

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Kombination von Wärmepumpen, Photovoltaik und Speicher
Vielfältige Aufgaben von Wärmepumpen in thermischen Netzen
Effiziente Kälte, Temperaturflexibilität und Trocknung

Donnerstag, 12. Juni 2025,
Eventfabrik, Bern



100 kW Butan-Wärmepumpe zur Dampferzeugung, OST, Labor IES, Buchs

31. 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

Sicht der Politik, des Markts und der Technologie
Wärmepumpen sind in Mehrfamilienhäusern hocheffizient
Dekarbonisierung der Industrie erfolgt durch Wärmepumpen

Tagungsband zur
31. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kältetechnik

12. Juni 2025
Eventfabrik
Bern

Herausgeber:
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 2
------------------------------------	---	---------

Impressum

Datum: Juni 2025

Bundesamt für Energie BFE, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
Pulverstrasse 13, 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: 100 kW Butan-Wärmepumpe zur Dampferzeugung, OST, Labor IES, Buchs
(Siehe Referat «Wärmepumpen für industrielle Trocknungsprozesse» Seite 151)

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Sehr geehrte Damen und Herren

Wärmepumpen tragen nicht nur zur Klimastrategie, sondern auch zur Energiestrategie bei. Gemeint sind die Dekarbonisierung und der effiziente und flexible Einsatz der Energie. Dank der Nutzung von Umgebungswärme oder Abwärme aus verschiedenen Quellen und einem vergleichsweise geringen Strombedarf kann vollständig auf Brennstoffe verzichtet werden. Wärmepumpen können zudem hocheffizient sein, falls sie – idealerweise - nur so viel Strom beziehen, damit der Temperaturhub von der Wärmequelle zum Bedarf der Wärmesenke exergetisch überwunden wird.

In der Praxis – sei dies in der Industrie oder für die Gebäudebeheizung – ist dies zuweilen nicht der Fall. Wärmequellen werden zu stark ausgekühlt, der Temperaturhub ist viel zu hoch, die Wärmepumpe ist nicht richtig konzipiert, zu gross dimensioniert oder das Kältemittel ist nicht geeignet. Wie bei den Prozessen in der Industrie ist auch das Gebäudeenergiesystem von verschiedenen Einflussfaktoren abhängig, die für die Betriebsoptimierung der Wärmepumpe zu berücksichtigen sind. Komplizierter wird es, wenn die Wärmepumpe mit einem additiven Energiesystem (Speicher, Photovoltaik, Solarthermie) oder nach der Verfügbarkeit (und dem Preis) des Stroms betrieben werden soll.

Dies sind spannende Herausforderungen, für die an der BFE-Wärmepumpentagungen geeignete Vorgehensweisen und Lösungen aufzeigen werden. Die Referenten halten ihr Wissen zudem in Berichten fest, die im Tagungsband zusammengestellt werden. Damit kann das an der Tagung präsentierte geballte Wissen später noch im Detail nachgelesen werden und auch Rückfragen an die Autoren sind möglich. Sie finden sämtliche Kontaktangaben am Ende des Tagungsbands.

Obschon die Forschung vorwiegend durch Hochschulen erfolgt, sehen wir verstärkt eine Zusammenarbeit mit Planern, der Industrie und Energieversorgern, welche die wissenschaftlichen Arbeiten der Forschenden mit Praxiswissen ergänzen und in den Alltag übernehmen. Die BFE-Wärmepumpentagung ist das jährliche Treffen der Wärmepumpenfachleute von der Forschung bis zur Anwendung und soll zum Technologietransfer beitragen.

Wir wünschen Ihnen eine interessante Lektüre!

Elena Lavinia Niederhäuser & 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 contribuent non seulement à la stratégie climatique, mais également à la stratégie énergétique. Elles permettent la décarbonisation et une utilisation efficace et flexible de l'énergie. Grâce à l'utilisation de la chaleur ambiante ou de la chaleur résiduelle provenant de différentes sources ainsi qu'à une consommation d'électricité relativement faible, il est possible de se passer complètement de combustibles fossiles. Les pompes à chaleur peuvent également être très efficaces si, idéalement, elles consomment uniquement suffisamment d'électricité pour surmonter de manière exégétique la différence de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique.

Dans la pratique ce n'est souvent pas le cas, que ce soit dans l'industrie ou pour le bâtiment. Les sources de chaleur sont souvent trop refroidies, l'écart de température est beaucoup trop élevé, la pompe à chaleur n'est pas correctement conçue ou dimensionnée ou le choix du fluide frigorigène n'est pas adapté à l'application. Comme pour les processus industriels, le besoin énergétique du bâtiment dépend de divers facteurs d'influence qui doivent être pris en compte pour optimiser le fonctionnement des pompes à chaleur. La situation se complique lorsque la pompe à chaleur doit fonctionner avec un système énergétique complémentaire (accumulateur, photovoltaïque, solaire thermique) ou en fonction de la disponibilité (et du prix) de l'électricité.

Ces sont des défis passionnants pour lesquels des approches et des solutions adaptées seront présentées lors du symposium. Les intervenants consignent en outre leurs connaissances dans des rapports qui sont rassemblés dans les actes du symposium. Ainsi, le savoir concentré, présenté lors du symposium, peut encore être consulté en détail plus tard et des questions peuvent être posées aux auteurs. Vous trouverez toutes les coordonnées à la fin des actes du congrès.

Bien que la recherche soit principalement menée par les universités, nous constatons une collaboration accrue avec les planificateurs, l'industrie et les fournisseurs d'énergie, qui complètent les travaux scientifiques des chercheurs par des connaissances pratiques, qu'ils appliquent au quotidien. Le symposium de l'OFEN sur les pompes à chaleur est donc le rendez-vous annuel des spécialistes des pompes à chaleur, de la recherche à l'application, et vise à contribuer à ce transfert de technologie.

Nous vous souhaitons une bonne lecture!

Elena Lavinia Niederhäuser & Stephan Renz

Programme de recherche « Pompes à chaleur et technique du froid »

l'Office fédéral de l'énergie OFEN

Inhaltsverzeichnis / Sommaire

Berichte

Sind die ambitionierten Wärmepumpenziele erreichbar? Marek Miara, Fraunhofer Institute ISE	7
Energy management for multi-family houses with photovoltaics and heat pumps Tomasz Gorecki, CSEM	13
SunStore Latenter, kompakter Pufferspeicher für mit Photovoltaik betriebene Wärmepumpen Philipp Roos, Cowa Thermal Solutions AG & Carsten Wemhöner, IET OST	29
Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen im MFH: Einstufen- vs. Mehrstufen-Ladung Robert Haberl, SPF OST, Ostschweizer Fachhochschule	45
RenoSource Mehrquellen-Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonden zur Spitzenlastdeckung Christoph Meier, IET OST, Ostschweizer Fachhochschule	59
Heat pumps are the key technology for net-zero – but we have to do it right! Gianfranco Guidati, Energy Science Center, ETH Zürich	73
Energieeffizienz von Wärmepumpen bis 70 kW Pierre Christe, Bundesamt für Energie BFE	89
Wärmepumpen, Photovoltaik und Elektromobilität: Planungsgrundlagen für Wohngebäude David Zogg, Institut für Automation, FHNW, Fachhochschule Nordwestschweiz	93
Optimized sorption heat pump for increased efficiency in district heating networks Xavier Daguenet, SPF OST, Ostschweizer Fachhochschule	105
CO₂-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System ETS Jonas Schönenberger, Frigo-Consulting AG	121
Practical design guidelines for high-glide mixtures in industrial heat pumps using hydrocarbon refrigerants Leon P. M. Brendel, IES OST, Ostschweizer Fachhochschule	135
Wärmepumpen für industrielle Trocknungsprozesse Cordin Arpagaus, IES OST, Ostschweizer Fachhochschule	151

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 6
------------------------------------	---	---------

Poster

Advanced modeling of residential heat pumps for decarbonized district heating networks Mohammadreza Kolahi, ISE, Université de Genève	169
Wärmepumpen zur Spitzenlastdeckung in Wärmenetzen Christoph Meier, IET OST, Ostschweizer Fachhochschule	171
Mehrquellen-Wärmepumpensysteme für den monovalenten Wärmeerzeugerersatz Carsten Wemhöner, IET OST, Ostschweizer Fachhochschule	173
Simulation der Schallübertragung von freistehenden Luft/Wasser-Wärmepumpen über kurze Distanzen Urs Pachale, Empa	175
Innovative financing models for decarbonisation of decentralised heating systems Roman Bolliger, INDP, Institut für Nachhaltigkeits- und Demokratiepoltik	177
SWEET DeCarbCH KTT Online dissemination tools – DeCarbCH Wiki and HTHP database Cordin Arpagaus, IES OST, Ostschweizer Fachhochschule	179
High-Temperature heat pumps for industrial use Cordin Arpagaus, IES OST, Ostschweizer Fachhochschule	181
Eco-Targeting: Optimum integration framework Navdeep Bhadbhade, HSLU-TEVT, Hochschule Luzern	183
SollceTES - Erweiterte Energiemanagementsteuerung für Eisspeicher mit Photovoltaik bei Kühlanwendungen Alex Hobé, SPF OST, Ostschweizer Fachhochschule	185
Potenziale zur Energieeinsparung in temperaturgeführten Lieferketten durch Wärmepumpeneinsatz - Ein Anwendungsfall in der Käseherstellung Viola Rühlin, INE ZHAW, Zürcher Hochschule für Angewandte Wissenschaften	187
Abkürzungsverzeichnis	189
Adressen Referenten und Organisationsteam	190

Dr.-Ing. Marek Miara, Fraunhofer ISE, Freiburg i.B.

Sind die ambitionierten Wärmepumpen- ziele erreichbar?

Zusammenfassung

Wärmewende in Deutschland steht unter politischem und gesellschaftlichem Druck. Insbesondere die Diskussion um das reformierte Gebäudeenergiegesetz in Deutschland hat zu einer massiven (Des-) Informationskampagne geführt, in der Wärmepumpen stark im Fokus standen. Dieses Paper beleuchtet, ob die ambitionierten Wärmepumpenziele erreichbar sind. Es folgt eine Diskussion der Hauptthesen, welche oft als Gründe für die Nicht-Erreichung der Ziele zitiert werden.

Résumé

La transition thermique en Allemagne est soumise à une pression politique et sociale. En particulier, le débat sur la réforme de la loi sur l'énergie dans le bâtiment en Allemagne a donné lieu à une campagne de (dés)information massive, dans laquelle les pompes à chaleur ont été fortement mises en avant. Ce document examine si les objectifs ambitieux des pompes à chaleur sont réalisables. Il est suivi d'une discussion sur les principaux raisons souvent citées comme raisons pour la non-réalisation des objectifs.

Abstract

The heating transition in Germany is under political and social pressure. In particular, the debate surrounding the reformed Building Energy Act in Germany has led to a massive (dis)information campaign with a strong focus on heat pumps. This paper examines whether the ambitious heat pump targets are achievable. This is followed by a discussion of the main theses that are often cited as reasons for not achieving the targets.

Einleitung

Wärmepumpen gelten als zentrale Technologie der Wärmewende. Die ambitionierten politischen Pläne sehen vor, die Anzahl installierter Wärmepumpen signifikant zu steigern. Zum Beispiel hat die Europäische Union im Rahmen des REPowerEU-Plans [1] das Ziel formuliert, bis zum Jahr 2030 insgesamt 60 Millionen zusätzliche Wärmepumpen zu installieren. Dieses Vorhaben ist ein zentraler Bestandteil der Strategie zur Reduzierung der Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen und zur Erreichung der Klimaziele. International prognostiziert die IEA in ihrem Szenario „Netto-Null-Emissionen bis 2050“ [2] eine Verdreifachung der globalen Wärmepumpenkapazität von 1.000 GW im Jahr 2021 auf nahezu 2.600 GW bis 2030. In Deutschland strebt die Bundesregierung an, bis 2030 insgesamt sechs Millionen Wärmepumpen in Betrieb zu nehmen, um die Klimaziele zu erreichen. [3]

In den öffentlichen Debatten werden die zitierten Ziele immer wieder in Frage gestellt und kritisiert. Als Argumente werden oft Thesen angebracht, die nicht auf den wissenschaftlichen Ergebnissen basieren und selten den Stand der Technik widerspiegeln.

Ausgangslage und politische Diskussion

Die mediale Debatte rund um das „Heizungsverbot“ ab 2024 war häufig von Desinformation geprägt. Der Begriff selbst wurde irreführend verwendet, um klimaschutzorientierte Maßnahmen zu delegitimieren. Dabei ist die Elektrifizierung des Wärmesektors ein wesentlicher Baustein zur Erreichung der Klimaziele. Wärmepumpen sind ein Schlüssel zur Dekarbonisierung, vor allem im Zusammenspiel mit einem zunehmend auf erneuerbaren Energien basierendem Stromsystem.

Der Ausdruck „Heizungsverbot“ wurde sogar von der sprachkritischen Aktion Unwort des Jahres für das Jahr 2024 auf den zweiten Platz gewählt. Die Jury kritisierte den Begriff als irreführend und sachlich falsch. Tatsächlich verbietet das Gesetz weder das Heizen noch Heizungen generell, sondern regelt den Neubau von Heizsystemen, welche mindestens 65 % erneuerbare Energien nutzen sollen.

Warum sollten die Wärmepumpenziele nicht erreichbar sein?

Produktionskapazitäten

Noch vor wenigen Jahren gab es eine Befürchtung, dass die verfügbaren Produktionskapazitäten der Wärmepumpen in Europa nicht ausreichend sind, um die ambitionierten Ziele zu erreichen. Allerdings wurden die Produktionskapazitäten in den letzten Jahren signifikant erhöht. Geschätzt haben die Wärmepumpenhersteller in kürzester Zeit 7 Milliarden Euro in neue Fabriken und/oder Produktionslinien investiert. Die summierte potenzielle Produktionskapazität übersteigt damit deutlich die geplanten Installationspläne. Die neuen Investitionen haben in

vielen Fällen eine Umstellung auf eine vollautomatische Produktionsweise verursacht, welche auf sinkende Produktionskosten in der Zukunft hinweist.

