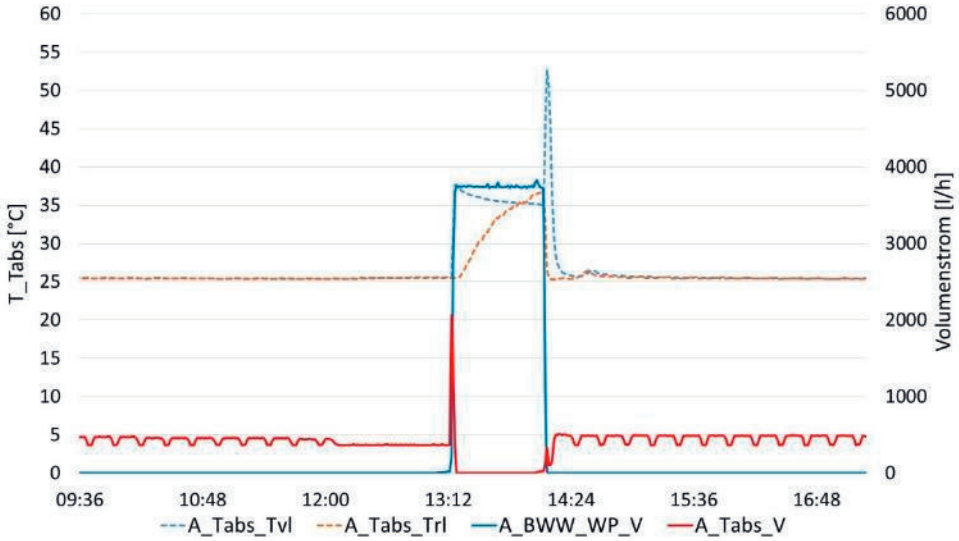


Bild 14: Auswertung der Volumenströme der Tabs im Sommerbetrieb (12. Juli 2019). [2]

Koaxial-Erdwärmesonde (K-EWS)

Die im P&D-Projekt eingebaute Erdwärmesonde (Bild 15) ist eine neuartige koaxiale Erdwärmesonde, die statt eines starren Aussenrohres einen flexiblen Schlauch verwendet. Dieser wird zusammengefaltet in das Bohrloch abgeteuft und anschliessend mit Wasserdruck ausgeweitet, sodass sie sich an die Bohrlochwand anlegt. Dadurch ist im Gegensatz zu den heute marktführenden EWS keine Hinterfüllung mit Zement und Bentonit mehr nötig. Die Kontaktfläche des Wärmeträgers zum umliegenden Gestein vergrössert sich dadurch, und die isolierende Wirkung der Hinterfüllung entfällt, wodurch mehr Wärme entzogen werden kann.

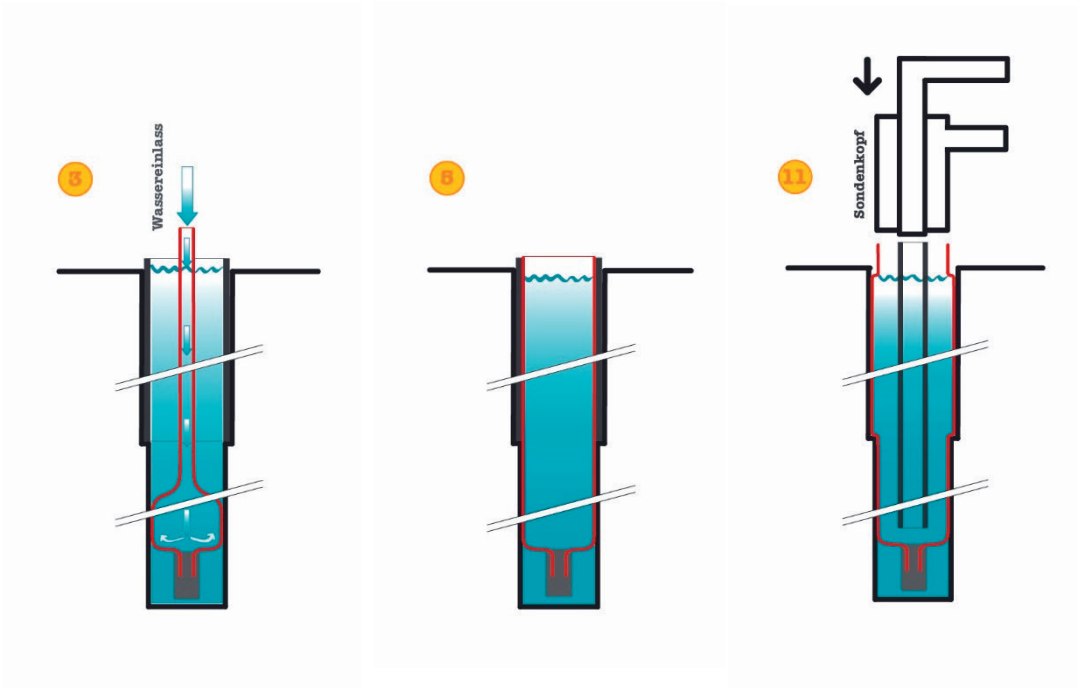


Bild 15: Installation der K-EWS im Bohrloch

Als Innenrohr wird ein starres isolierendes Kunststoffrohr abgeteuft. Das isolierte Rohr ermöglicht den wärmeverlustarmen Transport von Wasser zwischen der Bohrlochbasis und der Erdoberfläche. Dies ermöglicht einerseits den effizienten Wärmeentzug im Winter, andererseits kann im Sommer Warmwasser zur Regeneration der Gesteinstemperatur ohne Abkühlung zuunterst in das Bohrloch gebracht werden. Es ist wichtig, auch den unteren Bereich, um die EWS zu regenerieren, anstatt im oberen Bereich die Wärme an die oberen Erdreichzonen zu verlieren. Dies ist nur mit einem isolierten Rohr möglich. Die Fliessrichtungen im Sommer und Winter sind in Bild 16 dargestellt.

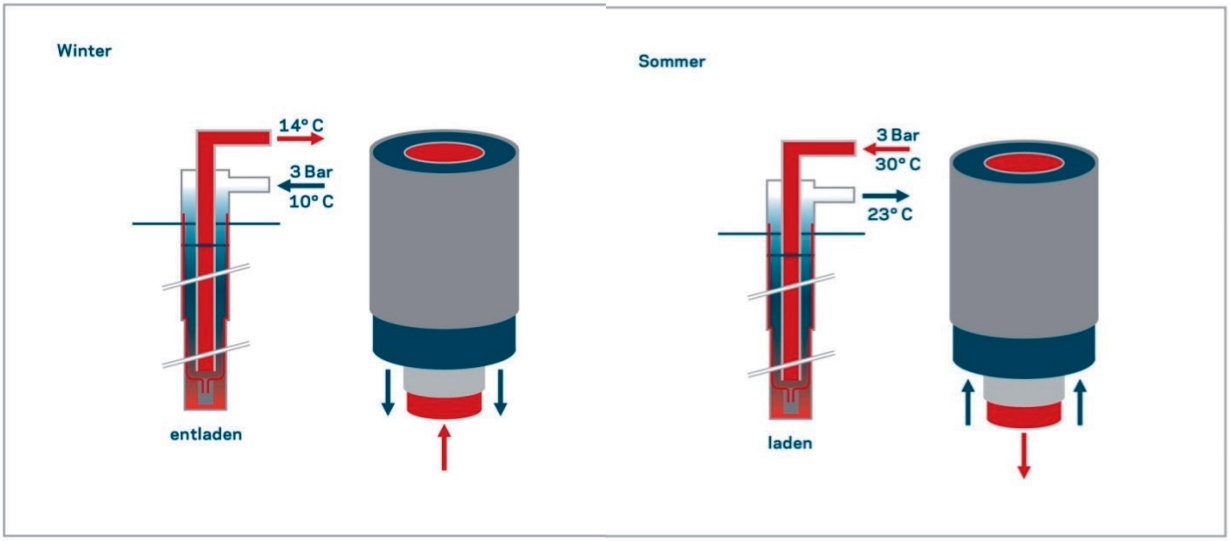


Bild 16: Betrieb der K-EWS im Winter und im Sommer.

In Tiefen von 400-500m herrschen in den Böden der Schweiz Temperaturen, welche für die Heizung mittels Wärmepumpe sehr interessant sind (Bild 17). Das Ziel ist es bei gleicher Leistung einer EWS die Austrittstemperatur aus dem Bohrloch zu maximieren, um den Stromverbrauch der Wärmepumpe zu reduzieren. Durch die 450m Tiefe des Bohrloches kann die K-EWS mit viel höheren Temperaturen betrieben werden. Mit der K-EWS kann eine geeignete Niederhubwärmepumpe mit einem hohen COP betrieben werden, sodass das Heizsystem so wenig Strom verbraucht.

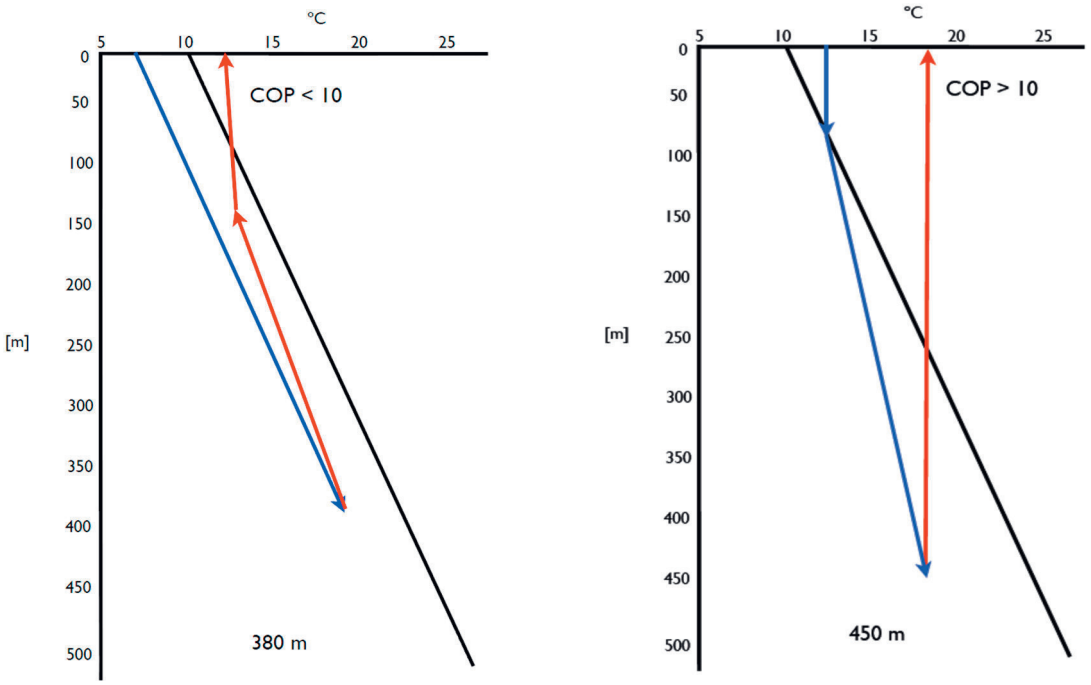


Bild 17: Schematischer Temperaturverlauf im Boden bei konventionellen EWS (links) und bei der K-EWS (rechts). (In schwarz: Ungestörte Bodentemperaturen)

Folgende Bilder 18 -21 illustrieren den Einbau der neuartigen Erdwärmesonde



Bilder 18-21: Vorbereitungsarbeiten und Abteufen der Sonde nach der erfolgreichen Bohrung

Ausblick

Nachdem die Anlage bis Ende 2019 wie ursprünglich geplant in Betrieb genommen werden konnte, wurde ab Januar 2020 mit der Messung des geplanten P&D-Konzeptes begonnen. Eine erste Auswertung des Heizbetriebes wird Anfang des zweiten Quartals 2020 durchgeführt. Basierend auf den Ergebnissen wird eine Betriebsoptimierung durchgeführt, mit dem Ziel eines optimalen Betriebs für die Heizperiode 20/21 für die finale Auswertung.
Erste Auswertungen über eine vollständige Messperiode (Kühlen im Sommer und Heizen im Winter) sind per Ende 2020 möglich. Ebenso wie Aussagen zu spezifischen Fragestellungen aus dem ursprünglichen Projektbeschrieb.