Mittlerweile sehen mehr als 60 Geschäftsführer der Wärmepumpenbranche die Investitionen in Europa gefährdet. In einem Brief an EU-Kommissionspräsidentin Ursula von der Leyen fordern sie die unverzügliche Veröffentlichung des europäischen Aktionsplans für Wärmepumpen - auch weil Regierungen in den USA, Asien und anderen Regionen ihre Unterstützung für Wärmepumpen ausweiten. [4]

Personalmangel

Eine Einschätzung des Deutschen Wärmepumpenverbandes aus dem Jahr 2020 hat gezeigt, dass nur 15% aller SHK-Betriebe Wärmepumpen einbauen. Die Nachfrage nach Installationen ist in den letzten Jahren dagegen sehr stark gestiegen. Insbesondere durch gesetzliche Vorgaben zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes und durch Förderprogramme wird der Einsatz von Wärmepumpen immer attraktiver. Dies führt zu einer hohen Nachfrage nach Fachkräften, die in der Lage sind, diese Systeme fachgerecht zu installieren und zu warten. Die Installation einer Wärmepumpe erfordert spezifische Kenntnisse. Installateure müssen sich nicht nur mit Heizungs- und Klimaanlage-technik auskennen, sondern auch mit Kältete- und Elektrotechnik.

Allerdings gibt es ebenfalls Trends, die auf eine Entspannung der Situation hinweisen. Eine repräsentative Umfrage des Zentralverbands Sanitär Heizung Klima (ZVSHK) aus dem Frühjahr 2023 hat ergeben, dass mehr als 80 Prozent der Heizungsbaubetriebe in der Lage sind, eine Wärmepumpe zu installieren. Ein stark steigendes Interesse an Wärmepumpenschulungen, wie zum Beispiel „Sachkundiger für Wärmepumpensysteme nach VDI 4645“, bestätigt eine wachsende Bereitschaft der SHK-Betriebe, sich zukunftsorientiert aufstellen zu wollen.

Große, überregionale Anbieter wie Thermondo, aira, Woltair und weitere, versprechen zusätzlich eine Installation der Wärmepumpe in weniger als 30 Tage.

Wärmepumpen in Bestandsgebäuden

Bei der Diskussion über die Einsatzmöglichkeiten von Wärmepumpen in Bestandsgebäuden, ist das Hauptgegenargument die zu Grunde gelegte, sehr hohe Heizkreisvorlauftemperatur. Diese würde zu einer schlechten Effizienz der Wärmepumpen führen und sei folglich ein Ausschlusskriterium für den Einsatz von Wärmepumpen.

Wie hoch die maximale Vorlauftemperatur sein kann, die eine Wärmepumpe in der Lage ist zu liefern, hängt von vielen Aspekten – wie zum Beispiel der Art des Kältemittels oder des Kompressors – ab. Die Standard-Wärmepumpen erreichen eine Vorlauftemperatur von 55° bis 60°C. Das ist ein eher konservativer Richtwert. So genannte “Hochtemperaturwärmepumpen” für den Einsatz in Wohngebäuden können ca. 65° bis 70°C erzielen (in Industrie und Gewerbe ist dieser Begriff dagegen für Wärmepumpen reserviert, die über 100°C erreichen). Auf dem Markt sind ebenfalls Geräte verfügbar, die 75°C erreichen können – zum Beispiel Wärmepumpen mit dem natürlichen Kältemittel Propan.

Die Ergebnisse aus mehreren wissenschaftlichen Feldstudien [5,6] zeigen deutlich, dass Wärmepumpen in der Lage sind, auch in nicht sanierten oder nur geringfügig sanierten Bestandsgebäuden die notwendige Wärme zu liefern – wobei sie effizient genug sind, um klare ökologische Vorteile gegenüber fossil betriebenen Heizkesseln zu erzielen. Die Geräte laufen in der Regel einwandfrei. Im Betrieb kam es nur selten zu Störungen. Eine weitere Optimierung ist durch die in den letzten Jahren deutlich verbesserten Modelle bereits zu beobachten und auch zukünftig durch weitere Innovationen möglich. Schon heute sind die Effizienzmittelwerte allerdings als mindestens gut zu betrachten.

Sicherlich ist die Herausforderung, eine passende technische Lösung zu finden und diese erfolgreich zu implementieren, in einigen Fällen größer als in Anderen. Diese wenigen Fälle sollten aber nicht die allgemeine Sinnhaftigkeit der Wärmepumpen im Bestand in Frage stellen. Aus technischer Sicht gibt es heute nahezu keine Hindernisse mehr, die den effizienten und zuverlässigen Einsatz von Wärmepumpen in Bestandsgebäuden ausschließen.

Die Mehrfamilienhäuser

Der Einsatz von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern (MFH) gewinnt zunehmend an Bedeutung, insbesondere im Zuge der Energiewende und den steigenden Anforderungen an die Energieeffizienz im Gebäudesektor. Während Wärmepumpen lange Zeit überwiegend im Neubau von Einfamilienhäusern eingesetzt wurden, ermöglichen technische Entwicklungen und verbesserte Systemkonzepte mittlerweile auch eine wirtschaftliche und effiziente Nutzung in Mehrfamilienhäusern – sowohl im Neubau als auch im Bestand.

Die Nutzung der Wärmepumpen in MFH wird anhand vieler Beispiele aus unterschiedlichen Ländern gut dokumentiert. Dennoch wird die Technologie nicht flächenmäßig eingesetzt. Die Gründe dafür sind sowohl administrativer als auch technischer Natur. Dies gilt sowohl für Neubauten als auch für bestehende Gebäude.

Die wichtigsten technischen Hindernisse, die es zu überwinden gilt, sind die erforderliche Heizleistung und Vorlauftemperatur sowie der Zugang zu den Wärmequellen für die Wärmepumpe.

Die Vielfalt der Mehrfamilienhäuser und ihrer Eigenschaften ermöglicht die Anwendung verschiedener technischer Lösungen auf der Grundlage von Wärmepumpen. Gleichzeitig führt diese Vielfalt zu individuellen Lösungen, welche sich nur bedingt für den flächenmäßigen Ausbau anwenden lassen. Daher ist eine stärkere Standardisierung der Lösungen in Mehrfamilienhäusern erforderlich.

In einzelnen Ländern werden bereits jetzt viele Wärmepumpen in MFH installiert. Beispielsweise in Frankreich zeigt die Gesetzlage ein klares Bekenntnis zu der Technologie. Dort hat man nur in fünf Jahren den Anteil von Wärmepumpen in neu gebauten Mehrfamilienhäusern vor 4% auf 45% erhöht. Das zeigt eindeutig, dass die technologische Machbarkeit, gegeben ist.

Die Wirtschaftlichkeit

Die Wärmepumpentechnologie hat klare ökologische und energieeffizienztechnische Vorteile gegenüber fossilen Heizungstechnologien. Allerdings wird die Entscheidung bei den Endnutzern überwiegend oder dominierend auf Basis der ökonomischen Vorteile getätigt. Die Wirtschaftlichkeit hängt stark vom Energiepreis ab, der sowohl die Betriebs- als auch die Investitionskosten beeinflusst. Jene Kosten können durch Förderungen verringert werden. Seit Kriegsbeginn ist es klar geworden, dass die Energieträgerkosten sich sehr stark in sehr kurze Zeit verändern können. Beispielhaft hat sich in der Zeit von Februar bis Juli 2022 der Gaspreis in Deutschland mehr als verdoppelt. In Konsequenz könnte eine Wärmepumpe – bei einem typischen Altbau – gegenüber einem Gaskessel jährlich bis zu 3.600 € an Energiekosten einsparen. Mit sinkenden Energiepreisen und mit steigendem Verhältnis zwischen Gas- und Strompreis, relativieren sich die ökonomischen Vorteile bei den Betriebskosten einer Wärmepumpe, aber der generelle Trend der Kostenentwicklung zeigt den ökonomischen Gewinn der Wärmepumpen gegenüber anderen Heiztechnologien.

Eine große und zugleich realistische Hoffnung bringen neue Businessmodelle mit sich. In den meisten integrieren diese innovativen Ansätze mehrere Komponenten wie PV, Energiespeicher, Elektromobilität und Energiemanagementsysteme. Die Integration von künstlicher Intelligenz und flexiblen Stromtarifen bieten neue Chancen für eine intelligente und wirtschaftliche Nutzung der Wärmepumpen sowie eine erfolgreiche Wärmewende.

Fazit

Wärmepumpen sind eine zentrale Technologie zur Erreichung der Klimaziele und zur Dekarbonisierung des Wärmesektors. Politisch wie technologisch werden sie stark gefördert – sowohl europäisch als auch national. Frühere Hindernisse wie unzureichende Produktionskapazitäten und fehlendes Fachpersonal wurden in den letzten Jahren weitgehend adressiert. Die Hersteller haben massiv investiert und viele SHK-Betriebe bilden sich gezielt weiter, um Wärmepumpen fachgerecht zu installieren.

Auch die technische Einsetzbarkeit – insbesondere in Bestandsgebäuden und Mehrfamilienhäusern – ist nachweislich gegeben. Zahlreiche Feldstudien belegen die Effizienz und Zuverlässigkeit moderner Wärmepumpensysteme, selbst unter schwierigen Bedingungen. Dennoch gibt es weiterhin strukturelle und administrative Herausforderungen, vor allem im Bereich der Standardisierung für komplexe Anwendungen wie in Mehrfamilienhäusern.

Die Wirtschaftlichkeit hängt stark von Energiepreisen und Förderbedingungen ab. Innovative Geschäftsmodelle, die Wärmepumpen mit PV, Energiespeichern, E-Mobilität und intelligenter Steuerung kombinieren, eröffnen zusätzliche Potenziale für eine nachhaltige und wirtschaftlich attraktive Energiewende im Gebäudesektor.

Die Erreichung der ambitionierten Wärmepumpenziele ist aus heutiger Sicht sowohl technisch als auch organisatorisch machbar – sofern der politische Wille, gezielte Förderung und eine koordinierte Umsetzung bestehen bleiben.

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 12
------------------------------------	---	----------

Literatur

- [1] Europäische Kommission. (2022). REPowerEU: Gemeinsames europäisches Vorgehen für eine bezahlbare, sichere und nachhaltige Energie. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A52022DC0230>
- [2] International Energy Agency. (2021). Net Zero by 2050: A Roadmap for the Global Energy Sector. <https://www.iea.org/reports/net-zero-by-2050>
- [3] Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz. (2022). Wärmepumpengipfel 2022: Zielsetzung von 6 Millionen installierten Wärmepumpen bis 2030. <https://www.bmwk.de/Redaktion/DE/Pressemitteilungen/2022/06/20220630-waermepumpengipfel.html>
- [4] Haustec.de (2024). Wärmepumpenbranche: EU gefährdet 7 Milliarden Euro Investitionen. Verfügbar unter: <https://www.haustec.de/heizung/waermepumpen/waermepumpenbranche-eu-gefaehrdet-7-milliarden-euro-investitionen> [Zugriff: 5. Mai 2025].
- [5] Günther et al., Fraunhofer ISE (2020) Wärmepumpen in Bestandsgebäuden: Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt „WPsmart im Bestand“. https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/downloads/pdf/Forschungsprojekte/BMWi-03ET1272A-WPsmart_im_Bestand-Schlussbericht.pdf
- [6] Prinzing et al, OST – Ostschweizer Fachhochschule 2020: Bericht «Feldmessungen von Wärmepumpen-Anlagen Heizsaison 2019/20». https://www.ost.ch/fileadmin/datei-liste/3_forschung_dienstleistung/institute/ies/wpz/sonstige_wichtige_dokumente/2020_jahresbericht_feldmessungen.pdf

Tomasz Gorecki, Yves Stauffer, CSEM

BFE P&D-Projekt **SI/502220** (in Bearbeitung 2021 – 2025)

Energy management for multi-family houses with PV and HPs

Zusammenfassung

Wir demonstrieren eine skalierbare, vorausschauende Energiemanagementstrategie mit Wettervorhersage, die auf Mehrfamilienhäuser mit Wärmepumpen und erneuerbarer Energieerzeugung ausgerichtet ist. Diese Strategie nutzt die direkte Leistungsmodulation der Wärmepumpen auf der Grundlage einer standardisierten Kommunikationsschnittstellenbeschreibung, eines Gebäudemodells, welches die Raumtemperatur simuliert und eines Temperaturkomfortbereichs anstelle von festen Sollwerten, um die thermische Masse des Gebäudes zu nutzen. Durch den Einsatz in einem Gebäude in Neuchâtel mit einem erweiterten Überwachungssystem zeigen wir Kosteneinsparungen von 9,4 % während der Wintersaison im Vergleich zu einer „Standard“-Steuerungsstrategie und ziehen daraus wichtige Lehren für künftige Projekte. Eine wichtige Erkenntnis ist, dass sich Strategien für diese Art von Gebäuden auf Energieeffizienz und Tarifoptimierung konzentrieren sollten und nicht auf den Eigenverbrauch, der ein sehr geringes Potenzial hat.

Résumé

Nous démontrons une stratégie de gestion prédictive de l'énergie avec prévisions météorologiques destinée aux immeubles collectifs équipés de pompes à chaleur et de production d'énergie renouvelable. Cette stratégie utilise la modulation directe de la puissance des pompes à chaleur sur la base d'une description d'interface de communication standardisée et un concept de plage de température de confort plutôt que des consignes fixes afin d'exploiter la masse thermique du bâtiment. Grâce à un déploiement sur un bâtiment situé à Neuchâtel, avec un système de surveillance étendu, nous démontrons des économies de coûts de 9,4% pendant la saison hivernale par rapport à une stratégie de gestion « standard » et nous tirons des leçons pour de futurs projets. L'une des principales conclusions est que les stratégies pour ce type de bâtiments devraient se concentrer sur l'efficacité énergétique et l'optimisation des tarifs plutôt que sur l'autoconsommation qui a un très faible potentiel.