Danksagung

Das Projektteam bedankt sich sowohl beim Bundesamt für Energie als auch beim Amt für Abfall, Wasser, Energie und Luft (AWEL) des Kantons Zürich für die finanzielle Unterstützung des P&D-Projekts.

Quellen

[1] A. Baggenstos, M. Bätschmann: Jahresbericht P&D Projekt Sentmatt, 2018

[2] A. Baggenstos, M. Bätschmann: Jahresbericht P&D Projekt Sentmatt, 2019

Dominic Zajonc[1], Prof. Dr. Beat Wellig[1], Dr. Andreas Lehr[2]
[1]CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik, Hochschule Luzern
[2]Teqtoniq GmbH

Hocheffizienter ölfreier Turbo-Kompressor für Klimakälteanlagen und Niederhub-Wärmepumpen

Zusammenfassung

Die Leistungszahlen Energy Efficiency Ratio (EER) einer Kälteanlage und Coefficient of Performance (COP) einer Wärmepumpe sind stark vom inneren Temperaturhub, der Differenz zwischen Verdampfungs-und Kondensationstemperatur, abhängig. Für moderne und effiziente Gebäudeheiz- und Gebäudekühlsysteme sind Temperaturhübe zwischen 10 K und 30 K ganzjährig ausreichend. Mit Turbokompressoren sind hohe Wirkungsgrade bei kleinen Druckverhältnissen im Voll- und insbesondere auch im Teillastbetrieb möglich. Turbokompressoren eignen sich folglich besonders für Gebäudeheiz- und Gebäudekühlanwendungen mit relativ kleinen Temperaturhüben. In diesem Beitrag werden die Ergebnisse von experimentellen Untersuchungen an einer Prototyp-Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe mit einer Kälteleistung von 400 kW präsentiert. Die Anlage ist mit vier gasgelagerten, ölfreien Turbokompressoren des Start-ups Teqtoniq GmbH ausgestattet. Die Messergebnisse zeigen Leistungszahlen für die Gebäudekühlung (EER) zwischen 5.5 und 11.2 mit einer Jahresarbeitszahl (European Seasonal Energy Efficiency Ratio, ESEER) von 8.3. Es wurden Gütegrade, bezogen auf Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, von bis zu 62% ermittelt.

Summary

The Energy Efficiency Ratio (EER) of a chiller system and Coefficient of Performance (COP) of a heat pump are strongly dependent on the internal temperature lift, which corresponds to the difference between the evaporation and condensation temperatures. For modern and efficient building heating and building cooling systems, temperature lifts between 10 K and 30 K are sufficient throughout the year. With turbo compressors, high efficiencies at low pressure ratios are possible during full-load and especially part-load operation. Turbo compressors are therefore particularly suitable for building heating and building cooling applications with relatively small temperature lifts. This paper presents the results of experimental investigations on a prototype chiller/low-lift heat pump with a cooling capacity of 400 kW. The chiller is equipped with four gas-bearing and oil-free turbo compressors from the start-up Teqtoniq GmbH. The measurement results for cooling of buildings indicated EER values between 5.5 and 11.2 with a European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER) of 8.3. Second-law efficiencies, based on evaporation and condensation temperature, of up to 62% were determined.

Einleitung

Hintergrund

Die Entwicklung von hocheffizienten Produkten und Systemen zur signifikanten Reduzierung des Energieverbrauchs und der CO_2-Emissionen ist eine der grössten Herausforderungen dieses Jahrhunderts. Das Heizen und Kühlen von Gebäuden benötigt grosse Energiemengen und Experten sind sich einig, dass bei Klimakälteanlagen und Wärmepumpen für die Gebäudekühlung und -heizung erhebliches Effizienzsteigerungspotenzial vorhanden ist.

Die Leistungszahlen Energy Efficiency Ratio (EER) einer Kälteanlage und Coefficient of Performance (COP) einer Wärmepumpe sind stark vom inneren Temperaturhub abhängig. Bei Kompressions-Kälteanlagen und -Wärmepumpen entspricht der innere Temperaturhub der Differenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Für moderne Gebäudetechniksysteme sind Temperaturhübe zwischen 10 K und 30 K ganzjährig ausreichend [1].

Wärmepumpen und Klimakälteanlagen werden oftmals nur wenige Tage oder gar Stunden im Jahr unter Volllast betrieben. Die Jahresarbeitszahlen sind folglich stark von Teillastwirkungsgraden abhängig. Mit Turbokompressoren sind hohe Verdichtungswirkungsgrade bei kleinen Druckverhältnissen im Volllast- und auch im Teillastbetrieb möglich. Demzufolge eignen sich Turbokompressoren gut für Gebäudeheiz- und Gebäudekühlanwendungen, insbesondere mit kleinen Temperaturhüben. Die mit Turbokompressoren möglichen Jahresarbeitszahlen können signifikant höher ausfallen als mit anderen Kompressoren.

Stand der Technik

Der Einsatz von Turbokompressoren in Kompressions-Kälteanlagen und -Wärmepumpen hat seinen Ursprung im Jahr 1922, als der erste Radialturbokompressor für diese Anwendungen vorgestellt wurde [2]. Heute sind Turbokompressoren vor allem in grösseren Anlagen mit bis zu mehreren Megawatt Kälte- bzw. Heizleistung weit verbreitet. Zu den namhaften Herstellern solcher Anlagen bzw. Turbokompressoren gehören u.a. Carrier Corp., Friotherm AG, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. und Danfoss Turbocor Compressors Inc..

Markt

Die Anlagenbauer Carrier Corp., Friotherm AG und Mitsubishi Heavy Industries Ltd. bieten Kälteanlagen/Wärmepumpen mit Turbokompressoren und Nennkälteleistungen im Bereich von ca. 1-20 MW an. Der Turbokompressor-Hersteller Danfoss Turbocor Compressors Inc. verkauft magnetgelagerte und ölfreie Turbo-Kältemittelkompressoren für Nennkälteleistungen im Bereich von ca. 250 kW bis 1.6 MW. Die Turbokompressor-Hersteller Celeroton AG und Fischer AG Präzisionsspindeln bieten gasgelagerte und ölfreie Turbokompressoren für Luft und Kältemittel mit elektrischen Antriebsleistungen im Bereich von 70 W bis 12 kW an. Beide Hersteller erwähnen, dass Turbokompressoren nach Kundenwünschen ausgelegt und gefertigt werden können. Es zeigt sich eine Marktlücke bei Turbo-Kältemittelkompressoren mit Nennkälteleistungen unter ca. 250 kW.

Forschung

In den vergangenen Jahren wurden verschiedene Turbokompressoren für Kälteanlagen und Wärmepumpen in wissenschaftlichen Arbeiten vorgestellt. Nachfolgend wird ausschliesslich auf Turbokompressoren für Nennkälteleistungen kleiner 500 kW eingegangen.

Kim et al. [3] stellen im Jahr 2002 einen Turbokompressor mit einer elektrischen Antriebsleistung von 34 kW vor. Der zweistufige Kompressor soll im Einsatz in einer Kälteanlage/Wärmepumpe eine Kälteleistung von ca. 100 kW erzeugen. Ausgelegt ist der Kompressor für ein Druckverhältnis von 3.9 und das Kältemittel R134a. Die Drehzahl im Auslegungspunkt beträgt 24'000 U/min. Es werden Hochgeschwindigkeits-Kugellager eingesetzt. Die Autoren erwähnen, dass Gaslager entwickelt werden sollen, dafür aber höhere Drehzahlen nötig sind. Die vorgestellte Test-Wärmepumpe ist mit Rohrbündel-Wärmeübertragern ausgestattet. Es wird ein COP von 2.89 bei einer Verdampfungstemperatur von 7.2°C und einer Kondensationstemperatur von 54.4°C ermittelt, was einem inneren Gütegrad von ca. 42% entspricht.

Schiffmann et al. [4] entwickelten im Jahr 2005 einen Turbokompressor für zweistufige Hauswärmepumpen und hohe Temperaturhübe. Durch das zweistufige Design der Wärmepumpe und den Einsatz von zwei Turbokompressoren sollte die Effizienz gegenüber auf dem Markt erhältlichen Retrofit-Systemen um 20% gesteigert werden. Der für das Kältemittel R134a ausgelegte Turbokompressor sollte eine elektrische Antriebsleistung von 6 kW bei Drehzahlen von bis zu 250'000 U/min aufweisen. Aufgrund von Problemen mit den selbsttragenden Gaslagern konnte der Turbokompressor nicht bei den angestrebten Leistungen und Drehzahlen betrieben werden.
Im Jahr 2009 wird durch Schiffmann et al. [5] der theoretische Aufbau einer zweistufigen Wärmepumpe mit einem Open Economiser und zwei Turbokompressoren vorgestellt. Der vorgestellte einstufige Turbokompressor wurde in einem Kompressorprüfstand untersucht. Es wird das ermittelte Kompressorkennfeld bis zu einer Drehzahl von 210'000 U/min und bis zu einem Druckverhältnis von 3.3 aufgezeigt. Ein maximaler isentroper Wirkungsgrad von über 79% und ein maximaler Kältemittelmassenstrom von ca. 55 g/s R134a werden ermittelt.
Im Jahr 2017 stellen Schiffmann et al. [6] einen Überblick über den Stand der Technik bei direkt angetriebenen Turbokompressoren für Hauswärmepumpen vor. Als Herausforderung wird die Lagertechnologie genannt, welche trotz sehr hoher Drehzahlen eine hohe Lebensdauer aufweisen soll. Es wird erwähnt, dass dynamische Gaslager die vielversprechendste Technologie dafür darstellen.

Arpagaus et al. [7] stellen im Jahr 2017 unter anderem die Ergebnisse von Simulationen einer einstufigen Wärmepumpe mit Turbokompressor vor. Der Auslegungspunkt des einstufigen Turbokompressors wird auf ein Druckverhältnis von 2.3 und einen Kältemittelmassenstrom von 20 g/s R134a gelegt. Die Drehzahl im Auslegungspunkt beträgt 227'000 U/min. Für die simulierte Wärmepumpe mit Turbokompressor ergibt sich im Auslegungspunkt des Turbokompressors eine Heizleistung von 4 kW und ein äusserer Gütegrad (bezogen auf die Quellen- und Senkenaustrittstemperaturen) von 53.4%.

Wyssen et al. [8] stellen im Jahr 2013 einen Turbokompressor für Niederhub-Wärmepumpen mit einer maximalen Heizleistung von ca. 10 kW vor. Die elektrische Antriebsleistung des Turbokompressors liegt unter 1.5 kW. Das verwendete Kältemittel ist Butan (R600). Der Turbokompressor zeigt insbesondere bei kleinen Temperaturhüben Vorteile gegenüber anderen Kompressorbauarten wie z.B. Hubkolbenkompressoren. Experimentelle Untersuchungen für Niederhub-Anwendungen zeigen, dass vor allem bei Temperaturhüben unter 20 K der Turbokompressor deutlich höhere innere Gütegrade erzielt. Mit dem vorgestellten Turbokompressor werden konstant hohe innere Gütegrade im Bereich von 58% bis 60% erreicht.

Gasser et al. stellen 2014 [9] und 2017 [10] einen Turbokompresser für Niederhub-Wärmepumpen mit einer maximalen Heizleistung von 20 kW vor. Die Ergebnisse stammen aus einem Nachfolgeprojekt des von Wyssen et al. [8] untersuchten Turbokompressors. Der von Gasser et al. vorgestellte Turbokompressor erreicht in einem Bereich der Temperaturhübe von ca. 13-25 K innere Gütegrade von über 60%. Als Kältemittel wird ebenfalls Butan (R600) eingesetzt. Die höchste gemessene Drehzahl des Turbokompressors ist mit 200'000 U/min angegeben.

In den letzten Jahren wurden weitere Turbokompressoren für Kälteanlagen/Wärmepumpen mit Kälteleistungen grösser 500 kW vorgestellt ([11]-[18]). Mehrere der vorgestellten Turbokompressoren sind für Wärmepumpenanwendungen mit hohen Senkentemperaturen von bis zu 95°C geeignet ([16]-[18]).

Nach Kenntnisstand der Autoren fokussierte sich, mit Ausnahme der Arbeit von Kim et al. [3], keine weitere wissenschaftliche Arbeit auf Turbokompressoren für Kälteanlagen/Wärmepumpen mit Nennkälteleistungen von ca. 100 kW.