Abstract

We demonstrate a scalable predictive energy management strategy with weather forecast targeted at the multi-family building stock with heat pumps and renewable energy production. This strategy uses direct power modulation of the heat pumps based on a standardized communication interface description and a temperature comfort range rather than fixed setpoints in order to exploit the thermal mass of the building. Through a deployment on a building located in Neuchâtel, with an extended monitoring system, we demonstrate cost savings of 9.4% during the winter season compared to a “standard” management strategy and draw key lessons learnt for future project. One key finding is that strategies for this type of buildings should focus on energy efficiency and tariff optimization rather than self-consumption which has very small potential.

Context and motivation

This article focuses on the integrated management of heat pumps (HPs), PV systems, and buildings, in the specific context of multi-family houses.

Context and Challenges

We recap key structural challenges underpinning our research:

1. Photovoltaic (PV) Installation Gap:
 - a. The federal law on safe energy supply based on renewable energy stipulates binding targets of 35TWh from non-hydro renewables in 2035 and 45TWh in 2050 [1]. The majority of PV installation is expected to happen on buildings.
 - b. Switzerland's aging multi-family housing (MFH) can accommodate PV systems ranging from 20 to 30 kWp. Thus, targeting MFH renovations becomes crucial.
2. Heat Pumps in Multi-Family Housing:
 - a. In 2022, 19% of buildings had heat pumps, a fourfold increase since 2000. Newer buildings (built in the last ten years) had a 75% adoption rate.
 - b. While Switzerland has successfully deployed heat pumps in single-family houses (SFH) with 23% overall penetration, their adoption in MFH lags at only 12% [2]. However, recent evidence suggests that HPs can thrive in multi-unit buildings. Nevertheless, it is important to acknowledge that HP installation in MFH are more complex than in SFH for the following reasons
 - i. Need for multiple HPs : it is typical to have 2 or 3 HPs to meet the needs of the building.
 - ii. Space limitation: it is typical to have to deal with small available footprint for HPs in the context of renovations. This was the case in the pilot site.
 - iii. Noise: MFH in Urban environment need to deal with noise level restrictions for evaporators which can be challenging.
3. Optimizing Heat Pump Control:
 - a. To enhance economic viability and in turn adoption, HPs must be operated efficiently:
 - i. Synergy with PV: Coordinating HP operation with PV production is essential, as tariffs generally favor self-consumption.
 - ii. Efficiency: HPs should run at peak efficiency, leveraging favorable outdoor conditions and low supply temperatures as much as possible.
 - iii. Synergy with building thermal inertia: It is now understood that it is more beneficial to store energy in the building mass than in water buffers which are generally too small [3].
 - b. Standard HP operating strategies fail at those objectives:
 - i. Traditional control relies on heating curves. The management of the HP is done with no knowledge of the solar production, and no coordination with the distribution system.
 - ii. Self-consumption strategies based on increasing supply and storage set-points are used in many commercial EMS. It has been shown [4] that those approaches increase self-consumption but decrease the seasonal CoP of heat pumps. Furthermore, it has been demonstrated that [4] losses in efficiencies tend to offset gains for self-consumption increases, leading to at best marginal net savings!

Summary of objectives

Our goal is to demonstrate a predictive energy management strategy in a representative pilot site that is:

1. Cost and energy-efficient: the explicit objective of the energy management system (EMS) is to minimize electricity cost for the building, while maintaining appropriate comfort in the building.
2. Integrated: as already outlined in the first section, exploiting the thermal inertia of the building is a must to shift energy consumption without deteriorating significantly the heat pump performance. This is only possible if the management of the heat pumps and the distribution system are managed jointly.
3. Replicable: This is possible thanks to
 - a. A standard approach to communication to heat pumps and a clearly defined communication and management approach with the distribution system.
 - b. The integration within a commercially available EMS product and only standard component.
4. Validated: The validation relies on a full winter season evaluation of the optimized energy management strategy versus a baseline standard management strategy. It exploits an extensive instrumentation concept that was specifically installed for the project.

Method and results

Description of the pilot site

The project pilot site is a residential multi-family house located in Neuchatel downtown area. It is composed of 20 apartments spread over 6 floors with a reference surface area of 1700m².



Figure 1: Test site before (left) and after (right) renovation.

The scope of renovation includes the insulation of the envelope of the building, the addition of a rooftop solar PV installation and solar balustrade on the top floor, the modification of the heating system with a replacement by heat pumps and the addition of floor heating. The heating system includes:

- Two air-water reversible heat pumps for heating and cooling, rated 20 kW_{th} each for heating. The model is TCA Optimaheat HM-HP20L-M-BC¹ (Heliotherm).

¹ Datasheet: [TCA_20170420_BC_Luft-Split.indd \(optimaheat.ch\)](#)

- A heat recovery heat pump that extracts heat through a connection to the ventilation block. It is used for DHW production.
- A buffer tank for heating of 800 litres.
- Two domestic hot water tanks connected in parallel.
- A 21 kW_p rooftop PV installation and a 9kW_p balcony-integrated.

The measurement concept for control includes a main meter for the building, electric meters for each heat pump, one electric meter monitoring the outputs of the PV plants (on the AC side). Finally, to enable advanced heat distribution control, the building is equipped with Loxone tree valves² for the floor heating. To deploy the predictive control, the system has been equipped with an EMS from SOLECO AG³ which is responsible for the energy management and runs the algorithms onsite.

Measurement concept for field tests

Since the ultimate objective of the energy management strategy is the reduction of costs, it needs to arbitrate between multiple trade-offs, namely:

- Potential gains in self-consumption versus potential increases in losses and/or reduction in efficiency.
- Potential gains in selling PV power vs savings in storing it which is dependent on tariff levels.
- Optimization against day night tariffs.

To evaluate these aspects, a more extensive measurement concept was designed by OST and implemented on the test. A schematic of all sensors installed is shown in Figure 2.

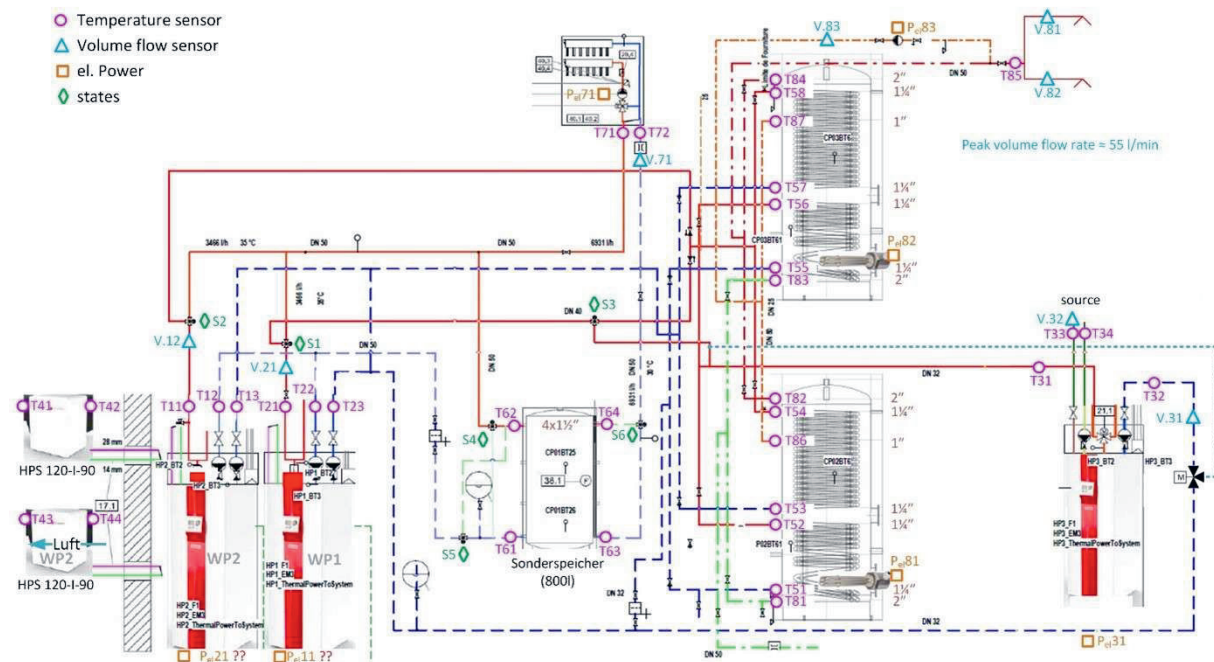


Figure 2: Sensor layout concept, overall schematic. Source: OST.

² Valve Actuator Tree

³ <https://www.soleco.ch/>

Baseline strategy and comparison

These KPIs will be computed for “optimized” (OPT) mode as well as a “baseline” mode (BL). The BL control uses a heating curve for the heat pumps. It does not interfere with the distribution system valves which operate independently of the heat pump. The PV production is not considered for the HP operation.

For a meaningful comparison, the system should be operated in similar conditions (most importantly, weather) for sufficiently long period of times. We have operated in each setup during a full heating season. Switching between control modes was done every 2 to 3 weeks. For the comparison, we control for:

- **Outside temperature** which will impact heat demand for space heating and heat pump COPs.
- **Solar irradiance** impacts heat demand significantly, although to a lesser extent than outside temperature during the heating season.
- **Indoor temperatures:** higher setpoint lead to higher heat demand, everything else being equal.
- **Hot water consumption**

Standard Interfaces

To optimize the management of heat pumps and PV, one required feature is the capacity to modulate the operation of heat pumps. Simple strategies that consist in increasing tank temperature hysteresis threshold are widely implemented in commercial EMS. The problems of those strategies are:

- Increased temperature leads to higher supply temperature for the heat pumps (on average) and therefore lower seasonal CoPs.
- Low storage capacity in the storage tanks.
- No accurate control of the HP power which therefore cannot follow precisely the PV power fluctuation.

To address those issues, we need to focus first on interfaces with the building and the HPs.

Interface to building

We want to exploit the inertia of the building itself. In a building with floor heating, the building offers significantly higher storage capacity than the tanks, estimated to up to $0.3\text{kWh}/^{\circ}\text{C}/\text{m}^2$ of storage capacity per unit of reference surface area. This means that even a modest increase in room temperatures of 1°C can correspond to large storage capacity. Additionally, an increase in room temperature only requires marginal increase in heat pump temperature. However, storing energy in the building requires partial control over the distribution loop to allow the heat to enter in the building. A pre-requisite to our goal of storing energy in the building is therefore to interface the energy manager to both the heat pump and the distribution loop and we outline our proposed approach in Figure 3.

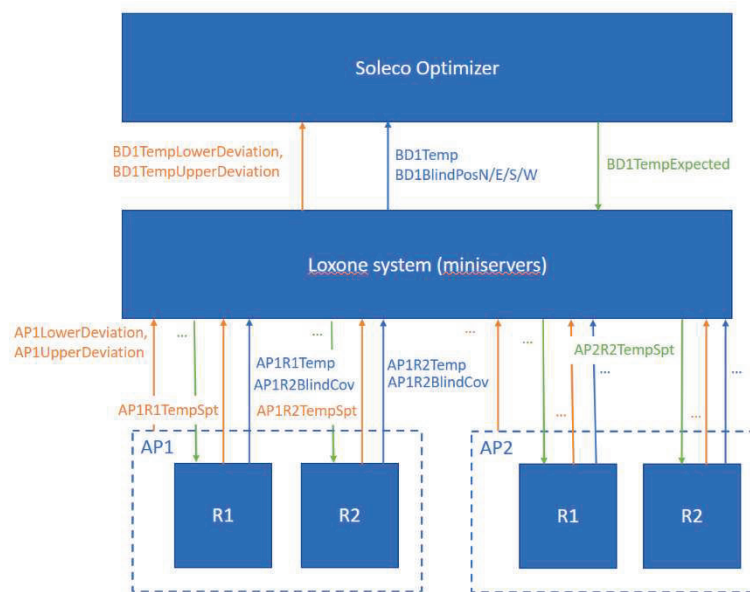


Figure 3: Overview of data interface with Loxone.

Interface to HPs

Direct power modulation is the ideal input from the point of view of the optimizer, but is not available in most cases. Lack of standard data and control interfaces to HPs is a long-standing problem. We rely on the approach proposed by SmartGridReady CH⁴ (SGR) to guide our HP interfacing efforts. SGR has proposed a scale to describe the control and communication levels of various grid-connected devices.

It defines so-called functional profiles (FPs) that define groups of read-write datapoints that allow management of devices (for a device type, e.g. HP) in a particular way. In addition, interface to individual device model and brands are described with external interface description (EID), listing communication transport protocol and datapoints “addresses”, e.g. modbus registers.

We have devised and tested in collaboration with SGR an external interface description for the Heliotherm HPs. It contains 9 functional profiles, namely *HeatPumpBase* (basic monitoring), *PowerCtrl* (control with power setpoints), *HeatCoolCtrl* (setpoint control for a heating circuit) for two distinct heating circuits, *DomHotWaterCtrl* for the control of hot water production, *BufferStorageControl* (control of the heat buffer storage), *RoomTempCtrl* (control of zone temperatures) for two distinct zones and *EnergyMonitor* for monitoring of energy use.

Model predictive control

The SOLECO Optimizer uses a predictive control approach for energy management. Predictive control is a control strategy that relies on numerical optimization to calculate the operating setpoints of a system. The basic principles are illustrated in Figure 4.

⁴ SmartGridready

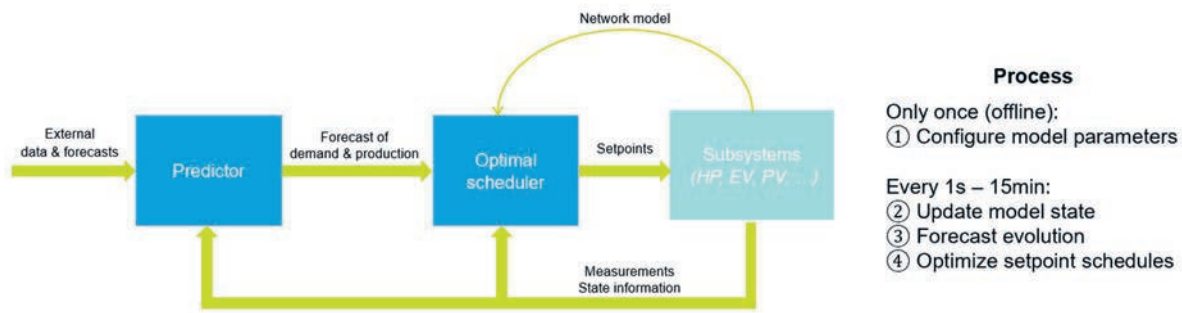


Figure 4: Logical blocks of predictive controller.

The “optimal scheduler” uses a model of the system to forecast the evolution of the system under various possible operation scenarios for a fixed duration horizon. It selects the best operating strategy with respect to a cost function. To feed the optimal scheduler, we use:

- Data measured from the system, e.g. the building measured temperature.
- Forecasts for non-controllable elements that are (computed by the Predictor), such as PV power production.

We describe the system with few physical parameters for each element. In our model, this includes: the PV system, the 3 heat pumps, the storage tanks, the building, the uncontrollable electric power consumption and hot water consumption. We refer to [1] for further details and only recap here few key points about the approach.

- The cost is designed to reflect operating costs, which include:
 - Electricity purchase and resell costs (day-night tariffs in this case).
 - Peak power tariffs: they are estimated to be about 10% of the bill for the pilot site and are charged based on monthly peak power.

It follows that self-consumption is not itself a goal but only a mean to lower costs.

- The optimal scheduler relies on mixed-integer linear optimization.
- All used models used in optimization are physical models and their parameters are hence physical values that need to be tuned. Some are tuned automatically based on measurement.
- The optimization uses a scheduling horizon of 3 days and a time step of 15 minutes.

The most important component of the model is the building model. The building is modelled as a single thermal zone whose average temperature evolves in response to:

- Estimated convective/conductive losses through the envelope.
- Solar gains that are computed based on a geometric model of windows and global irradiance forecast from a weather forecasting service.
- The thermal heating/cooling input from the heating/cooling system.

For this project a new model was built to consider the inertia of the heating system but details are omitted for brevity.

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 20
------------------------------------	---	----------

Results

Measurement campaign methodology

The measurement was designed to collect data corresponding to scenarios Baseline (BL) and Optimized (OPT). For the analysis, days of switch-over have been excluded.

In the results presented below, we report results with

- 66 days in baseline operation
- 56 days in optimized operation

The measurement campaign started on July 29th 2024 and lasted until June 2025. The results focus on the heating season only.

Measurement campaign results

High-level comparison

Comparing the two operating strategies over the full length of available data gives the following high-level KPIs. All KPIs are reported as daily sums for cost and energy and averages for temperatures.

KPIs	Outdoor temperature	Building [indoor] temperature	PV production	Self-Consumption	Autarky	HP Electricity	Rest electricity	Normalized HP electricity	Cost (real)bb	Cost adjusted (PV)	Cost adjusted (PV + comfort)
Unit	°C	°C	kWh	%	%	kWh	kWh	kWh/°C	CHF	CHF	CHF
BL	5.97	20.98	38.31	72.4%	13.6%	125.22	78.52	8.34	64.13	64.13	64.13
OPT	6.06	21.08	35.15	78.5%	13.6%	124.16	78.69	8.26	61.21	59.99	58.08
<i>delta</i>	1.5%	0.5%	-9.0%	7.9%	0.1%	-0.9%	0.2%	-0.9%	-4.8%	-6.9%	-9.4%

We report the following KPIs directly based on measurements:

- Outdoor temperature: the average outdoor temperature.
- Building Temperature: A weighted average (w.r.t. room size) of all temperature measured in rooms inside the building.
- PV production: measures the total PV production and also serves as a proxy for the level of solar radiation.
- Self – consumption: the share of local power produced used locally.
- Autarky: The share of consumption produced locally.
- HP electricity: the electric consumption of the heat pumps and heating system, therefore including heating and DHW.
- Rest electricity: Electric consumption of other appliances over which we do not have control.
- Cost (real): Real cost of electricity computed as the net cost of electricity for the energy community. This equals the cost of bought electricity minus the payment received for the electricity sold to the network. This is based on the 2024 tariff The remaining KPIs are computed.
- Normalized HP electricity: Electricity consumption of the heat pumps normalized by the temperature gap between the building and outdoor. This allows to offset for possible differences in indoor and outdoor temperatures between the compared periods of operation.

Adjusted costs: These are estimation of the cost in the optimized mode of operation with corrections to account for the difference in experimental conditions. This reflects more accurately a cost that can be compared between the two periods since it corrects for the main external factors affecting the experimental results. The first adjusted cost compensates for the higher excess solar power available in BL mode and the second adds a correction for the higher level of heating which in turn leads to higher temperature and comfort in the Optimized mode. On average, **the estimated cost saving in optimized mode is 9.4% compared to the baseline mode.**

Focus on DHW

We report here KPIs focusing on the production of hot water (reported as per day quantities).

KPIs	HP Electricity	HP heat	DHW consumed	DHW circulation losses	DHW other losses	DHW CoP	Heating efficiency
Operating mode	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	%
baseline	43.3	116.8	34.5	29.7	57.0	2.9	29.6%
optimized	34.7	108.4	32.8	25.0	50.7	3.2	30.3%
delta	-24.9%	-7.7%	-5.3%	-18.8%	-12.5%	9.5%	2.2%

Thanks to the arrangement of sensors as illustrated in Figure 2, we measure total losses and losses in the recirculation loop.

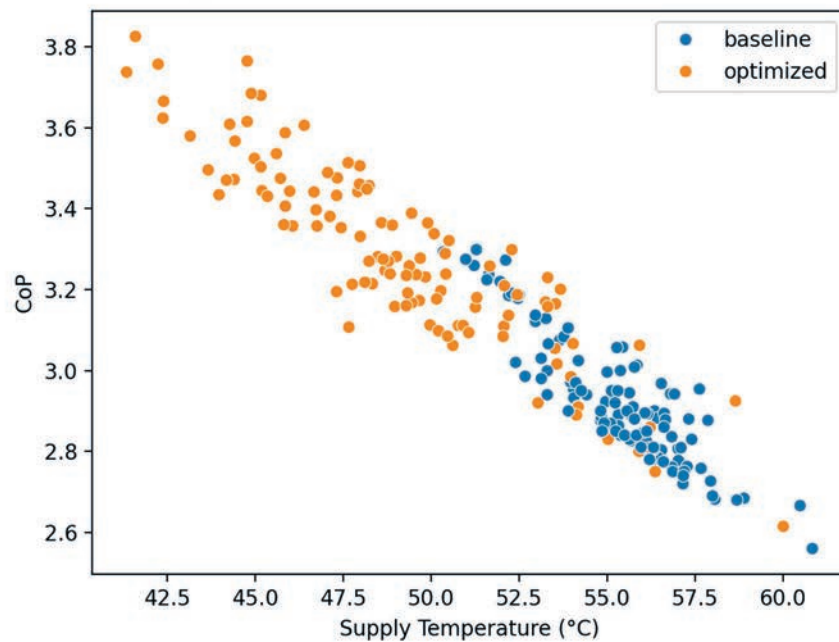


Figure 5: CoP vs supply temperature for HP3 (DHW).

Here are a few key observations:

- The overall heating efficiency is very poor at only 30%. After investigation, this is attributable to very high recirculation rates.
- Despite having comparable DHW uses (5% gap), the electricity used for DHW is much lower in Optimized mode (-25%). This is due to a significantly higher CoP and lower losses.

The identified cause of the poor efficiency is that the circulation pump is always active and is operated at a high power. This results in recirculation measured at 2000lts/h whereas the average DHW consumption is around 80lts/h. We can observe on the recirculation line a consistent temperature drop of about 1 to 1.5 °C.

Regarding the improvement in COP, we report the average supply temperature for HP3 in Figure 5 for each HP3 heating cycle. Each dot corresponds to one HP activation. We see that on average the average supply temperatures are lower in OPT mode. This reflects the fact that in

many cases, the optimizer does not bring the temperature all the way to its maximum value around 62°C, contrary to the hysteresis controller which tends to start and end its activations at higher temperatures. It is important to notice that even so, the temperature in Optimized mode reaches 60°C every few cycles which is the temperature required for anti-legionella management.

Focus on space heating

We report here the main KPIs for space heating.

KPIs	HPs Electricity	HPs Heat produced	Heat to building	Heating losses	Heating efficiency	HP1 heat	HP2 heat	HP1 COP	HP2 COP
Operating deUnit	kWh	kWh	kWh	kWh	%	kWh	kWh	-	-
baseline	76.5	260.7	142.6	110.0	54.7%	93.3	167.4	3.24	3.51
optimized	84.4	270.4	149.2	112.8	55.2%	112.9	157.6	2.98	3.39
delta	9.3%	3.6%	4.4%	2.5%	0.8%	-6.3%	17.3%	-8.6%	-3.6%

We make the following observations.

- Overall, the optimized mode uses more electricity than the baseline mode. This comes from a combination of higher overall heat to the building (+4.5%) and lower CoPs (about -5% on average). Notice that the higher heat partly reflects more favorable conditions during the baseline period, with higher radiations. See the next section for details.
- We notice an experimental gap in performance of heat pumps between HP1 and HP2 although they are supposed to be identical HPs and are operated in the same way. The cause of this difference was not yet identified.

We report in Figure 6 the supply temperatures used by the heat pumps as a function of the outside temperature. We clearly see a different pattern of use. While in baseline mode, we can observe the heating curve, the heat pumps are used differently in optimized mode, with no clear pattern.

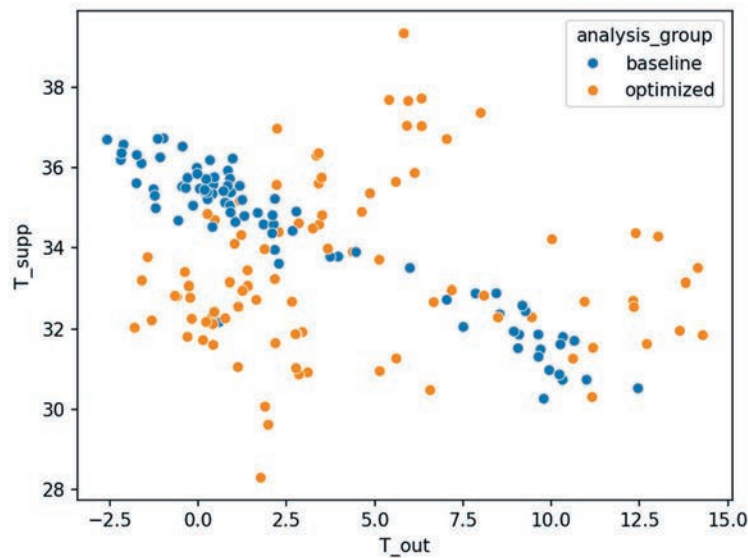


Figure 6: Supply temperature vs Outside temperature for one HP.

Although some of the instances where the supply temperature is much higher than the heating curve may contribute to lower CoPs, that on average, the supply temperature in optimized mode is lower.

Focus on cost and self-consumption

The goal of the optimizer is to find the right economic tradeoffs. By computing the 15 minute by 15 minutes self-consumption ratio, and looking at the share of the consumption covered by the heat pumps, we can calculate the fraction of energy used by the heat pumps that is served by the local production. The remaining energy is then bought from the grid at low (LT) or high tariff (HT) periods. This allows us to report the respective share of electricity used by the HPs coming from low-tariff import, high-tariff imports or self-produced electricity. Using the cost of energy in HT and LT periods and assuming PV power is "free", we compute an equivalent unit cost of energy for the power of the heat pump as a weighted average.

KPIs	HP energy from PV	HP energy from LT	HP energy from HT	Avg Unit cost
Unit	%	%	%	CHF/kWh
baseline	11.6%	46.3%	42.0%	0.33
optimized	13.1%	63.9%	23.1%	0.29
<i>delta</i>	<i>12.9%</i>	<i>38.0%</i>	<i>-45.0%</i>	<i>-12.1%</i>

This clearly shows two effects:

- The optimization shifts a large portion of the demand to low tariff periods, from 46 to 64 % of the electricity purchased during low-tariff periods.
- The optimization manages to increase the PV electricity consumed by the heat pump from 11.6 to 13.1%. This effect remains small due to the low availability of PV power.

This is best illustrated looking at the hourly spread of HP use across the optimized and baseline modes. Figure 7 shows how the optimizer shifts consumption for the heat pumps away from evening and early morning hours to avoid consuming in the beginning and end of the HT period. We see that power consumption is lower during the first HT tariff hours (1.), the

consumption tends to be a bit higher around noon when the solar power is highest (2.) although on average there is less PV power available than demand even in the baseline case. Then, the consumption drops in the last HT hours (3.) and increases during the night (4.).

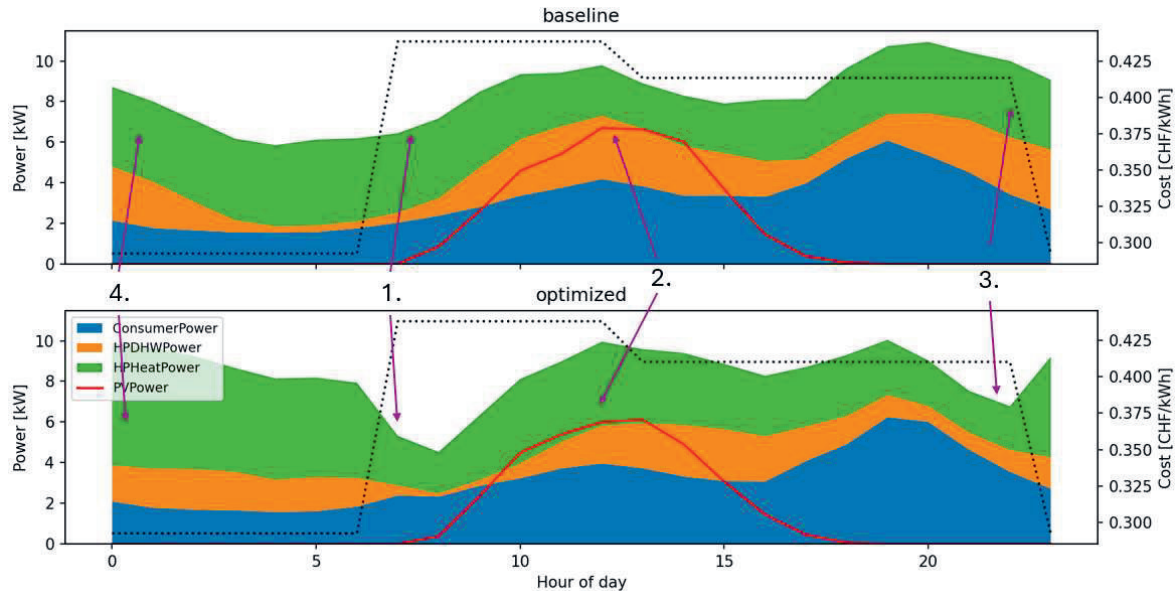


Figure 7: Average hourly consumption. dotted line shows the average price profile.