Ziel des Beitrags

Ziel dieses Beitrags ist es, die Effizienz einer Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe mit vier identischen gasgelagerten und ölfreien Turbokompressoren in verschiedenen Betriebspunkten aufzuzeigen.

Gasgelagerter und ölfreier Turbo-Kältemittelkompressor des Start-ups Teqtoniq GmbH

Die Teqtoniq GmbH mit Sitz in Horw (LU) entwickelt und produziert gasgelagerte, ölfreie, geräusch- und vibrationsarme Turbokompressoren für den Einsatz in Kälteanlagen und Wärmepumpen. Das erste Serienprodukt eines Turbo-Kältemittelkompressors der Teqtoniq GmbH basiert auf dem in diesem Beitrag vorgestellten Kompressor und soll noch im Jahr 2020 auf den Markt kommen.

Der gasgelagerte und ölfreie Radialturbokompressor eignet sich für den Einsatz in Klimakälteanlagen/Wärmepumpen mit Temperaturhüben von 15-40 K. Die Kälteleistung eines Kompressors kann durch Drehzahlvariation in einem Bereich von etwa 20-100 kW eingestellt werden. Zur Lagerung der rotierenden Komponenten kommt eine selbsttragende Gaslagerung zum Einsatz. Durch die Gaslagerung kann der Kompressor und damit der Kältemittelkreislauf gänzlich ölfrei betrieben werden. Der Turbokompressor kann mit den Kältemitteln R134a, R1234ze und R513a betrieben werden. Die technischen Daten des Turbo-Kältemittelkompressors der Teqtoniq GmbH sind in Bild 1 zusammengefasst.



Teqtoniq GmbH

Gasgelagerter, ölfreier Radialturbo-Kältemittelkompressor

Technische Daten

Bauart	radial, zweistufig
Elektrische Leistung	max 28 kW
Drehzahl	max. 60'000 U/min
Nennkälteleistung	100 kW
Druckverhältnis	max. 4.0
Massenstrom	max. 0.8 kg/s
Kältemittel	R134a, R1234ze, R513a

Bild 1: Gasgelagerter und ölfreier Turbo-Kältemittelkompressor der Teqtoniq GmbH mit einer Nennkälteleistung von ca. 100 kW für die Kältemittel R134, R1234ze und R513a

Versuchsaufbau

Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe

Die in diesem Beitrag vorgestellte Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe ist mit vier identischen, gasgelagerten und ölfreien Turbokompressoren der Teqtoniq GmbH ausgestattet. Die Kompressoren weisen eine Nennkälteleistung von 100 kW auf (siehe oben). Für die Anlage ergibt sich dementsprechend eine Nennkälteleistung von 400 kW. Die Kälte- bzw. Heizleistung der Anlage kann über die Drehzahl der Kompressoren sowie durch Ein- und Ausschalten einzelner Kompressoren eingestellt werden.

Die technischen Daten der Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe sind in Bild 2 zusammengefasst. Die Platzierung der angebrachten Messtechnik zur Bestimmung der Effizienz der Anlage ist in Bild 3 schematisch dargestellt.



Technische Daten

Bauart	Wasser/Wasser
Anzahl Kompressoren	4
Wärmeübertrager	Rohrbündel
Nennkälteleistung	400 kW
Nennheizleistung	500 kW
Kältemittel	R1234ze
Gewicht	3’200 kg

Bild 2: Wasser/Wasser Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe mit vier identischen gasgelagerten und ölfreien Turbokompressoren der Teqtoniq GmbH

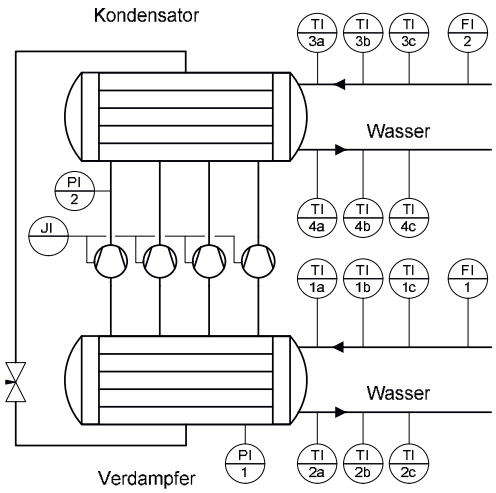


Bild 3: Platzierung der angebrachten Messtechnik PI: Druckmessung, TI: Temperaturmessung, FI: Massendurchflussmessung, JI: Messung der elektrischen Leistung

Laborinfrastruktur

Die Laborinfrastruktur der Hochschule Luzern ermöglicht es, thermische Systeme wie bspw. Wärmepumpen/Kälteanlagen, Wärmeübertrager, thermische Energiespeicher usw. experimentell zu untersuchen.

Mit der Laborinfrastruktur kann Wärme und "Kälte" in einem Temperaturbereich von -20°C bis +80°C bereitgestellt werden. Kernstück der Infrastruktur sind zwei Wasser/Glykol-Speichertanks mit einem Fassungsvermögen von jeweils 5'000 Litern. Je nach Anwendungsfall können die Speicher mit einer Hilfs-Kälteanlage, einem Rückkühler oder mit elektrischen Heizstäben konditioniert werden. Die Wärme/Kälte wird über verschiedene Wasser- und Wasser/Glykol-Kreisläufe verteilt, die jeweils mit drehzahlvariablen Pumpen und Durchflussmessgeräten zur Durchflussregelung und -messung ausgestattet sind. Die Temperaturen mehrerer Kreisläufe werden aktiv über 3-Wege-Mischventile geregelt.

Mit dieser Laborinfrastruktur ist es möglich, Wärmepumpen und Kälteanlagen mit Heizleistungen von bis zu 600 kW experimentell zu untersuchen und zu prüfen. Die Anforderungen an die Regel- und Messgenauigkeit nach Prüfnorm EN14511 werden erfüllt. Bild 4 zeigt ein stark vereinfachtes Schema der Laborinfrastruktur für die Anwendung "Messung/Prüfung einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe/Kälteanlage".

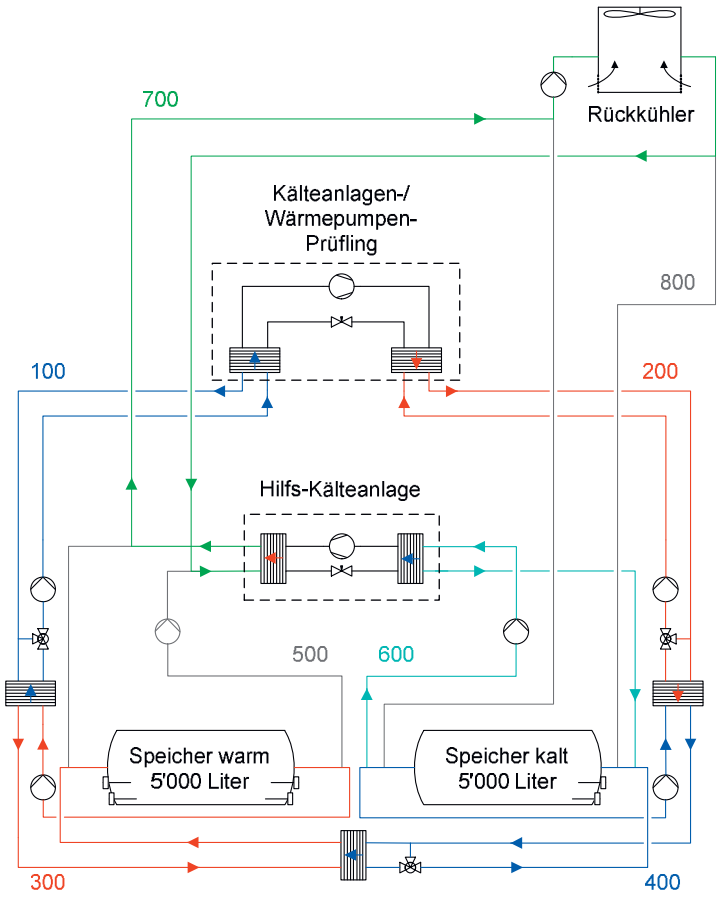


Bild 4: Vereinfachte schematische Darstellung der Laborinfrastruktur des thermischen Labors der Hochschule Luzern; Anwendungsfall "Messung/Prüfung einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe/Kälteanlage"; Kühlung über Hilfs-Kälteanlage

Bei der Prüfung einer Wasser/Wasser-Kälteanlage werden im Kreislauf 100 die Wassertemperatur sowie der Massenstrom in den Verdampfer des Prüflings auf die vorgegebenen Nennwerte eingestellt. Dies ermöglicht die Simulation der Wärmequelle. Im Kreis 200 werden Wassertemperatur und Massenstrom in den Kondensator des Prüflings eingestellt und damit die Wärmesenke simuliert. Die beiden Kreisläufe 100 und 200 sind über drei Wärmeübertrager mit den beiden "inneren" Wasser/Glykol-Kreisläufen 300 und 400 verbunden. Dadurch kann die am Kondensator des Prüflings erzeugte Wärme teilweise wieder dem Verdampfer des Prüflings zugeführt werden. Durch die interne Wärmerückgewinnung wird die zum Betrieb der Infrastruktur nötige Kälteleistung auf ein Minimum reduziert. Die überschüssige Wärme (im Wesentlichen die abzuführende innere Kompressorleistung des Prüflings) wird im "Speicher kalt" gespeichert, der sich dadurch erwärmt. Bei Erreichen einer maximal zulässigen Temperatur im "Speicher kalt" wird der Speichertank über den Wasser/Glykol-Kreislauf 600 mit der Hilfs-Kälteanlage auf eine minimale Zieltemperatur abgekühlt. Die Kondensatorabwärme der Hilfs-Kälteanlage wird über den Wasser/Glykol-Kreislauf 700 mit Hilfe eines Rückkühlers an die Umgebungsluft abgegeben. Der Speichertank "Speicher warm" hat die Aufgabe, die in den Kreisläufen 200 und 400 auftretenden Temperaturschwankungen auszugleichen. Dadurch wird eine konstante Temperatur am Eingang des Wärmeübertragers, der die Kreisläufe 100 und 300 trennt, gewährleistet.



Bild 5: Prüfinfrastruktur des thermischen Labors der Hochschule Luzern vor den Isolationsarbeiten
Links: Pumpen für die verschiedenen Wasser- und Wasser/Glykol-Kreisläufe
Rechts: Liegender 5'000 Liter Wasser/Glykol-Speichertank "Speicher kalt"

Prüfbedingungen für die Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe

Verwendung als Klimakälteanlage

Die Jahresarbeitszahl einer Klimakälteanlage wird oft mit dem European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER) angegeben. Der ESEER basiert auf der Prüfnorm EN14511 und repräsentiert eine Jahresarbeitszahl für die Gebäudekühlung. Zur Bestimmung des ESEER-Wertes werden die EER-Werte bei Volllast sowie in verschiedenen Teillastbetriebspunkten experimentell bestimmt und unter Verwendung verschiedener Gewichtungsfaktoren addiert. Die Wassermassendurchflüsse in Verdampfer und Kondensator werden so eingestellt, dass die Wassereintritts- und Wasseraustrittstemperaturen den Nennwerten (12/7°C, 30/35°C) für den Volllastbetrieb entsprechen (siehe Tabelle 1). Für die Teillastbetriebspunkte werden die unter Volllast bestimmten Wassermassendurchflüsse konstant gehalten. Die einzustellenden Betriebspunkte in Voll- und Teillast sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Verwendung als Niederhub-Wärmepumpe

Die Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe für die Gebäudeheizung wird oft mit der Norm EN14825 bestimmt. Abhängig von der Art der Wärmequelle und -senke legt die Norm Betriebspunkte mit unterschiedlichen Temperaturniveaus und Teillastverhältnissen fest. Die experimentell ermittelten COP-Werte in den Betriebspunkten unter Voll- und Teillast können anschliessend in Kombination mit den stündlichen Temperaturwerten eines Jahres an einem Standort zur Berechnung der Jahresarbeitszahl verwendet werden. In diesem Beitrag wird eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe für kleine Temperaturhübe vorgestellt. Es gelten daher die Betriebsbedingungen für eine Wärmepumpe, die mit einer Wärmequelle wie Grundwasser (10°C) arbeitet und Heizwasser mit niedrigen Temperaturen (24-35°C) erzeugt (siehe Tabelle 2). Die Wassermassendurchflüsse in Verdampfer und Kondensator werden ebenfalls unter Volllast eingestellt und in den Teillastbetriebspunkten konstant gehalten. Die einzustellenden Betriebspunkte in Voll- und Teillast sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Teillast-verhältnis	Wassertemperaturen Verdampfer ein/aus [°C]	Wassertemperaturen Kondensator ein/aus [°C]
100%	12 / 7	30 / 35
75%	- / 7	26 / -
50%	- / 7	22 / -
25%	- / 7	18 / -