Lessons learnt and conclusion

From the experience of the project, we have compiled the following list of recommendations destined to stakeholders in the design, commissioning and operation of heat pumps and buildings of a type similar to the pilot site of the project.

1. Prioritize System Efficiency and Tariff Variations Over Self-Consumption

In collective residential settings, the ratio of energy production to consumption is typically low, leading to inherently high self-consumption rates. In this pilot, we have measured a self-consumption rate of 70% in standard operation during the October to February period, and autarky of only 13%. This means that even optimistic improvements of the self-consumption would yield economic benefits of less than 2-3%. **This is inherent to this building-type.** Here, we increase self-consumption to 78%, but this only translates into savings of about 1-2% on the energy bill. In other seasons, it is important to notice that low heating needs in renovated buildings is another limitation on the potential for self-consumption increase. This means that focusing solely on maximizing self-consumption will overlook more significant opportunities for cost savings. Improving overall efficiency and strategically managing energy use in response to tariff variations typically yields greater financial benefits. For instance, in our study, shifting consumption to low cost periods is main contributor to cost savings with about 7% absolute savings attributable to that effect.

2. Utilize Building Thermal Mass for Energy Storage

Storing energy within the building's thermal mass, rather than in water tanks, can enhance the efficiency of heat pump systems. Adjusting room temperature setpoints allows the building structure to act as a thermal buffer, reducing the need for frequent heat pump cycling and improving overall performance.

Our concrete recommendation is that EMS that manage heat pumps should operate with temperature setpoints bands or similar concepts, and not with fixed setpoints. This is increasingly possible in modern EMS's but faces technical barriers in larger buildings. We have demonstrated a reproducible integration approach of the room setpoint management and the HP control.

3. Focus on Global Efficiency Beyond Coefficient of Performance (COP)

While COP is a critical measure of a heat pump's performance, it is insufficient. A comprehensive approach that optimizes all components and their interactions is essential for achieving maximum energy savings and performance.

We report here examples of very large thermal losses: **40% on the heating side and 70% in the DHW side**. According to previous findings based on similar system monitoring [5], this is not an isolated case.

A big issue is that losses are often invisible or not quantifiable due to lack of sensors that would provide the data necessary to diagnose this issue, or lack of automated monitoring of the data available to detect the problem. We therefore recommend auditing the energy data available, especially after a few months of operation in case of energy renovation, comparing with planned values, and to include heat meters for the building and DHW aggregate consumption, even if this type of sensors is expensive, because it provides very valuable information. Using heat meters for billing is an interesting avenue to contribute to this issue.

4. Minimize Recirculation and Mixing to improve efficiency

Recirculation can cause substantial heat losses, and mixing lowers supply water temperatures, adversely affecting the heat pump's COP. Optimizing system design to reduce unnecessary recirculation and mixing is crucial.

For DHW, recirculation is the most common solution to ensure the timely arrival of hot water at the tap. A common recommendation is a careful thermal insulation of circulation lines, which is certainly important but cannot be expected to be perfect, as we have demonstrated here. As also underlined in standards, recirculation pumps should be controllable thanks to a schedule or based on temperature feedback. In practice, it is often not the case. The fact that actual losses are often unknown prevents to make informed decisions about recirculation.

Here, we have noticed that recirculation flow rates are much higher than actual DHW use flow rates (2000 against 80 liters/h on average). It would seem appropriate that the planned recirculation rates should be proportionate with respect to the expected consumption rates.

5. Lower DHW Temperature Setpoints for Enhanced Efficiency

Reducing the setpoint temperature for DHW can lead to significant efficiency gains. Lowering the temperature reduces the temperature lift required by the heat pump, thereby improving its performance and reducing energy consumption. However, it is essential to ensure that the

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 27
------------------------------------	---	----------

temperature complies with health and safety standards to prevent Legionella growth. Increasing temperature for legionella should be done regularly, but is certainly not necessary at every heat pump cycle, and has a big impact on energy consumption, about 15% in the case of our pilot building.

6. Implement Predictive Control Strategies for Optimal Management

Predictive control algorithms can effectively manage the trade-offs between energy consumption, cost, and comfort [4]. These algorithms utilize forecasts of weather conditions, occupancy patterns, and energy prices to optimize heat pump operation and thermal storage utilization. Various studies have shown that predictive control can enhance the efficiency and cost-effectiveness of heating systems but still suffer from scalability. We have demonstrated credibly reproducible deployment of a predictive control strategy adapted to MFH with heat pump systems. This is guaranteed by the reliance on commercially available solutions. **We recommend to select EMS products that implement predictive control strategies.** As far as the authors know, most commercial products are based on a collection of rules. We believe that a predictive control approach is preferable because of its flexibility in adapting to various objectives, in particular for MFH building with heat pumps because of the relative inadequacy of self-consumption strategies for such buildings. Also, the uptake of variable tariffs (enabled by the recent Swiss energy law package) particularly favors predictive control strategies because they do not require a re-design of the control.

In this deployment, we have demonstrated savings of about 10% in electricity costs over a 4 months period. Extrapolating to a full heating season, we estimate total savings of about 1100CHF or 55 CHF/apartment/heating season.

Acknowledgements

This work has received support from the Swiss federal office of energy and the Service de l'énergie et l'environnement of Canton Neuchâtel as part of SFOE P&D project OPERA.

References

- [1] Tomasz T. Gorecki, William Martin, Maestro: A Python library for multi-carrier energy district optimal control design, IFAC-PapersOnLine, Volume 53, Issue 2, 2020, Pages 13293-13298, ISSN 2405-8963, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2020.12.160>
- [2] Innovative Eigenverbrauchsoptimierung für Mehrfamilien-Arealüberbauung mit lokaler Strom-börse, <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=38727>
- [3] Prosumer-Lab – Influence of novel strategies and components of the energy management of grid-integrated, smart buildings on the stability and quality of the house and distribution grids, <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=38327>
- [4] Lessons learned from field demonstrations of model predictive control and reinforcement learning for residential and commercial HVAC: A review, Arash J. Khabbazi, Elias N. Pergantis, Levi D. Reyes Premer, Panagiotis Papageorgiou, Alex H. Lee, James E. Braun, Gregor P. Henze, Kevin J. Kircher, 2024, arxiv preprint.
- [5] Burke, Stephen, et al. "Mapping of domestic hot water circulation losses in buildings—preliminary results from 134 measurements." *E3S Web of Conferences*. Vol. 172. EDP Sciences, 2020.

Carsten Wemhöner, Christoph Meier, Marc Werro, IET - Institut für Energietechnik,
OST – Ostschweizer Fachhochschule
Philipp Roos, Remo Waser, Cowa Thermal Solutions AG

BFE P&D-Projekt **SI/502289** (in Bearbeitung 2021 – 2025)

SunStore

Latenter, kompakter Pufferspeicher für mit Photovoltaik betriebene Wärmepumpen

Zusammenfassung

Im Projekt SunStore wird ein neues, auf Phasenwechselmaterialien (PCM) basiertes Wärmespeicherkonzept unter realen Bedingungen eingebaut, getestet und evaluiert. Das PCM wird verkapselt als Schüttgut in den Pufferspeicher gefüllt. Im Projekt werden insbesondere die Vorteile von PCM mit Wärmepumpen für einen hohen PV-Eigenverbrauch untersucht. In einer Pilotanlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe und PCM- Nachrüstung werden Erfahrungen im realen Betrieb über drei Heizperioden ausgewertet. Es wurde eine Referenzperiode mit konventionellem Wasserspeicher und je eine Heizperiode mit zwei Generationen von PCM-Kapseln gemessen. Ergebnisse zeigen eine Steigerung des PV-Eigenverbrauchs und der Heizautarkie mit PCM, die sich aufgrund geänderter Randbedingungen in der Heizperiode zwar nicht exakt quantifizieren lässt, aber an Tagesgänge der Speichertemperatur bestätigt wird. Eine Steigerung der Jahresarbeitszahl konnte nicht verifiziert werden, scheint aber durch Potenziale bei der Regelung erreichbar. Die Kapseltechnologie wird vom Hersteller Cowa nicht weiterverfolgt, sondern ein PCM gefüllter Speicher als Nachfolgeprodukt und Weiterentwicklung auf den Markt gebracht.

Abstract

In the SunStore project, a new heat storage based on phase change materials (PCM) is being installed, tested and evaluated under real conditions. The PCM is filled in capsules in the buffer storage tank. In particular, the project aims to investigate the advantages of PCM storage in terms of achieving high self-consumption of PV electricity with heat pumps. The pilot system with air-to-water heat pump and a PCM in the existing buffer storage is used to evaluate experiences in real operation over three heating periods. A reference period with a conventional water buffer storage and each one heating period with two generations of PCM capsules have been evaluated. Results show an increase in PV self-consumption and self-sufficiency in heating, which, however, cannot be exactly quantified due to changing boundary conditions in the heating periods, but verified by daily storage temperature evolution. The increase of the seasonal performance factor could not be verified but seems reachable with control improvements. In the meantime, the capsule technology is no longer being pursued, but a PCM-filled storage is being launched on the market as a successor product and further development.

Motivation und Projektübersicht

Die Cowa Thermal Solutions AG ist ein Spin-off des Kompetenzzentrums für thermische Energiespeicher (CC TES) der Hochschule Luzern (HSLU), das mit dem Ziel gegründet wurde, thermische Speicher auf Basis von Phasenwechselmaterial (Phase Change Materials - PCM) zu kommerzialisieren. Cowa hat dazu in Zusammenarbeit mit der HSLU verschiedene, auf Salzhydrat basierende, PCM entwickelt, die für typische Temperaturbereiche von Wärmepumpen im Gebäudebereich ausgelegt sind.

Im Rahmen dieses Projekts wird die Technologie in einer ersten realen Pilotanlage getestet. Es wurden inzwischen vier Heizperioden gemessen, wovon die Auswertung der drei abgeschlossenen Heizperioden hier präsentiert werden.

Projektziele

Die Projektziele umfassen die folgenden Einzelziele in Bezug auf die Herstellung und Qualitätssicherung der Kapseln als auch der energetischen Erfolgsfaktoren (Key Performance Indicators - KPIs):

- Herstellung der für die Pilotanlagen benötigten PCM-Kapseln.
- Erfassung aller relevanten Massen- und Energieströme zur vollständigen Bilanzierung des Systems sowie zur Bestimmung der Jahresarbeitszahl (JAZ) und der Heizautarkie über die drei Heizperioden.
- Evaluation der KPI und Vergleich der PCM-Systemlösung mit dem state-of-the-art.
 - Der Eigenverbrauch soll um 10% im Vergleich zur Referenzmessung erhöht werden.
 - Die Heizautarkie soll im Vergleich zur Referenzmessung um 50% erhöht werden.
 - Der Netzbezug des ganzen Gebäudes soll im Vergleich zur Referenzmessung um 10% reduziert werden.
 - JAZ und Energieeffizienz der Wärmepumpe sollen erhöht werden mit dem Ziel, die JAZ über die Heizperiode um 2 – 4% zu erhöhen.
- Erweiterung des Wissensstands bezüglich der Langlebigkeit der Kapseln.
- Bestimmung idealer Regelparameter zur möglichst effektiven Nutzung.

Tabelle 1: Erfolgsfaktoren und die dafür benötigten Kenngrössen.

Erfolgsfaktor	Benötigte Kenngrössen	Quellen
Eigenverbrauch Heizautarkie Netzbezug	Produktion PV Netzbezug und Netzeinspeisung Strombedarf Total Strombedarf WP	Wechselrichter mit Smartmeter Stromzähler WP, Stromzähler Heizkreispumpe
Energieeffizienz: JAZ und WNG für - Heizung, - WW, - Gesamtsystem SNG für Heizung	Strombedarf WP mit Unterscheidung H/WW Wärmeproduktion Heizbetrieb Wärmeproduktion WW-Betrieb Wärmebedarf Heizkreis	Zweitarif-Stromzähler WP mit Tarifumschaltung über WW-Umschaltventil Stromzähler Heizkreispumpe Wärmezähler 1 Wärmezähler 2 Wärmezähler 3

Zur Überprüfung der Erfolgsfaktoren sind die Kenngrößen und die entsprechende Datenquelle in Tabelle 1 aufgeführt, für deren Messung ein Messsystem zum Anlagenmonitoring der Pilotanlage eingebaut wurde.

Anlagenbeschrieb Pilotanlage

Das Pilotobjekt ist ein Einfamilienhaus mit Einliegerwohnung, die als Ferienwohnung vermietet wird, auf einer Sonnenterrasse in Pany (GR) auf 1178 m.ü.M mit Baujahr 1988 und folgenden technischen Anlagenkomponenten und Wärmebedarf, die teils aus Eigentümerangaben geschätzt wurden. Abbildung 1 zeigt das Pilotobjekt und die Lage.

- Geschätzter Wärmebedarf von $100 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$, Energiebezugsfläche 200 m^2 .
- Warmwasserverbrauch 180 l/Tag (16°C auf 55°C).
- Geschätzter Stromverbrauch 4000 kWh/a .
- Luft-Wasser Wärmepumpe Oertli LSI 140 SHW-SG mit Leistung $5.7 - 15.8 \text{ kW}$.
- PV-Anlage mit 17 kW_p , 84 m^2 , 26 Module in West- und 24 Module in Ostorientierung.
- Elektrische Batterie mit 7.7 kWh zur Solarladung.
- 800 l Heizungspufferspeicher und 500 l Warmwasserspeicher.
- Betrieb Pufferspeicher zwischen 40°C und 52°C , Kapazität von 11.2 kWh
Mit CowaCaps ergibt sich eine rechnerische Kapazität von 39.1 kWh .