Tabelle 1: Prüfbedingungen für die Klimakälteanlage in Übereinstimmung mit den Normen EN14511 und Eurovent ESEER

Teillast-verhältnis	Wassertemperaturen Verdampfer ein/aus [°C]	Wassertemperaturen Kondensator ein/aus [°C]
100%	10 / 7	30 / 35
88%	10 / -	- / 34
54%	10 / -	- / 30
35%	10 / -	- / 27
15%	10 / -	- / 24

Tabelle 2: Prüfbedingungen für die Niederhub-Wärmepumpe in Übereinstimmung mit der Norm EN14825

Ergebnisse und Diskussion

Verwendung als Klimakälteanlage

Die Messergebnisse sind in Bild 6 dargestellt. Die Kennwerte Energy Efficiency Ratio (EER_{KA}), innerer Gütegrad (ζ_{KA}) und European Seasonal Energy Efficiency Ratio ($ESEER_{KA}$) der Klimakälteanlage werden gemäss EN14511 und Eurovent wie folgt bestimmt:

$$EER_{KA} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{P_{el}} \; ; \; EER_{Carnot,\,KA} = \frac{T_{Verd}}{T_{Kond} - T_{Verd}}$$

$$\zeta_{KA} = \frac{EER_{KA}}{EER_{Carnot,\,KA}}$$

$$ESEER_{KA} = 0.03\,EER_{KA,\,100\%} + 0.33\,EER_{KA,\,75\%} + 0.41\,EER_{KA,\,50\%} + 0.23\,EER_{KA,\,25\%}$$

Es ist zu erkennen, dass der EER_{KA} mit sinkendem Teillastverhältnis von 5.52 auf 11.21 steigt (Bild 6, rechts). Dieses Verhalten lässt sich hauptsächlich durch die Reduktion des Temperaturhubs von 31 K auf 14 K erklären (Bild 6, links). Der innere Gütegrad (ζ_{KA}) sinkt mit kleineren Teillastverhältnissen und kleineren Temperaturhüben von 0.61 auf 0.55. Dieses Verhalten lässt sich auf den aerodynamischen Auslegungspunkt des Turbokompressors zurückführen, welcher nahe beim Volllastbetriebspunkt liegt. **Die Jahresarbeitszahl $ESEER_{KA}$ nach EN14511 und Eurovent beträgt 8.34**.

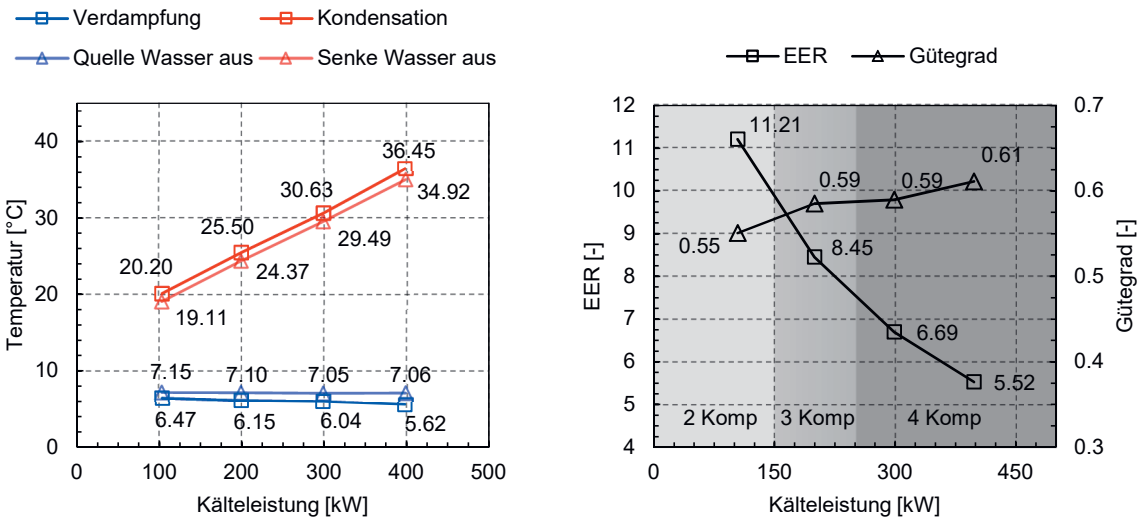


Bild 6: Links: Wasseraustrittstemperaturen aus Verdampfer und Kondensator und entsprechende Verdampfungs- und Kondensationstemperatur in Abhängigkeit der Kälteleistung bei den in Tabelle 1 genannten Betriebsbedingungen
Rechts: Entsprechende EER-Werte und innere Gütegrade sowie Anzahl der in Betrieb befindlichen Kompressoren

Verwendung als Niederhub-Wärmepumpe

Für die experimentellen Untersuchungen als Niederhub-Wärmepumpe wurde die vorgestellte Anlage mit drei Turbokompressoren betrieben. Ein Kompressor war zum Zeitpunkt der Messungen zur Inspektion demontiert.

Die Messergebnisse sind in Bild 7 dargestellt. Die Kennwerte Coefficient of Performance ($\mathrm{COP_{WP}}$) und innerer Gütegerad (ζ_{WP}) werden wie folgt bestimmt:

$$\mathrm{COP_{WP}} = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{el}} \; ; \; \mathrm{COP_{Carnot,\,WP}} = \frac{T_{Kond}}{T_{Kond} - T_{Verd}}$$

$$\zeta_{\mathrm{WP}} = \frac{\mathrm{COP_{WP}}}{\mathrm{COP_{Carnot,\,WP}}}$$

Es ist zu erkennen, dass der $\mathrm{COP_{WP}}$ mit sinkendem Teillastverhältnis von 6.12 auf 8.48 steigt (Bild 7, rechts). Dieses Verhalten lässt sich hauptsächlich durch die Reduktion des Temperaturhubs von 31 K auf 16 K erklären (Bild 7, links). Der innere Gütegrad (ζ_{WP}) sinkt mit kleineren Teillastverhältnissen von 0.62 auf 0.46. Bei der kleinsten Heizleistung ist der Gütegrad mit Abstand am niedrigsten. Dieses Verhalten lässt sich wiederum auf den aerodynamischen Auslegungspunkt des Turbokompressors zurückführen. Die erforderliche Heizleistung ist für den Turbokompressor bei gegebener Verdampfungs- und Kondensationstemperatur zu klein, was zu einem geringeren Wirkungsgrad führt. Die Jahresarbeitszahl für einen spezifischen Standort nach Norm EN14825 wurde im Rahmen dieses Beitrags nicht bestimmt.

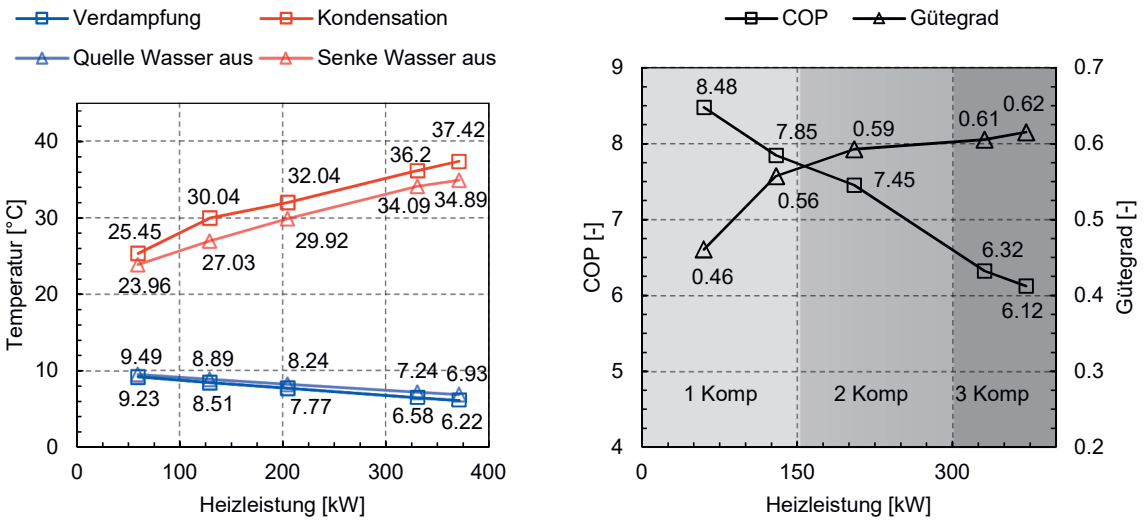


Bild 7: Links: Wasseraustrittstemperaturen aus Verdampfer und Kondensator und entsprechende Verdampfungs- und Kondensationstemperatur in Abhängigkeit der Heizleistung bei den in Tabelle 2 genannten Betriebsbedingungen
Rechts: Entsprechende COP-Werte und innere Gütegrade sowie Anzahl der in Betrieb befindlichen Kompressoren

Möglichkeiten zur weiteren Effizienzsteigerung

Optimierung des Turbo-Kältemittelkompressors

Der Wirkungsgrad eines Turbokompressors bei geringeren Volumenströmen als im aerodynamischen Auslegungspunkt kann durch den Einsatz von Eintrittsleitschaufeln (engl. Inlet Guide Vanes, IGVs) erhöht werden. Bei den vorliegenden Messungen sind die Eintrittsleitschaufeln nicht in Betrieb, obwohl die Kompressoren damit ausgestattet sind. Durch den geeigneten Einsatz der Eintrittsleitschaufeln kann die Effizienz in dem für die Gebäudekühlung und -heizung sehr relevanten Teillastbereich erhöht werden. Die Jahresarbeitszahlen können dadurch weiter gesteigert werden. Auch durch die Verlagerung des Auslegungspunktes des Turbo-Kältemittelverdichters hin zu kleineren Kältemittelvolumenströmen und Druckverhältnissen kann die Effizienz im Teillastbereich erhöht werden.

Optimierung der Klimakälteanlage/Niederhub-Wärmepumpe

Druckverluste im Kältemittelkreislauf haben insbesondere bei Anwendungen mit kleinen Temperaturhüben bzw. kleinen Druckverhältnissen einen negativen Einfluss auf die Effizienz. In den Experimenten wurde festgestellt, dass die Heissgasleitung (Austritt Kompressor bis Eintritt Kondensator) einen Druckverlust von bis zu 0.3 bar aufweist. Es gilt zu identifizieren, ob die Heissgasleitung zu klein dimensioniert ist oder das eingebaute Rückschlagventil den grössten Anteil des Druckverlusts erzeugt. Durch die Reduktion des Druckverlustes in der Heissgasleitung verkleinert sich bei gegebenem Temperaturhub das Druckverhältnis des Turbo-Kältemittelkompressors. Die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors wird reduziert, was die Effizienz der Anlage erhöht.

Durch den Einsatz eines Economisers (insbesondere Open Flash Economiser) kann die Effizienz der Kälteanlage besonders in den Betriebspunkten mit höheren Temperaturhüben verbessert werden. Dies geschieht hauptsächlich durch die Steigerung der Enthalpiedifferenz im Verdampfer und dadurch der Kälteleistung. Das grösste Effizienzsteigerungspotenzial durch einen Economiser ist in den Volllastbetriebspunkten zu erwarten.

Fazit

Durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes beim Heizen und Kühlen kann wertvolle elektrische Energie eingespart und gleichzeitig die Voraussetzung für einen emissionsfreien Gebäudebetrieb geschaffen werden. Voraussetzung für hohe Effizienzwerte von Klimakälteanlagen und Niederhub-Wärmepumpen ist, dass die eingesetzten Anlagen optimal ausgelegt sind und auch bei kleinen Temperaturhüben und im Teillastbetrieb hohe Gütegrade erreichen. Der Klimakälteanlagen-/Niederhub-Wärmepumpen-Prototyp mit den gasgelagerten, ölfreien Turbokompressoren der Teqtoniq GmbH erfüllt diese Voraussetzung.