Abbildung 1: Ansicht (links), Luftbild (Mitte) und Lage des Pilotobjekts in Pany.

PCM-Kapseln

Die verwendete Kapsel heisst: «*BOOSTER CAPSULE 45*». Sie besteht aus *PCM45* und hat eine Schmelztemperatur von 45°C . Die Speicherdichte des befüllten Speichers im relevanten Temperaturbereich beträgt 50 kWh/m^3 . Das PCM basiert auf Salzhydraten, welche im Vergleich zu anderen Phasenwechselmaterialien durch hohe Dichte und hoher Schmelzenthalpie (205 J/g bei diesem Material) zur hohen Speicherdichte führt. Die Verkap-selung wurde auf Packungsdichte, thermische Leistung, und Produktionskosten optimiert, was zur Form in Abbildung 2 führte und eine Packungsdichte von 62% ermöglicht. Dadurch soll eine Kapazitätserhöhung im Vergleich zu Wasser von über Faktor 2 erreicht werden.



Abbildung 2:
Cowa *BOOSTER CAPSULE 45*

Messsystem

Für die Messdatenerfassung werden die vom Wechselrichter aufgezeichnete Daten (Import aus der Fronius-Cloud-Plattform) und eine Datenerfassung basierend auf einem Raspberry-Pi genutzt. Die Daten werden im 5-min Takt aufgezeichnet. Die Auswertung erfolgt in Matlab.

Abbildung 3 zeigt das Anlagenschema mit den installierten Messpunkten und den Systemgrenzen für die Kennzahlberechnung.

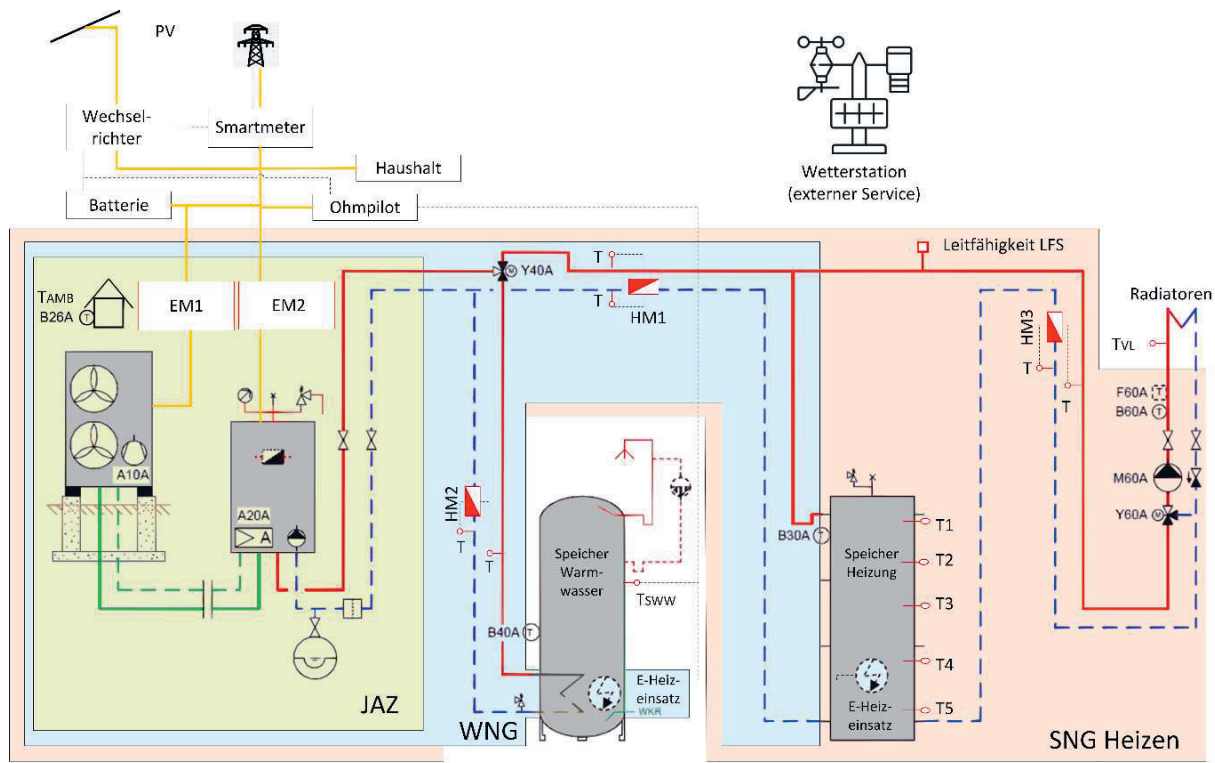


Abbildung 3: Anlagenschema mit den Messpunkten und Bilanzgrenzen für die Kennzahlen.

Messresultate

Für die Referenzmessungen in Heizperiode 21/22 (HP1) wurde der mit Wasser gefüllte bestehende konventionelle Heizungs-Pufferspeicher gemessen. In der Heizperiode 22/23 (HP2) wurde der Speicher mit PCM-Kapseln befüllt und gemessen. Für die Heizperiode 23/24 (HP3) wurden die Kapseln nochmals mit einem modifizierten PCM und neuen Kapseldesign ausgetauscht. Es weist eine verbesserte Rezeptur auf, welche sich auf eine höhere Erstarrungstemperatur und eine geringere Unterkühlung auswirkt.

Wetterrandbedingungen

Für die Vergleichbarkeit der einzelnen HP wurden die Heizgradtage (HGT) erfasst und mit dem langjährigen Durchschnitt über 10 Jahre (2014-2023, gemäss Berechnungsvorschrift der archivierten SIA-Norm 381/3) verglichen. Die Daten der durchschnittlichen Tagestemperatur für den Vergleich stammen von Meteoschweiz. Als Standort wurde Disentis ausgewählt, da sich Disentis in ähnlicher Höhenlage wie Pany befindet. Die Abbildung 4 links zeigt die Verteilung der Heizgradtage über die Messjahre. Auffällig ist, dass in den HP2 und HP3 deutlich weniger Wärme gebraucht wurde als in HP1, wie aus Abbildung 4 rechts ersichtlich ist. Der Grund dafür erschliesst sich, wenn der tägliche Wärmebedarf pro Heizgradtag mit der Belegung verglichen wird, wie in Abbildung 5 dargestellt ist.

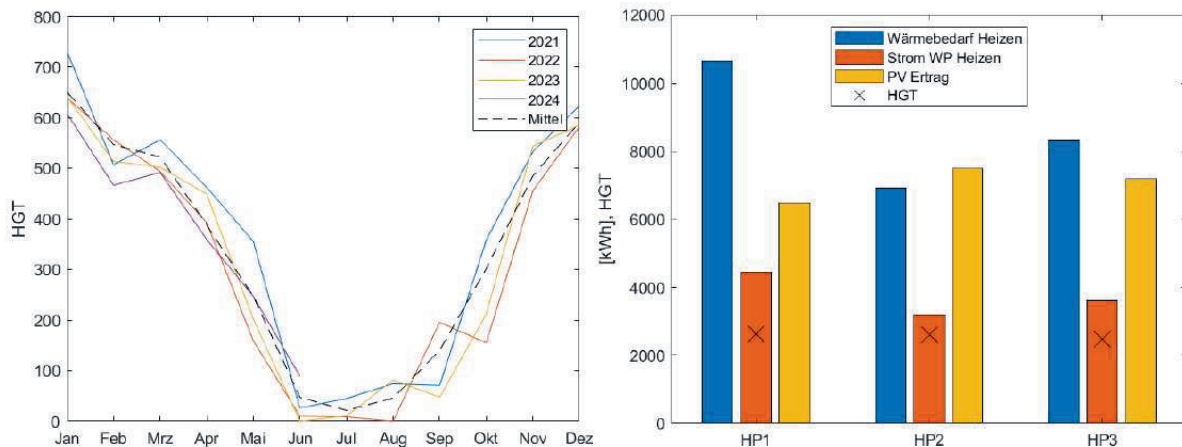


Abbildung 4: Heizgradtage (links) und Energiedaten (rechts) der drei Heizperioden.

So wurde im April und Mai in HP2 und HP3 die Heizung reduziert, da das Haus unbelegt war. Im Dezember der HP2 und 3 wurde die Heizung jedoch nicht reduziert. Daher können die Belegungsangaben nicht genutzt werden, um den Heizwärmebedarf zu korrigieren. Im Weiteren konnte in HP2 und HP3 mit der PV-Anlage mehr Strom produziert werden, u.a. da in HP2 und HP3 weniger Schnee auf der Anlage lag.

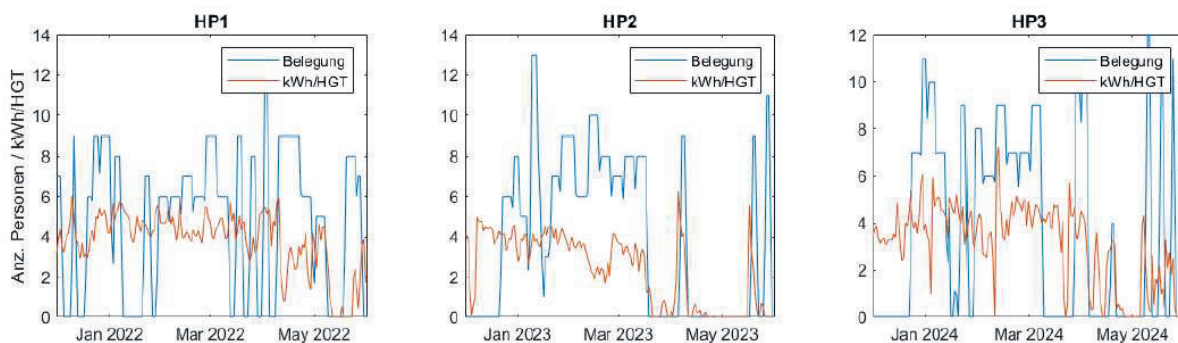


Abbildung 5: Vergleich der Belegung und Heizenergie pro Heizgradtage für die Heizperioden.

Anlagenbetrieb

Sowohl für die Referenzmessungen als auch für beide HP mit Cowa BOOSTER Caps wurde die Anlage so betrieben wie vom Eigentümer vor dem Forschungsprojekt eingestellt:

- Der Wechselrichter ermittelt den aktuellen Leistungsbedarf des Gebäudes. Er kann dabei nicht zwischen Haushaltsstrom und Bedarf der Wärmepumpe für Heizung und Trinkwarmwasser (TWW) unterscheiden.
- Wenn die durch die PV-Anlage produzierte Leistung grösser als der Leistungsbedarf des Gebäudes ist, wird die Batterie zugeschaltet. Diese kann bis 7 kW Leistung aufnehmen.
- Wenn die Batterie vollgeladen ist und die Solaranlage immer noch einen Überschuss liefert, wird über das SG-Ready Signal die Wärmepumpe (Überschuss > 2 kW) oder der Ohmpilot (Überschuss < 2 kW) leistungsgeregelt zugeschaltet. Sowohl bei der Wärmepumpe als auch beim Ohmpilot wird primär der Trinkwarmwasserspeicher geladen. Erst wenn dieser durchgeladen ist, wird der Heizungsspeicher geladen bzw. überladen.

Damit ergibt sich für die Auswertung eine Prioritätenreihenfolge, nach welcher der Eigenverbrauch zugeordnet wird, die in Tabelle 2 aufgeführt ist.

Tabelle 2: Prioritäten für Eigenverbrauch.

Priorität	Bezeichnung	Bemerkung
1	Haushaltsstrom	Keine Unterscheidung durch den Wechselrichter. Unterscheidung erfolgt in der Auswertung.
2	WP Warmwasser (TWW)	
3	WP Heizung	
4	Batterie Laden	
5	WP Warmwasser forciert	Zuschaltung über SG-Ready, Signal über mind. 30 min mit mind. 2 kW Überschuss nötig. Wahl Heizen oder TWW erfolgt durch WP, prioritär TWW
6	WP Heizung forciert	
7	Heizstab Warmwasser	Leistungsgeregelt nach Überschuss. Prioritär WW, Umschaltung auf Heizungsspeicher, wenn maximale Temperatur in WW-Speicher erreicht ist
8	Heizstab Heizung	

Die Prioritäten 4 bis 8 werden also nur mit solarem Überschuss betrieben. Für die Prioritäten 1 bis 3 kann auch Netzbezug oder Strom aus der Batterie verwendet werden. Der aus der Batterie entnommene Strom wird dabei ebenfalls als Eigenverbrauch gerechnet.

Die Prioritäten 1 bis 3 repräsentieren die Möglichkeiten der einzelnen Systeme, ihren Verbrauch auf eine andere Zeit verschieben zu können. Der Haushaltsstrom (z.B. Licht, Kochen) muss stets sofort zur Verfügung stehen. Die Warmwasserladung oder Ladung des Heizungsspeichers könnte (theoretisch) in eine Zeit mit besserem Solarertrag verschoben werden und bekommt daher den zur Verfügung stehenden Solarstrom erst in zweiter Priorität.

Die Auswertung des Eigenverbrauchs für die einzelnen Prioritäten erfolgt in 5 min Schritten. Für die Ermittlung der KPI wurden die einzelnen Prioritäten in die Verbrauchsgruppen Haushalt, Warmwasser und Heizung zusammengefasst.