In der Verwendung als **Klimakälteanlage** mit vier Kompressoren erreicht die Anlage EER-Werte zwischen 11.2 (bei 14 K Hub und 100 kW Kälteleistung) und 5.5 (bei 31 K Hub und 400 kW Kälteleistung). Für die Gebäudekühlung ergibt sich damit eine Jahresarbeitszahl (ESEER) von 8.34. Beim Einsatz als **Niederhub-Wärmepumpe** mit drei Kompressoren werden COP-Werte von 8.5 (bei 16 K Hub und 60 kW Heizleistung) und 6.1 (bei 31 K Hub und 375 kW Heizleistung) erreicht. Insgesamt schneidet der Prototyp für die Gebäudekühlung besser ab als für die Gebäudeheizung.

Der Klimakälteanlagen/Niederhub-Wärmepumpen-Prototyp mit den gasgelagerten, ölfreien Turbokompressoren weist also trotz identifiziertem Optimierungspotenzial Effizienzwerte auf, die im Bereich der effizientesten Anlagen auf dem Markt liegen. Effizienzsteigerungen im Teillastbetrieb sind bspw. durch den Einsatz von Inlet Guide Vanes sowie durch die Verschiebung des aerodynamischen Auslegungspunktes zu niedrigeren Leistungen möglich.

Quellen

[1] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier: Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch die Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes, Bundesamt für Energie BFE, 2006.
[2] National Museum of American History, “Carrier Centrifugal Refrigeration Compressor.” [Online]. Available: http://americanhistory.si.edu/collections/search/oject/nmah_846092. [Accessed: 23-Aug-2018].
[3] J. Kim, Y. You, H. Jang, U. Seo and T. Kom, “Variable Speed Centrifugal Compressor,” in 7th IEA Heat Pump Conference, 2002.
[4] J. Schiffmann, “Radialverdichter für Wärmepumpen mit R134a,” in 12. Tagung des BFE-Forschungsprogramms Umgebungswärme, p. 63-70, June, 2005.
[5] J. Schiffmann, D. Favrat, “Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps,” Int. J. Refrig., Vol. 32, p 1918-1928, December, 2009.
[6] J. Schiffmann, J.B. Carré, C. Arpagaus and S. Bertsch, “Turbocompressors for Domestic Heat Pumps – A Critical Review,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[7] C. Arpagaus, F. Bless, S. Bertsch, A. Javed, J. Schiffmann, “Heat Pump driven by a Small-Scale Oil-Free Turbocompressor – System Design and Simulation,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[8] I. Wyssen, L. Gasser, B. Wellig, “Effiziente Niederhub-Wärmepumpen und –Klimakälteanlagen,” in 19. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kälte», Burgdorf, 2013.

[9] L. Gasser, B. Wellig, M. Bätschmann, C. Meier, “Hocheffiziente Turbowärmepumpe für Niederhub-Anwendungen,” in 18. Status-Seminar «Forschen für den Bau im Kontext von Energie und Umwelt», Luzern, 2014.

[10] L. Gasser, S. Flück, M. Kleingries, C. Meier, M. Bätschmann, and B. Wellig, “High efficiency heat pumps for low temperature lift applications,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[11] W. Seki, K. Ueda, Y. Shirakata, K.Nishii and Y, Hasegawa, “Development of a High-Performance Turbo Chiller,” in 8th IEA Heat Pump Conference, 2005.

[12] U. Pietrucha, “District Heating And Cooling With Large Centrifugal Chiller-Heat Pumps,” in 9th IEA Heat Pump Conference, 2008.

[13] H. Liu, B. Hu, R.Z. Wang, Z. Zhiping, L. Hongbo, W. Sheng, “Permanent-magnetic Synchronous Frequency-convertible Centrifugal Compressor and Heat Pump System,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[14] R. Suemitsu, N. Miyoshi, Y. Hasegawa, K. Wajima, Y. Shirakata, K. Ueda, “Development of centrifugal chiller and heat pump using low GWP refrigerant,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017.

[15] R. Suemitsu, “Performance of centrifugal chiller and development of heat pump using low-GWP refrigerant,” HPT Magazine Vol. 36 No 3/2018, 2018.

[16] S. Umezawa T. Nakayama and Y. Ebinuma, “Field Test of Newly Developed Turbo Heat Pump For Hot Water,” in 10th IEA Heat Pump Conference, 2011.

[17] P. Larminat and D. Arnou, “High Temperature Magnetic Bearing Centrifugal Heat Pump,” in 11th IEA Heat Pump Conference, 2014.

[18] K. Wajima, K. Ueda, S. Okuda, N. Matsukura and J. Miyamoto, “Development of Heat Recovery Centrifugal Heat Pump for Industrial-Use,” in 11th IEA Heat Pump Conference, 2014.

Paul Gantenbein, Xavier Daguenet
SPF Institut für Solartechnik, HSR Hochschule für Technik Rapperswil

Adsorption Heat Pump - Development and Application

Summary

Adsorption heat pumps (AdHP) for heating and cooling represent a sustainable technology to use renewable and waste heat. Thermally driven AdHP transfer heat from low to higher temperatures based on thermo-physical properties of sorption materials. The sorbent-sorbate combination is selected due to the application and the availability of heat sources and sinks. In a SNF THRIVE (Swiss National Science Foundation) sub-project the aim was to develop a machine of 10 kW cooling and 30 kW heating power. Following the four-chamber concept two adsorber-desorber (A-D) units an evaporator (E) and a condenser (C) were manufactured and each installed in a separate chamber. The sorbate vapour flow between the chambers is controlled by butterfly valves. The starting point in this sub-project was the design and characterisation of A-D, E and C elements in the kW range with selected commercial sorbent materials. This characterisation was mainly performed in the temperature range of a cooling application scenario. The evaporator and condenser had to be designed and built. Based on these results, the upscaling to a cooling power of 10 kW was planned and the concept, the design and the manufacturing of an adsorption heat pump was carried out.

Zusammenfassung

Adsorptionswärmepumpen (AdHP) zum Heizen und Kühlen stellen eine nachhaltige Technologie zur Nutzung von erneuerbarer Wärme und Abwärme dar. Thermisch angetriebene AdHP übertragen Wärme von niedrigen auf höhere Temperaturen auf der Grundlage der thermophysikalischen Eigenschaften von Sorptionsmaterialien. Die Sorbens-Sorbtiv-Kombination wird aufgrund der Anwendung und der Verfügbarkeit von Wärmequellen und -senken ausgewählt. In einem Teilprojekt des SNF THRIVE (Schweizerischer Nationalfonds) ging es darum, eine Maschine mit 10 kW Kälte- und 30 kW Heizleistung zu entwickeln. Zwei Adsorber-Desorber-Einheiten (A-D), ein Verdampfer (E) und ein Kondensator (C) wurden nach dem Vier-Kammer-Konzept gefertigt und jeweils in einer separaten Kammer installiert. Der Sorbtiv-Dampfstrom zwischen den Kammern wird durch Drosselklappen gesteuert. Ausgangspunkt in diesem Teilprojekt war die Auslegung und Charakterisierung von A-D-, E- und C-Elementen im 1 kW-Bereich mit ausgewählten, kommerziellen Sorbensmaterialien. Diese Charakterisierung wurde hauptsächlich für ein Anwendungsszenario im Temperaturbereich der Kühlung durchgeführt. Der Verdampfer und der Kondensator mussten entworfen und gebaut werden. Basierend auf diesen Ergebnissen wurde die Vergrösserung auf eine Kälteleistung von 10 kW geplant und entsprechend dem Vier-Kammer-Konzept, die Konstruktion und die Fertigung einer Adsorptionswärmepumpe durchgeführt.

Introduction and Overview

Solid adsorption heat pumps in principle comprise four chambers, two adsorber-desorber chambers (for example: zeolite, the sorbent, adsorbs and desorbs water vapour, the sorbate) an evaporator chamber (generates water vapour to be adsorbed by the zeolite) and a condenser chamber (condenses water vapour). The function of an AdHP is technologically equivalent to an adsorption cooling machines (evaporation of water needs energy – the cooling effect like sweating). AdHP driven by renewable or waste heat have gained specific attention. In fact, electric driven conventional heat pumps and cooling machines are run on the base of an energy mix where fossil fuels are not negligible. Thus, their global warming potential through CO_2 emissions (electric energy mix) is immanent. Renewable and waste heat are alternatives and they originate either from solar and ambient energy sources or from different industrial processes. Even water cooled data centre computers are heat sources [1] and if the temperature level is high enough this source can be used for desorption of the sorbate (water, alcohol etc.) out of the sorbent (zeolite, silica gel, activated carbon etc. [2, 3]). In this application the AdHP can have a double function and acts as a cooling machine for the computers on the high temperature side (water cooling of CPU's and desorption of sorbate) and for the cooling of the computer room air on the low temperature, the evaporator side of the machine [4, 5]. So, the adsorption process is well suited to utilized low-grade heat and can reduce electricity consumption additionally, because no internal pumps are needed like in an absorption machine. In order to improve the performance and efficiency of AdHPs on a system-level, some research effort is directed toward component optimization i.e. the adsorber-desorber heat and mass exchangers, the evaporators [6] and the condensers [7]. Other tasks are the internal heat and mass recovery and cycle length optimization for efficiency improvement [4]. These optimizations may be based on various plans which improvements on the performance are listed below:

- adsorber-desorber optimization: about plus 100 % on the Specific Cooling Power (SCP)
- heat and mass recovery: about plus 35 % thermal COP
- cycle optimization: about plus 15 % thermal COP and plus 100% SCP.

In case of the evaporator and condenser for the defined sorbate fluid, a high surface wetting is favorable to increase the heat transfer areas to a maximum (high contact area of sorbate to the heat transfer area). Generally, development activities are focusing on a high overall heat transfer coefficient (most sorbents are thermal insulators) to achieve small heat exchangers and thus a more compact machine. Because of the excellent thermo-physical properties, sustainability and low costs, water is a preferred refrigerant for selected application scenarios [7], as soon as temperatures higher than 0 °C are used.

For sorbate immersed evaporators, pool boiling of water at sub-atmospheric (mbar range) pressure behaves different from pool boiling at atmospheric (1 bar) or higher pressures. While the boiling point (temperature) is lower, heat transfer coefficients are lower for similar heat flux conditions. Although in the last years the research effort is increasing and thus the number of publications [9], there is a scarcity of scientific studies in this respect and relatively few investigations related to heat transfer enhancement in such systems [6]. In the evaporator, the bubble departure diameter is significantly larger at lower pressures due to higher surface tension forces (the bubble does not burst), which then leads to strong oscillations of the wall superheat (temperature) during the bubble growth and detachment process. In sub-atmospheric pool boiling, the wall superheat with respect to the pool water temperature must be sufficiently high for the onset of nucleate boiling, typically of the order of 5 K or more [10]. Below this point of incipience of boiling, the dominant heat transfer mechanism is natural gravimetric convection and the heat transfer coefficients are orders of magnitude lower when compared against nucleate

boiling. For a fixed wall temperature, the liquid pool temperature is first lowered through surface evaporation which is induced by a pressure decrease (vapor pressure p is the driving force) in the vapor phase during the adsorption process (linked adsorber and evaporator chambers and thus vapor adsorption on sorbate). Due to the low sorbate vapor pressure in the evaporator (water vapor pressure p at 20 °C is 23 mbar), the practically achievable pressure difference and hence the driving force for surface evaporation is quite limited (all the temperatures may remain above 0 °C). Hence, it is important to minimize the amount of liquid pool water which ideally is confined to a thin liquid layer on the evaporator heat exchanger surface, i.e. film evaporation. In fact, hydrostatic pressure increases the necessary temperature to reach boiling pressure. Further, it is essential to minimize the wall superheat threshold for nucleate boiling [9].