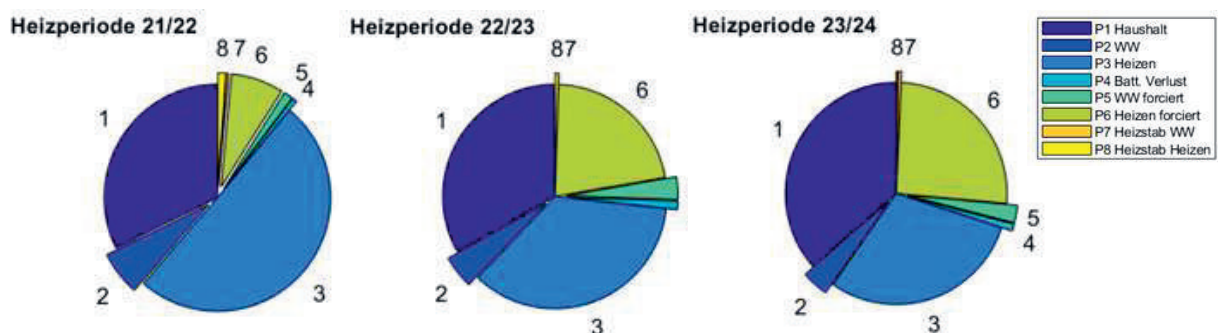


Abbildung 6: Verbrauch der einzelnen Verbrauchergruppen.

In der Abbildung 6 ist der Verbrauch auf die einzelnen Gruppen über die drei Heizperioden aufgeschlüsselt. Mit dem Einsatz der CowaCaps läuft die Wärmepumpe deutlich mehr im forcierten Heizbetrieb (hellgrün) als ohne CowaCaps. Der Heizstabeinsatz ist gegenüber der Referenzperiode in HP 2 und HP3 zurückgegangen, da der forcierte Betrieb genug Potenzial für die Aufnahme der Überschuss PV-Ertrags bietet.

Es wird deutlich ersichtlich, dass eine signifikante Reduktion nahezu aller Energieverbraucher in HP2 und HP3 stattgefunden hat. Lediglich die Verluste in der Batterie haben zugenommen. Dieser Anstieg ist jedoch auch auf die gesteigerte solare Einstrahlung zurückzuführen, die zu einer häufigeren Aufladung der Batterie geführt hat.

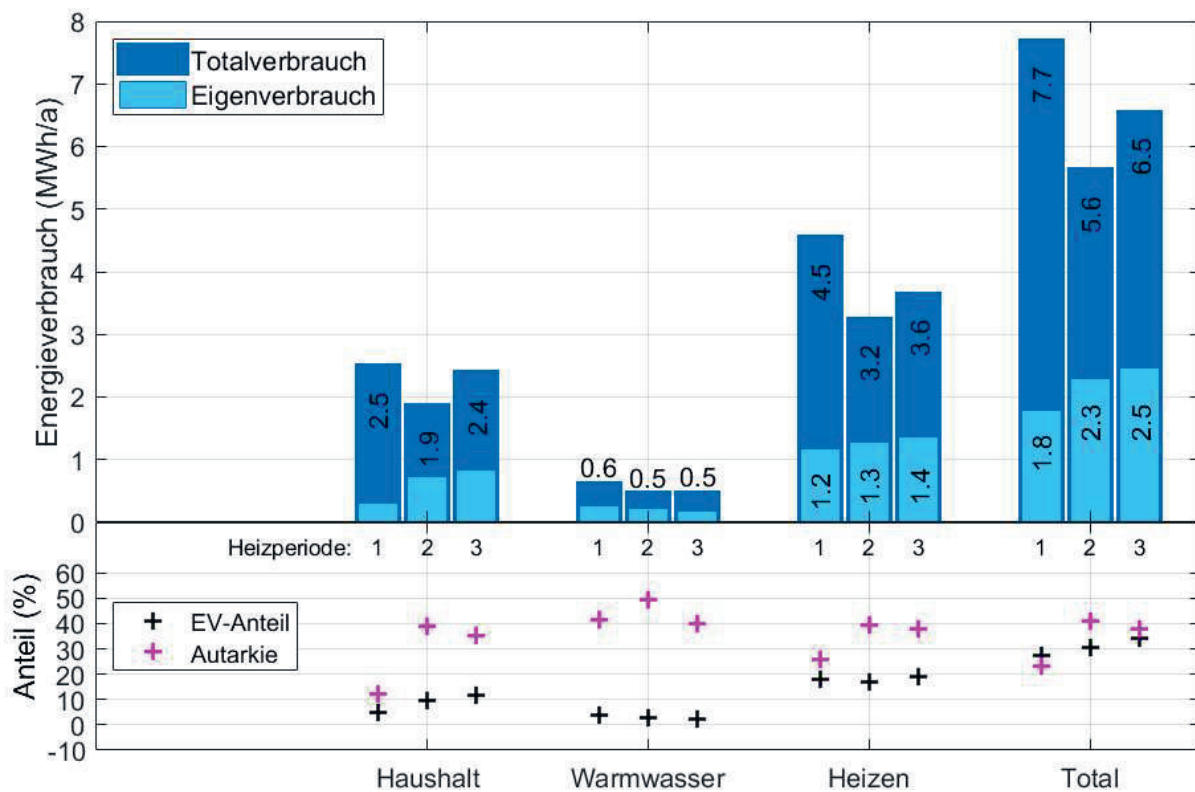


Abbildung 7: Energieverbrauch und KPI über die drei Heizperioden.

Abbildung 7 zeigt die Verbrauchswerte und KPI über die drei Heizperioden. Neben dem generellen Rückgang des Gesamtenergieverbrauchs fällt ebenfalls auf, dass der Eigenverbrauch im Haushalt und beim Heizen gestiegen ist. Der Anstieg des Eigenverbrauchs im Haushalt kann mit dem Anstieg an PV-Produktion erklärt werden. Da weniger Schnee als in der ersten Heizperiode gefallen ist, wurde während beinahe des gesamten Winters PV-Strom produziert. Dieser wurde in die Batterie eingespeist, welche anschliessend am Abend eingesetzt wurde.

Trotz der niedrigeren Heizwärmeproduktion in HP2 und HP3 gegenüber HP1 konnte der Eigenverbrauch fürs Heizen absolut sogar gesteigert werden. Der Heizautarkiegrad konnte so um gut 50% gegenüber HP1 erhöht werden. Der Eigenverbrauchsanteil fürs Heizen ist in etwa gleichgeblieben, da sich zwar der Eigenverbrauch leicht erhöht hat, jedoch auch die Stromproduktion. Der Eigenverbrauchsanteil Total konnte in HP2 um 10%, in HP3 um 20% gegenüber HP1 gesteigert werden.

Die Erhöhung des Autarkiegrad Heizen in HP2 und HP3 kann einerseits auf das PCM, andererseits auf den höheren PV-Ertrag zurückgeführt werden, welcher öfter erlaubt, den Speicher zu überladen. Allerdings konnte der Einfluss der beiden Effekte nicht detailliert quantifiziert werden, da sich die Randbedingungen der HP2 und HP3 stark von der HP1 unterscheiden. Im Rahmen der detaillierteren Auswertung des Latentspeichers anhand von Tagesgängen im nächsten Abschnitt wird aber auf die erhöhte Speicherkapazität durch das PCM eingegangen. Die Speicherverluste im Heizungsspeicher betragen in der HP1 9.5%, in der HP2 und HP3 12-13.5%. Zu beachten ist jedoch, dass diese Wärme nicht verloren ist, sondern über die Speicherwand in den Heizungsraum abgegeben wird, welcher ebenerdig zur Wohnung liegt und nur über eine einfache Tür von dieser getrennt ist.

Latentspeicher

Die Abbildung 8 zeigt die aus dem Speicher entnommene Wärmemenge für ausgewählte Tage in den drei Heizperioden. Die Wärmemenge wurde zwischen dem Ausschalten und dem Wiedereinschalten der Wärmepumpe am nächsten Morgen ermittelt. Die Temperaturdifferenz bezieht sich auf den obersten Speicherfühler zum Ausschalt- und zum Wiedereinschaltzeitpunkt. Die maximale Temperatur des Speicherfühlers liegt zwischen 53 °C und 60 °C. Die linke Grafik zeigt die Wärmemenge absolut, die rechte Grafik relativ bezogen auf den Wasserspeicher. Für den Wasserspeicher wurde das theoretische Potential mit der Temperaturdifferenz der 5 Fühler zwischen dem Start- und dem Stop-Zeitpunkt der Messung der Entladung ermittelt. Die Masse wurde entsprechend der Speichergeometrie ermittelt, wobei der Schnittpunkt zweier Massenelemente jeweils in der Mitte zwischen den Fühlern liegt.

$$Q_{th} = \sum_{i=1}^5 (T_{i,stop} - T_{i,start}) * m_i * c_{p,Wasser}$$

Die gemessene Energie aus dem sensiblen Speicher (HP1) liegt zwischen 75% und 85% dieses theoretischen Potentials. Der Mittelwert aus den 5 Messwerten (80%) wurde als Korrekturfaktor definiert als Vergleichsbasis für den PCM-Speicher und neu als 100% definiert.

Für den PCM-Speicher (HP2 und HP3) wurde analog aus den Temperaturdifferenzen mit der Wärmekapazität von Wasser eine Speicherkapazität als Vergleichsbasis ermittelt und die tatsächlich gemessene Speicherkapazität mit der mit dem Korrekturfaktor multiplizierten, theoretischen Speicherkapazität verglichen. Damit ergibt sich für den PCM-Speicher eine Kapazität, welche 10 - 80% höher liegt als mit dem Wasserspeicher.

Obwohl nur wenige Tage ausgewertet wurden, ist ersichtlich, dass beim Wasserspeicher generell höhere Temperaturdifferenzen erreicht wurden als beim PCM-Speicher.

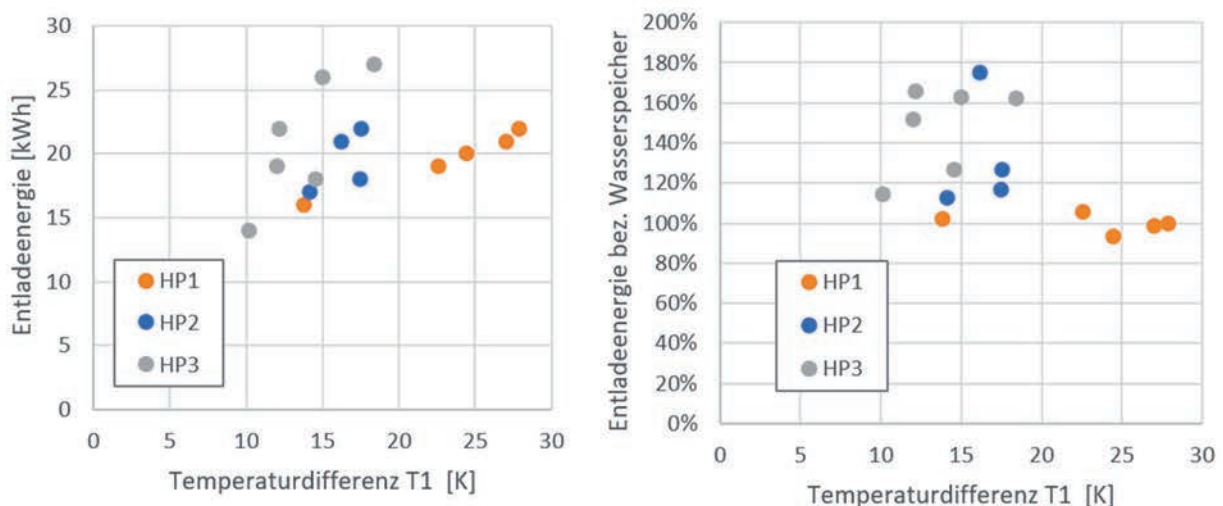


Abbildung 8: Aus Speicher entnommene Wärmemenge für verschiedene Temperaturdifferenzen.

Zu erwarten ist, dass sich mit zunehmender Temperaturdifferenz die Kapazität dem Wasserspeicher annähert, da der sensible Anteil gegenüber dem latenten Anteil zunimmt. Mit dem Latentspeicher konnten jedoch gar nicht so grosse Temperaturdifferenzen erreicht werden wie mit dem sensiblen Speicher.

In Abbildung 9 und Abbildung 10 ist jeweils ein Tag mit Speicherbeladung und Entladung in HP1 respektive HP3 dargestellt. Die durchschnittliche Entladeleistung liegt in beiden Fällen bei ca. 1.7 bis 1.8 kW.

Beim sensiblen Speicher bleibt die oberste Temperatur lange Zeit fast konstant und fällt dann schnell ab. Beim latenten Speicher sinkt die Temperatur des obersten Fühlers schneller ab. Der zweitoberste Fühler kann im latenten Speicher die Temperatur lange halten und fällt dann kurz vor Schluss stark ab. Vermutlich kann sich das von unten im Speicher nachfliessende Wasser im PCM-Speicher nicht genügend schnell aufwärmen, weil der Wärmewiderstand der Cowa-Caps zu gross ist. Dadurch stellt sich eine grössere Temperaturdifferenz zwischen PCM und umgebendem Wasser ein. Damit wird der Wärmewiderstand der PCM-Kapseln (Wärmeleitung innerhalb der Kapseln und durch die Kapselwand) zum begrenzenden Faktor für die Speicherkapazität.

In Abbildung 10 ist erkennbar, dass nach dem Ausschalten der Wärmepumpe um 15:00 Uhr weiterhin Solarstrom zur Verfügung gestanden hätte, welcher ins Netz eingespeist wurde.

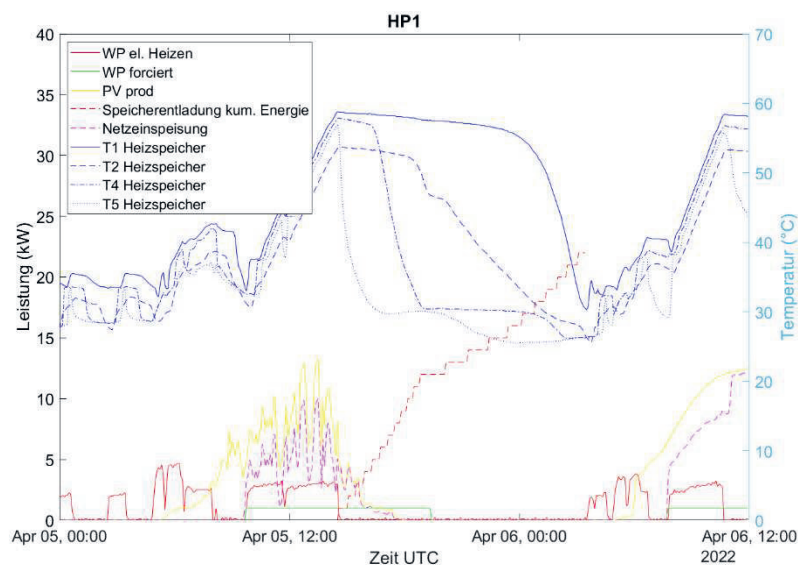


Abbildung 9: Speicherentladung ohne PCM in HP1.