For the condensation process, the requirements are quite different. Different reasons can be evocated, one of them is the higher temperature difference ΔT_{des} from desorber (50 to 80 °C) to the condenser (30 to 40 °C). But, while surface roughness can be beneficial to initiate nucleate boiling, it hampers the run-off of condensate during film-wise condensation. The condensate drain-off is driven by gravitation force, which must be taken into account for the design and positioning of the condenser (condenser above the evaporator). It is further possible to treat the condenser surface hydrophobic (coatings etc.) so that a drop-wise condensation occurs and the condensate drains off the condenser surface. While the above measures contribute to increased outer surface two-phase heat transfer coefficients, the tube inner heat transfer coefficient can be controlled through the use of tubes with internally enhanced surfaces such as inner surface corrugations, fins, ribs, or tubes with twisted tape inserts [11]. In the following sections, a short overview of the HSR-SPF activities during the collaborative SNF THRIVE project lead by IBM is given [12]. The THRIVE project comprised further sub-projects at ETH Zurich (sorbent selection, design and characterization and A-D design), at Empa Düebendorf (sorbent selection, design, synthesis and characterization), HEIG-VD Yverdon-les-Bains (AdHP application scenarios and demonstrator characterization) and PSI Villigen (application and materials LCA).

Research & Development

Experimental procedures

Prior to the THRIVE project, a single chamber thermo-physical characterization system for individual adsorber-desober heat exchangers with up to 1 kW cooling power was developed. This test rig can be extended to characterize the heating power of adsorber-desober heat exchangers up to 3 kW as well as the heat transfer performance of two-phase heat exchangers for evaporation and condensation. Further, design optimization in relation to energy conversion and materials efficiency can be assessed using this setup. Figure 1 a) shows a single vacuum chamber containing an adsorber-desorber (A-D) and an evaporator-condenser (E-C). The shown A-D design follows the fixed bed technology carried by a tube-lamella heat and mass exchanger and the E-C (Figure 2) a sorbate immersed corrugated spiral tube (Figure 1 b). To measure the amount of water (sorbate) vapour adsorbed on the sorbent in function of time [2] the one key element in this set-up is the beam balance with the suspended A-D unit. The mass resolution of the beam balance is lower than 1 gram. Due to the hydraulic connections, pressure and temperature oscillations occur during the measurement procedure. Thus, an elaborate calibration procedure has to be performed to reach the balance accuracy in the setup for each adsorption-desorption temperature pair. The vapour flow onto and from the A-D unit has a high influence on its characteristic (power) behaviour (Figure 1 c). And so, the geometrical design of the A-D unit is one of the tasks in the development of an adsorption heat pump or adsorption cooling machine.

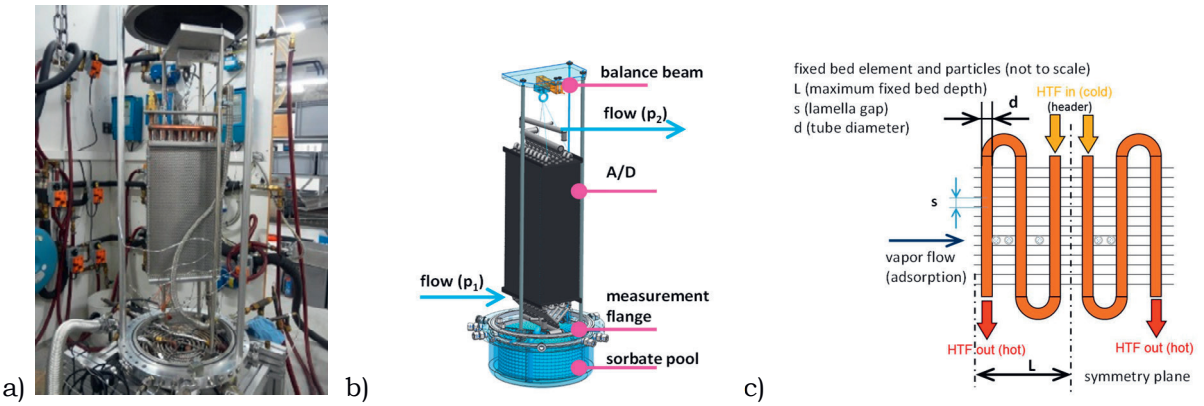


Figure 1: Experimental single vacuum chamber for A-D unit characterization. a) left: photo of the open chamber and b) middle: CAD drawing (tubing not complete) with E-C unit immersed in the sorbate pool. c) right: schematic visualization of the vapour flow into the fixed bed of sorbent particles carried by an fin-tube heat exchanger.

In order to deal with the sorbent particle size in the fixed bed as well as the lamella length and spacing, a model was developed that can support the design of the A-D "unit cell". According to such first result in the THRIVE project, it was decided to work with two lamella pitches and one particles size distribution of commercial Fuji Silica Gel RD Type: s=3.0 mm and s=5.0 mm lamella pitch and particle beads of 0.85 mm < d_p <1.7 mm size. In this approach we designed a cubic shaped all-aluminium[1] tube-lamella heat exchanger. The A-D geometry has a length L=500 mm, a width W=225 mm and a height of H=135 mm. A lamella thickness of 0.18 mm was defined. Figure 1 b) shows a drawing of the A-D suspended at the beam balance and Figure 1 c) shows a heat exchanger sketch with the vapour flow (blue arrow) in the adsorption step and the heat transfer fluid (HTF) flow (yellow and red arrows). The cooling and heating fluid flow direction - inlet and outlet - can be inverted for efficiency measurement reasons. In the shown adsorption process configuration the sketch shows the crossed counter flow (vapour flow versus HTF flow) heat and mass exchanger. A 2.46 m^2 area Evaporator-Condenser (E-C) stainless steel (corrosion protection) corrugated hoses heat and mass exchanger (Nukiyama-Curve[2]) is (Figure 2) placed at the bottom (sorbate pool) of the setup. The E-C HEX unit is partially immersed in the sorbate and thus the water level (and the consequential hydrostatic water pressure and the wetted area) will depend on the quantity of water adsorbed in the sorbent (Fuji Silica Gel RD Type) material.

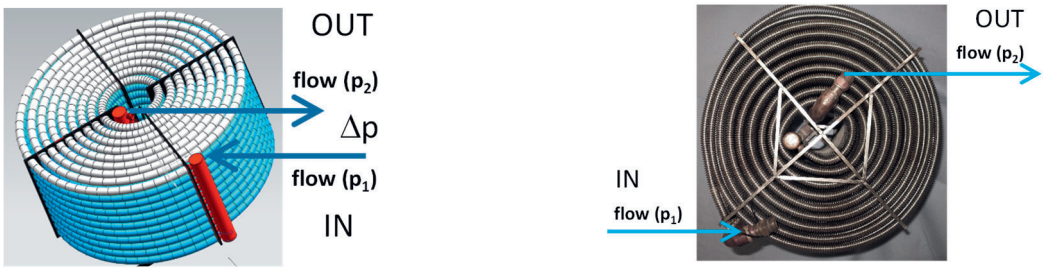


Figure 2: 3D CAD view and photo of the corrugated spiral tube Evaporator-Condenser (E-C) with the Copper (Cu) fluid headers in red. The heat transfer fluid flow indication stem from the pressure loss ($\Delta p=p_1-p_2$) measurement.

[1] *A. Freni: Presentation at "Advanced sorption technologies and their applications", Empa 18th of May 2015.*
[2] *P. Stephan, K.-H. Schaber: Thermodynamik. Grundbegriffe der Wärmeübertragung; Springer*

Adsorption-desorption cycles were performed with different cycle lengths t_c and the temperature T_i quadruple for adsorption (i=A) and evaporation (i=E), desorption (i=D) and condensation (i=C) , T_A = 30 .. 50 °C; T_E = 17 .. 22 °C; T_D = 70 .. 95 °C; T_c = 17 .. 22 °C. To maintain all these temperatures at the inlets of the A-C and the E-C units, an external hydraulic system comprising heat sources and sinks is installed. For the all-aluminium A-D with a fin pitch of s=3.0 mm, the mass of (1st generation) sorbent Fuji Silica Gel RD Type seeds was 7.6 kg. To increase the reliability of the beam balance measurements, a calibration procedure have to be performed without sorbate (water) in the pool for each of these parameter set.

Recently, the setup was used for combined A-D-MOF (metal organic framework, the 2nd generation sorbent) sorbent characterisation in the EU Prodia project [13]. But due to the complexity of the calibration procedure and the uncertainty thereof, it is planned to modify and improve this single chamber experimental setup.

Measurement results – from gram to kg sorbent material

Figure 3 shows an example of temperatures and total weight (mass) data in function of time for a measurement with a cycle length t_c=900 s and the temperature T_i quadruple for adsorption (i=A) and evaporation (i=E), desorption (i=D) and condensation (i=C) , T_A = 30 °C; T_E = 22 °C; T_D = 95 °C; T_c = 20 °C. The data are from experiments with an A-D with a fin spacing of s=3.0 mm. The specific cooling power (SCP) for the cycle length t_c=900 s is in the range of 100+/-20 W/kg (T_A = 50 °C; T_E = 20 °C; T_D = 80 °C; T_c = 20 °C) up to 160+/-20 W/kg (T_A = 30 °C; T_E = 20 °C; T_D = 80 °C; T_c = 20 °C). For heat transfer fluid pump design reasons, pressure loss measurement were performed on a single A-D element. The data are used to set the operation range of the heating and cooling fluid pump of the A-D units and to get an evidence of the electric energy needed for the fluid pump and thus maximize AdHP efficiency. For the same reason a pressure loss measurement at the E-C element was carried out (Figure 2).

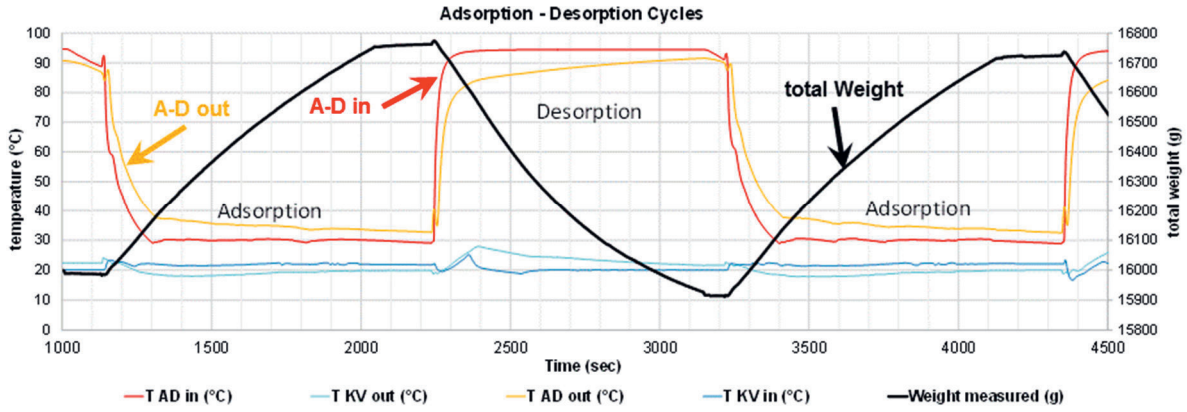


Figure 3: Measurement data of adsorption-desorption cycles in the single vacuum chamber. The curves are showing the adsorber-desorber inlet (T AD in) and outlet (T AD out) temperatures, the total weight and the evaporator-condenser inlet (T KV in) and outlet (T KV out) temperatures.

During the design process of an adsorption – desorption module, geometrical structure optimization is possible and the sorbate mass uptake in function of time will be used as a reference. For this optimization and a scale-up to higher power the comparison of the "single particle" experiment to the A-D measurements shows the efficiency of heat and mass transfer to and from the A-D (milligram or gram scale compared to the kg scale).

Figure 4 shows the "total module weight w" in function of time and the adsorbed mass m "particle" data of the single particle experiment[3] and similar water uptake measurements on SAPO-34 [14].

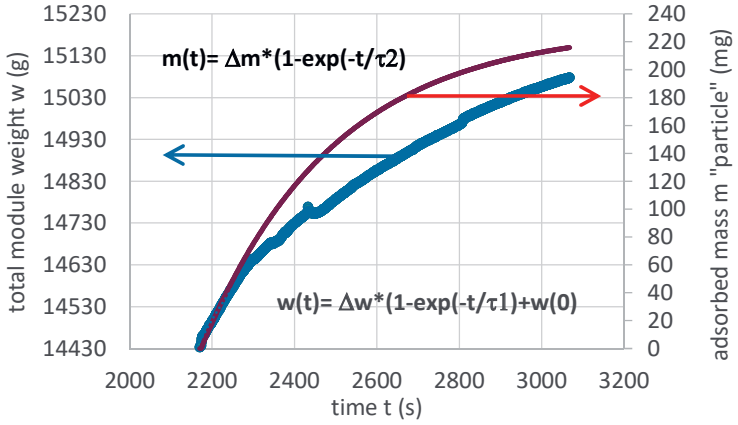


Figure 4: Weight in function of time t: Comparison of mass m(t) in the "particle" experiment and the total A-D module weight w(t) in the single vacuum chamber experiment. The experiment with the particle shows a higher dynamic behavior: Adsorbed vapor mass per time t $(dm/dt)_p > (dm/dt)_{A\text{-}D}$.

Adsorber-Desorber upscaling – from 1 kW to 10 kW

An aggregation of the single chamber measurement data was done. With the focus on scenario 4 of the THRIVE project (data centre cooling and in first step a P_{cool}=10 kW) the measurement data analysis was done by selecting the subsequent operation parameters: t_c=900 s and the T_i quadruple for i=A and i=E, i=D and i=C, T_A = 30 .. 50 °C; T_E = 17 .. 22 °C; T_D = 70 .. 95 °C; T_c = 17 .. 22 °C. Figure 5 shows the exchanged power data in function of the temperature difference $\Delta T_{AE}= T_A - T_E$ (adsorption) and $\Delta T_{DC}= T_D - T_C$ (desorption).

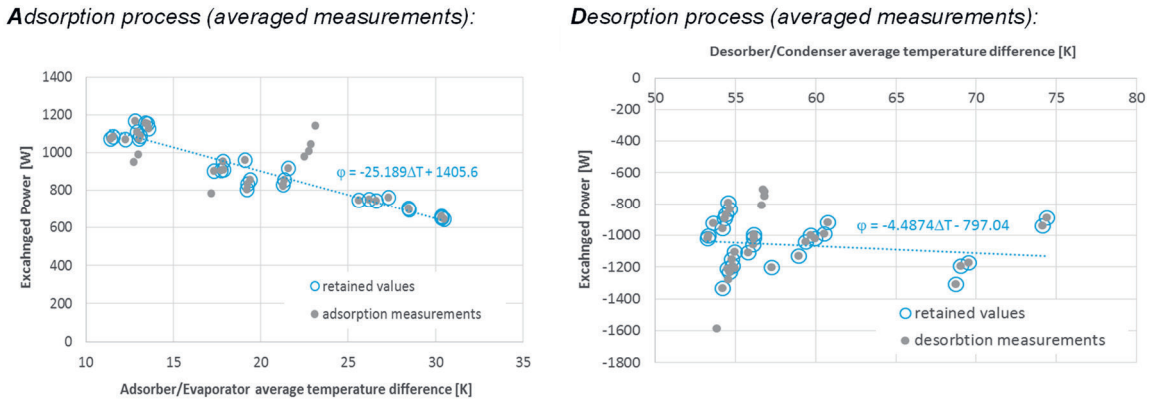


Figure 5: Cooling power and condensation power φ in function of temperature difference (K) of the adsorption (left) and desorption (right) in the single chamber. The power is in the range of up to 1 kW.

[3] J. Ammann, (PhD student ETHZ), P. Ruch (IBM), private communication, 2016.

The data shown in Figure 5 were used to perform a linear all Al A-D length scaling - from L=500 mm (A-D length) up to L=800 mm - to reach an average power of P_{cool}=1.6 kW of on A-D element. To reach an AdHP cooling power of 10 kW, six of these A-D elements were planned to be connected in parallel (internal heat transfer fluid and external vapour flow). For an equivalent fluid flow through each A-D element the inlet and outlet heat transfer fluid header tubes are in the Tichelmann hydraulic connection arrangement.

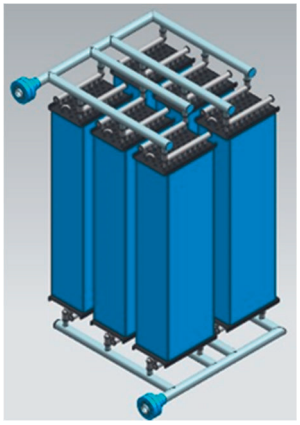


Figure 6: 10 kW cooling power Adsorption-Desorber unit with six single A-D heat and mass exchanger elements in parallel.

Figure 6 shows a CAD of the planned all Al A-D unit. For continuous operation of the AdHP, two A-D units are required and were manufactured and filled with 1st generation sorbent Fuji Silica Gel RD Type in the 0.85 mm to 1.7 mm particle diameter d_p (see next paragraph).

Adsorption heat pump prototype

The P_{cool}=10 kW (cooling power) Adsorption Heat Pump prototype using the 1st generation commercial sorption material was built. A replacement of the sorbent in the A-D from the 1st Fuji Silica Gel RD Type to the 2nd generation MOF was considered in the machines concept.

Working principle of the 10 kW AdHP

In Figure 7 the basic AdHP design in the four-chamber concept is show. It comprises two all Al fin tube (adsorber-desorber) and two stainless steel heat and mass exchangers (an evaporator and a condenser) within a stainless steel vacuum envelope (sub-atmospheric pressure operation). The chambers are separated by walls containing actively switched valves (M = Motor) for a unidirectional vapour flow from the evaporator unit to the adsorber (A/D_2 or A/D_1 unit in the figure) and from the desorber (A/D_1 or A/D_2 unit) to the condenser unit. The condensed sorbate fluid can flow to the sorbate pool in the evaporator chamber. A heat recovery (from one A/D to the other A/D and vice versa) pump and tubing was implemented to increase the thermal efficiency of the machine. In order to decrease the thermal masses as well as the costs, the vacuum envelope consists in a stainless steel wall with a thickness of 1 mm. This non self-standing casing was specially conceived to facilitate a vacuum-tight welding. To withstand the pressure difference of 1 bar (internal pressure in the mbar range), the heat and mass exchanger fins are used in combination with ceramic foam, described in the figure as "porous reinforcement structure", to support the container casing [15].

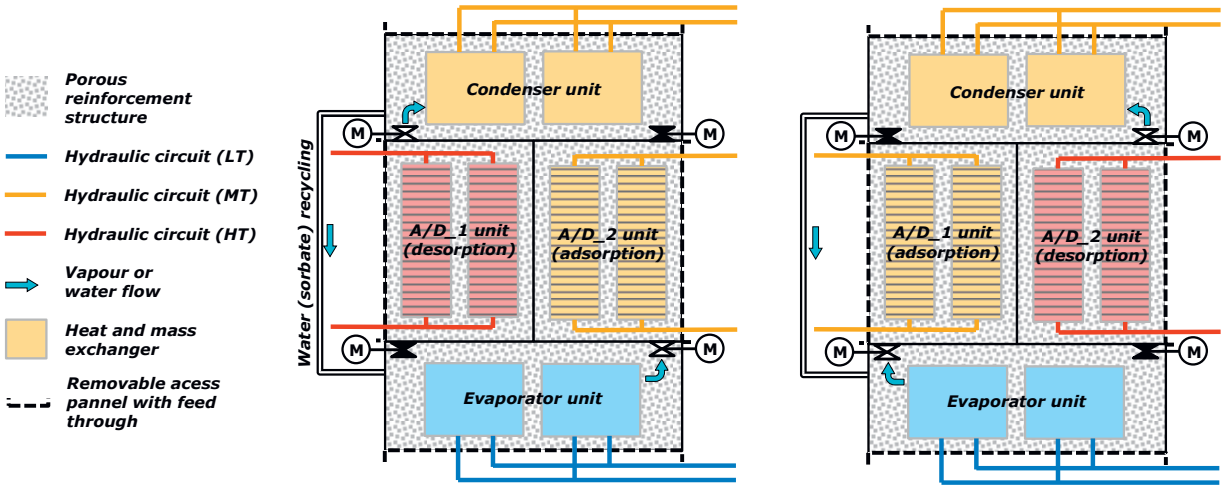


Figure 7: Schematic of the modular 10 kW four-chamber adsorption heat pump with all the heat and mass exchangers in a vacuum tight envelope. The sorbate vapour flow is shown by (bended blue) arrows. Left drawing: A/D_1 unit is in desorption mode, the butterfly valve to the condenser is open. For a quasi-continuous operation, the butterfly valve between the Evaporator unit to the A/D_2 unit is open – the A/D_2 unit is in adsorption.

An Al_2O_3 open cell foam with a pore size of 10 pore per inch proved to fulfil all the following criteria required by the porous reinforcement structure. These criteria are: compression strength above 0.1 MPa (0.5 MPa measured), no out-gassing of volatile compounds, a low or even no water vapour adsorption, a low thermal mass and a low thermal conductivity as well as good chemical stability against water vapour.

Conception of the prototype

Figure 8 shows a CAD of the prototype. Four welded removable access panel were foreseen in the vacuum casing. These panels allow an access to the heat and mass exchangers for replacement and/or maintenance. The concept has been already successfully tested to repair an internal leaking welding seam. The condenser unit is shown on the right top of Figure 8. Based on this drawing, this unit consists of six stainless steel spiral heat exchangers mounted in parallel (hydraulic). Perforated stainless steel cylinders (in blue) are mounted around the spirals for mechanical stability reasons. Ceramic foams fill the gaps between these cylinders' and a perforated reinforcement structure wraps the whole assembly. Both A-D units are built following the same principle (Figure 8, bottom right): the perforated reinforcement structure wraps the assembly of six parallel-connected all Al A-D elements and open cell foam spacers fill the gaps between.

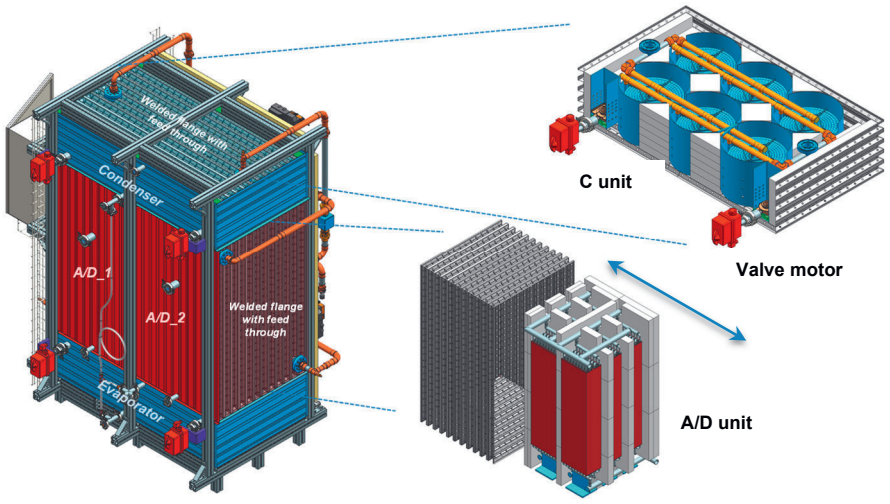


Figure 8: CAD of the 10 kW AdHP in a Kanya frame illustrating replaceable adsorption-desorption units in which different sorbent materials can be implemented.

Manufacturing of the demonstrator and leak issues

Two all-Aluminium A-D units, a stainless steel Evaporator and a stainless steel Condenser were manufactured. Leakage tests were systematically reformed after each manufacturing process steps. The highest number of leaks were found on the Evaporator and Condenser units (Figure 9, right) as well as on the A/D units (Figure 9 left). Concerning the E and C units, each of the unit is itself constituted of eleven stainless steel hoses soldered in parallel on the Tichelmann principle acting copper manifolds. The five units were mounted in the evaporator as shown by Figure 9 as parallel characterisation measurement on spiral units showed that their heat and mass capacity are higher than initially assumed (first assessment based on measurements on a downscaled exchanger in the single chamber).

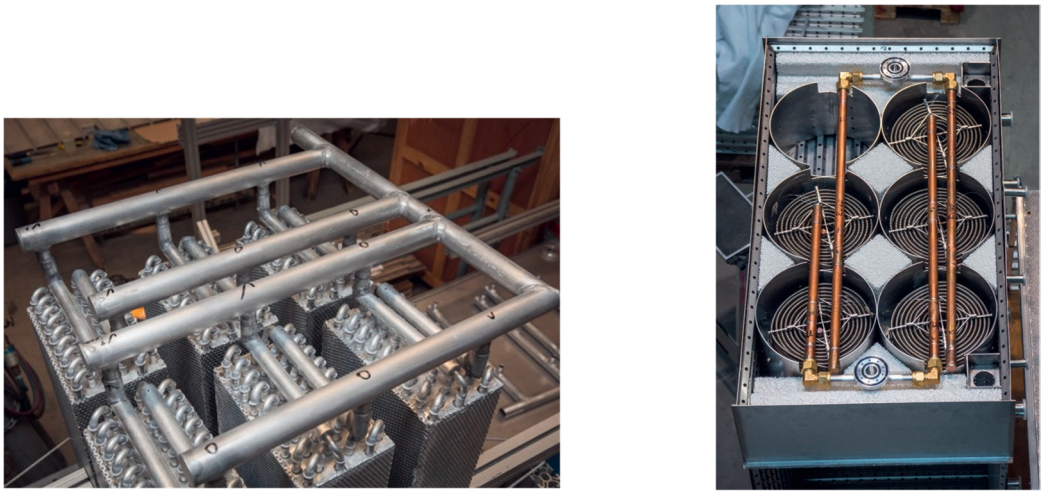


Figure 9: Top view of one all aluminium A-D unit with the aluminium manifold (left) and of the Evaporator unit implemented in the 10 kW AdHP demonstrator (right).

Commissioning of the demonstrator

Figure 10 shows a CAD and a photo of the final 10 kW AdHP machine assembled at the end of the THRIVE project. The first commissioning phase of the AdHP started by drying the sorbent material and outgassing the ceramic foams. For this purpose, thermostats were used and

the heat transfer fluid temperature was cyclic increased up to 90 °C several times in all four loops. A National Instrument LabVIEW Graphical User Interface (GUI) was programmed for a simple access to the actuators and the sensors as well as a smooth operation. Particular focus was set on the switching of the valves (live time) and on the heat recovery pump. To control the status and operation of the machine, pressure and temperature sensors were installed and calibrated.

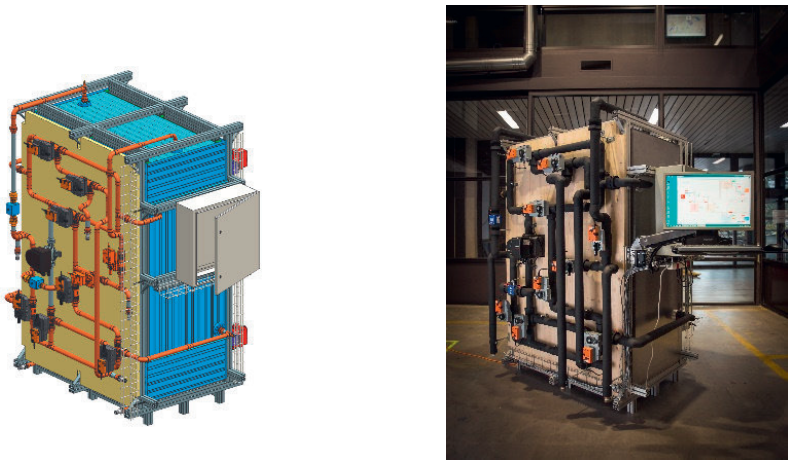


Figure 10: CAD view (left) and associated photo (right) of the 10 kW AdHP and of its hydraulic tubing panel. On the computer screen the graphical user interface to run the machine is shown.

Discussion & Outlook

Because sub-project 3 (HSR-SPF) has currently no appropriate heat sinks and sources, no characterisation of the 10 kW AdHP was carried out at SPF. In the frame of the SNF THRIVE project, a transfer of the machine to HEIG-VD was planned in order to perform the characterisation of the AdHP. These activities are now considered in the frame of a following project.

Third generation sorbent heat and mass exchanger manufacturing

The design and manufacturing of the next generation (3rd generation) sorbent A-D heat and mass exchanger was started. A single element (unit cell) of this A-D, three fins with two glued activated carbon monoliths designed and synthesized by the THRIVE sub-project of Empa, was built. The assembly and expansion of the tube was done in our SPF laboratory. And in the meantime, Empa has synthesized the required carbon sorption monoliths for a power in the several 100 W range [16]. The final manufacturing and characterisation of this A-D heat and mass exchanger at SPF can follow in the frame of a succeeding project, which is in discussion.

Acknowledgment

Financial support through the Swiss National Science Foundation and the HSR University of Applied Sciences Rapperswil is highly acknowledged.

Dieses Forschungsprojekt wurde im Rahmen des Nationalen Forschungsprogramms „Energiewende“ (NFP 70) des Schweizerischen Nationalfonds (SNF) durchgeführt. Weitere Informationen zum Nationalen Forschungsprogramm sind auf **www.nfp70.ch** zu finden.

References

[1] P. Ruch et al.: materials and system design for adsorption heat pumps –to efficient utilize waste heat and renewable energy. 12th Int. Conf. on the Fundamentals of Adsorption, (2016) Friedrichshafen Germany.

[2] Y. Aristov: Concept of adsorbent optimal for adsorptive cooling/heating. Applied Thermal Engineering 72 (2014) 166-175.

[3] Y. Aristov: Adsorptive transformation of heat: Principles of construction of adsorbents database. Applied Thermal Engineering 42 (2012) 18-24.

[4] Q. Pan, J. Peng, R. Wang: Experimental study of an adsorption chiller for extra low temperature waste heat utilization, Applied Thermal Engineering (2019) 114341.

[5] https://invensor.com/anwendungsfelder/serverraum-kuehlung (07.04.2020); https://fahrenheit.cool/de/technologie/#patentierte-innovationen (06.04.2020).

[6] R. Volmer, J. Eckert, G. Füldner, L. Schnabel: Evaporator development for adsorption heat transformation devices - Influencing factors on non-stationary evaporation with tube-fin heat exchangers at sub-atmospheric pressure, Renewable Energy (2017) 141-153.

[7] J. Seiler, R. Volmer, D. Krakau, J. Pöhls, F. Ossenkkopp, L. Schnabel, A. Bardow: Capillary-assisted evaporation of water from finned tubes – Impacts of experimental setups and dynamics, Applied Thermal Engineering 165 (2020) 114620.

[8] X. Jobard, P. Padey, M. Guillaume, A. Duret, D. Pahud: Development and Testing of Novel Applications for Adsorption Heat Pumps and Chillers, Energies 2020, 13, 615.

[9] K. Saikia, M. Vallès, A. Fabregat, R. Saez, D. Boer: A bibliometric analysis of trends in solar cooling technology, Solar Energy 199 (2020) 100-114.

[10] F. Giraud, R. Rullière, C. Toublanc, M. Clausse, J. Bonjour: Experimental evidence of a new regime for boiling of water at subatmospheric pressure, Experimental Thermal and Fluid Science (2015) 45-53.

[11] https://www.wieland-thermalsolutions.com/de/produkte/rippenrohre (07.04.2020).

[12] https://www.ibm.com/blogs/research/tag/thrive/ 07.04.2020.

[13] D. Farrusseng, C. Daniel, C. Hamill, J. Casaban, T. Didriksen, R. Blom, A. Velte, G. Fueldner, P. Gantenbein, P. Persdorf, X. Daguenet-Fricke and F. Meunier: Adsorber heat exchanger using Al-fumarate beads for heat-pump application – a transport study, Faraday Discussions, published by the Royal Society of Chemistry (2020) DOI: 10.1039/x0xx00000x.

[14] J. Ammann, B. Michel, A. R. Studart, P. W. Ruch, Sorption rate enhancement in SAPO-34 zeolite by directed mass transfer channels, International Journal of Heat and Mass Transfer 130 (2019) 25–32.

[15] P. Gantenbein, X. Daguenet, P, Persdorf, L. Huber, S. Galmarini, P. Ruch: Adsorption heat pump development – Component characterization and integration in a compact device, 13th IEA Heat Pump Conference, September 21-24, 2020 Jeju, Korea.

[16] L. Huber, S. B. Hauser, E. Brendle, P. Ruch, J. Ammann, R. Hauert, R. N. Widmer, C. J. Ubert, S. K. Matam, S. Yoon, Y. Zhang, M. M. Koebel: The effect of activation time on water sorption behavior of nitrogen-doped physically activated, monolithic carbonfor adsorption cooling, Microporous and Mesoporous Materials 276 (2019) 239–250.

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend aufgelistet

AZ	Arbeitszahl (COP über eine bestimmte Messdauer)
BFE	Bundesamt für Energie
BWW	Brauchwarmwasser (gleich wie WW)
COP	Coefficient of performance
eff.	effektiv
EFH	Einfamilienhaus
El. oder el.	Elektrisch
FKW	Fluor-Kohlen-Wasserstoffe (Kältemittel)
FWS	Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz
HFO	Hydro-Fluor-Olefine (Kältemittel)
HFKW	teilhalogenierte Fluor-Kohlen-Wasserstoffe
HPT	Heat Pumping Technologies (IEA Collaboration Programme)
Hzg.	Heizung
IEA	Internationale Energie Agentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
PV	Photovoltaik
RL	Rücklauf
S/W	Sole/Wasser
SP	Technischer Speicher
Temp.	Temperatur
th	thermisch
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe (meist Radiatoren oder Fussbodenheizung)
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser (gleich wie BWW)
W/W	Wasser/Wasser

Adressen Referenten

Ralph Kuster
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme IES
Werdenbergstrasse 4
9471 Buchs
ralph.kuster@ost.ch

Manuel Prinzing
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme IES
Werdenbergstrasse 4
9471 Buchs
manuel.prinzing@ost.ch

Carolina Fraga
Université de Genève
Institut des Sciences de l'Environnement / Institut Forel
Groupe Systèmes Énergétiques
66, bd Carl Vogt
1211 Genève 4
carolina.fraga@unige.ch

Marek Miara
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Heidenhofstrasse 2
D-79110 Freiburg
marek.miara@ise.fraunhofer.de

Carsten Wemhöner
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Institut für Energietechnik
Oberseestrasse 10
8640 Rapperswil
carsten.wemhoener@hsr.ch

Christoph Reichl
AIT Austrian Institute of Technology
Center for Energy
Sustainable Thermal Energy Systems
Giefinggasse 4
A-1210 Wien
christoph.reichl@ait.ac.at

Omar Montero
Université de Genève
Institut des Sciences de l'Environnement / Institut Forel
Groupe Systèmes Énergétiques
66, bd Carl Vogt
1211 Genève 4
omar.montero@etu.unige.ch

Igor Mojic
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
SPF Institut für Solartechnik
Oberseestrasse 10
8640 Rapperswil

igor.mojic@spf.ch

Marc Bätschmann
Allianz 2SOL
Building Technology Park Zurich
Brandstrasse 33
8952 Schlieren

marc.baetschmann@2SOL.ch

Dominic Zajonc
Hochschule Luzern – Technik und Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
6048 Horw

dominic.zajonc@hslu.ch

Paul Gantenbein
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
SPF Institut für Solartechnik
Oberseestrasse 10
8640 Rapperswil

paul.gantenbein@spf.ch

Adressen Organisationsteam

Bundesamt für Energie BFE (www.bfe.admin.ch)

Stephan Renz
Leitung Forschungsprogramm
Wärmepumpen und Kältetechnik
des Bundesamts für Energie
c/o
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
4010 Basel
Tel. 061 271 76 36
info@renzconsulting.ch

Carina Alles
Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
3003 Bern
Tel. 058 462 43 43
carina.alles@bfe.admin.ch

Rita Kobler
Bundesamt für Energie BFE
Sektion Erneuerbare Energie
3003 Bern
Tel. 058 463 30 14
rita.kobler@bfe.admin.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS (www.fws.ch)

Stephan Peterhans
Geschäftsführer

Claudia Müller
Leitung Informationsstelle

Informationsstelle Wärmepumpen
Steinerstrasse 37
3006 Bern
Tel. 031 350 40 65
claudia.mueller@fws.ch; stephan.peterhans@fws.ch

Centre d'information pour les pompes à chaleur
Chemin de Tabac-Rhône 12
1893 Illarsaz
info@pac.ch

Centro d'informazione per le pompe di calore
c/o Associazione TicinoEnergia
Via San Giovanni 10
6500 Bellinzona
milton.generelli@ticinoenergia.ch

alpha innotec
the better way to heat



DIE ZEIT DER FOSSILEN IST LÄNGST VORBEI

Wärmepumpen von alpha innotec.
Geschaffen für ein besseres Klima.

V LINE

WPSYSTEMMODUL
EFFIZIENTE WÄRMEPUMPEN MIT SYSTEM

www.alpha-innotec.ch