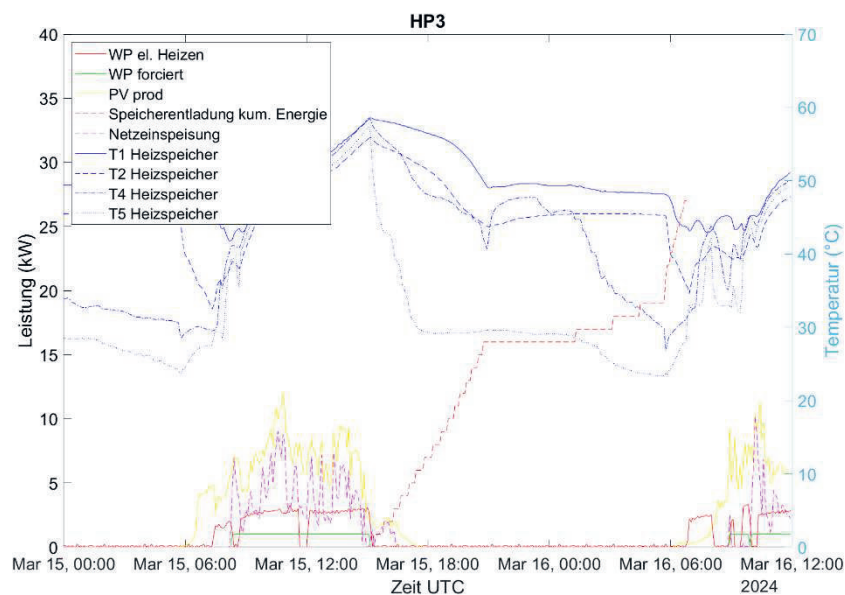


Abbildung 10: Speicherentladung mit PCM in HP3.

Die Wärmepumpe hat ausgeschaltet, weil die maximale Speichertemperatur erreicht wurde. Nach 15 bis 21 Uhr wurde der Speicher bereits wieder entladen. Diese Energie hat dann am nächsten Morgen gefehlt, so dass die Wärmepumpe einschalten musste, bevor Solarstrom zur Verfügung stand. Die thermische Entzugsleistung aus dem Speicher betrug in diesem Zeitraum ca. 3 kW. Im Weiteren ist ersichtlich, dass zwischen 21 und 2 Uhr in der Nacht keine Wärme aus dem Speicher entnommen wurde. Dadurch ist die Temperatur am 2. Speicherfühler, welche kurz zuvor abgesackt ist, wieder erholt. Dies ist ein weiteres Zeichen dafür, dass benötigte Entzugsleistung zu einer grossen Temperaturdifferenz zwischen den Kapseln und dem umgebenden Wasser führt. Die Abbildung 11 zeigt die Beladung des Speichers Ende Mai. Nachdem die Wärmepumpe abgeschaltet hat, ruht der Speicher, da es im Gebäude keinen Wärmebedarf gibt.

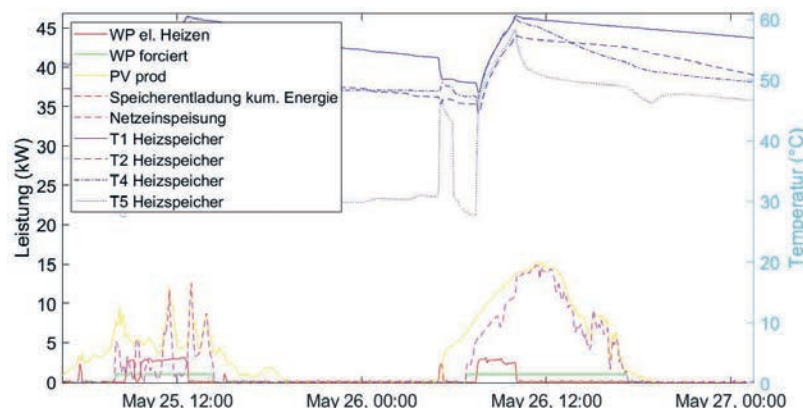


Abbildung 11: Speicherbeladung in HP3 am 26.5.2024.

Die Temperaturen der Fühler sinken ab, insbesondere des zweitobersten Fühlers. Der Temperaturverlust des obersten Fühlers ist stärker als in HP1 ohne PCM, welcher sogar entladen wird (vgl. Abbildung 9), was darauf hinweist, dass dies keine Wärmeverluste durch die Speicherwand sind, zumal es sich um den gleichen Speicher mit der gleichen Isolation handelt.

Es ist vielmehr ein Hinweis darauf, dass das PCM noch nicht vollständig geschmolzen war, als die Wärmepumpe abgeschaltet hat. Nach dem Abschalten der Wärmepumpe fließt die Wärme aus dem Wasser in das PCM und schmilzt dieses weiter auf. Das heisst, der Speicher könnte weiter Wärme aufnehmen. In dieser Situation hätte eine weitere Überladung jedoch keinen Sinn, da die Wärme gar nicht mehr benötigt wird.

Aus obigen Untersuchungen lassen sich folgende Schlüsse ziehen

1. Das Bottleneck ist die Wärmeentzugsleistung. Die Wärme kann nicht mehr genügend schnell aus dem PCM in das Wasser nachfliessen, d.h. die Wärmepumpe schaltet nicht wieder ein, weil zu wenig Energie im Speicher ist, sondern weil diese Energie zu lange braucht, um aus dem PCM ins Wasser zu gelangen und dadurch nicht genügend Temperatur zur Verfügung steht.
2. Das gleiche Bottleneck ist auch bei der Beladung erkennbar. Das Wasser, welches durch den Fühler gemessen wird, erreicht zwar die Solltemperatur und die Wärmepumpe schaltet aus. Die Wärme ist aber noch nicht vollständig in die PCM-Kapseln geflossen, d.h. wenn mit kleiner Leistung weiter Wärme in den Speicher gebracht wird, kann dieser weiter beladen werden, ohne dass die maximale Temperatur überschritten wird. Begrenzend dabei ist jedoch die minimale Leistung der Wärmepumpe, also die minimale Drehzahl, abzüglich der vom Heizkreis gleichzeitig bezogenen Leistung. Im Datenblatt der Wärmepumpe sind keine detaillierten Leistungsangaben, nach eigener Schätzung liegt die minimale thermische Wärmepumpenleistung A5/B60 bei ca. 3 kW bei einer elektrischen Leistung von ca. 1.7 kW.

3. In einer optimierten Regelstrategie wird die Beladeleistung der Wärmepumpe vor Erreichen der Ladeschlusstemperatur kontinuierlich reduziert. Die Wärmepumpe liefert mit minimaler Leistung so lange Sonne verfügbar ist, damit die Wärme nicht vom Heizkreis aus dem Speicher gezogen wird. Die Wärme im Speicher hat damit Zeit, aus dem Wasser ins PCM zu fließen und die Kapazität kann damit erhöht werden.
4. Die Regelstrategie sollte auch einen Ausschaltpunkt der Eigenstromoptimierung umfassen. In der Übergangszeit wird sonst der Speicher unnötig oft geladen, obwohl die Wärme gar nicht benötigt wird, siehe auch Abbildung 11.

Die ersten beiden Punkte hinsichtlich Wärmeübergang werden mit der neuen COWA Compact Cell (siehe unten) adressiert. Eine optimierte Regelstrategie kann am Pilotprojekt in Pany nicht getestet werden, da die Wärmepumpensteuerung dies nicht zulässt.

Schaltverhalten und Arbeitszahlen der Wärmepumpe

Während HP2 ist aufgefallen, dass die Laufzeiten der WP mit PCM-Speicher nicht wie erwartet gestiegen, sondern sogar abgesunken sind, und es wurden auch mehr Schaltungen der WP verzeichnet. Dies deutet darauf hin, dass der PCM-Speicher zu erhöhtem Takten geführt hat. Zunächst scheint dies kontraintuitiv, da die Speicherkapazität um das Zweifache erhöht wurde. In den kalten Monaten wird auch der PCM-Speicher gleitend betrieben. Das bedeutet, dass das Potential des PCM nicht ausgenutzt werden kann. Da bei gleitendem Betrieb das PCM in fester Form vorliegt, sinkt die mögliche Entladeleistung des Speichers, weil die feste Phase des PCM länger als Wasser benötigt, um dieselbe Energiemenge abzugeben. Da nun der Wassergehalt im Speicher gesunken ist, sinkt auch die relative Speicherkapazität bei gleitendem Betrieb. Der Verbraucher merkt davon nichts, weil einfach der Massenstrom und/oder die Temperaturentladung des Wärmeträgers ins Gebäude erhöht wird. Für die WP bedeutet dies jedoch ein häufigeres Einschalten, um das Temperaturniveau wieder bereitzustellen.

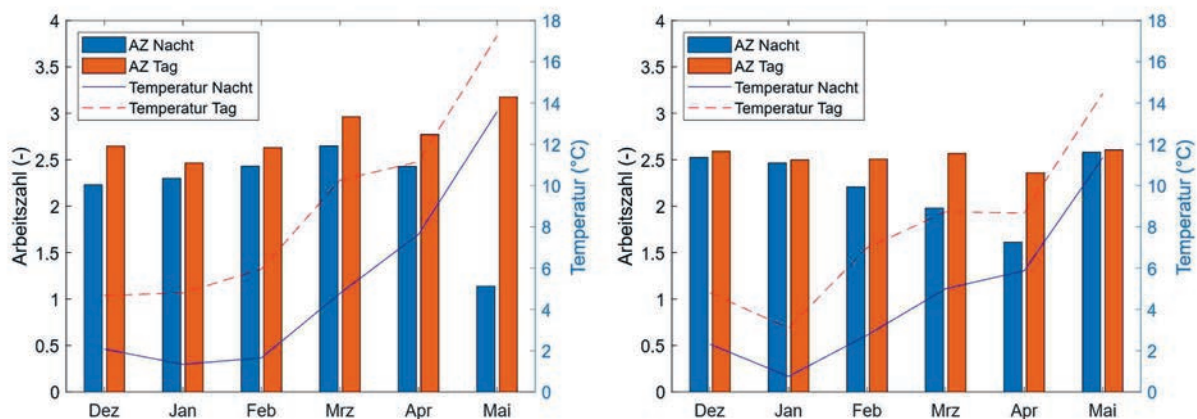


Abbildung 12: Monatsarbeitszahl Heizen (Systemgrenze JAZ) und der Aussentemperatur mit Unterscheidung Tag und Nacht (links: HP1, rechts: HP2).

Der Verdampfer befindet sich gut geschützt an der südlichen Fassade. Dadurch werden bei Besonnung höhere Lufttemperaturen als in der Umgebung erreicht. Um diesen Umstand auszunützen, ist eine Nachtabsenkung einprogrammiert, welche zwischen 20:30 Uhr und 6:30 Uhr angewendet wird. Die Abbildung 12 zeigt die Monatsarbeitszahlen der Wärmepumpe im Heizbetrieb und die Aussentemperatur mit Unterscheidung zwischen Tag und Nacht. Der Tag-Nacht Unterschied ist in HP2 kleiner als in HP1.

In Abbildung 13 wird sichtbar, dass der Unterschied der Heizwärmeproduktion zwischen Tag und Nacht, vor allem in den kalten Monaten (Dezember, Januar, Februar), kleiner ist in HP2 als in HP1. Dies liegt an dem Effekt der tieferen sensiblen Speicherkapazität. Dieser Effekt führt dazu, dass die Regelung öfter gezwungen ist, die WP auch in der Nacht laufen zu lassen, damit die Temperatur im Speicher gehalten werden kann. Beim sensiblen Wasserspeicher wird in den wärmeren Monaten die WP häufiger in der Nacht eingeschaltet. Dies dreht sich beim latenten PCM-Speicher um. Da in den wärmeren Monaten allgemein weniger Heizwärme gebraucht wird, wird der Speicher auch weniger schnell entladen und kann somit die Wärme über die ganze Nacht zur Verfügung stellen, ohne die WP einschalten zu müssen. Für den Frühling und folglich auch den Herbst scheint dies beim Wasserspeicher nicht der Fall zu sein. Denn in HP1 musste die WP zu einem grösseren Anteil auch bei Nacht einschalten.

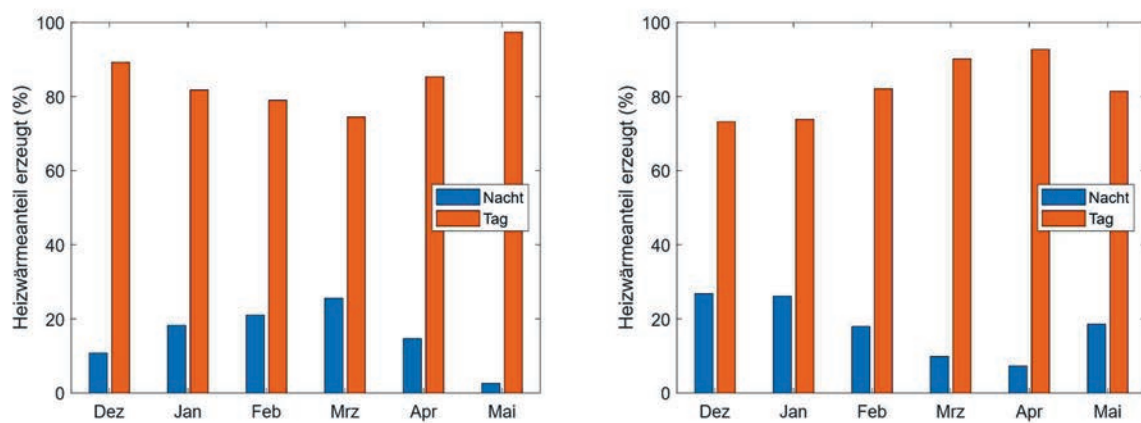


Abbildung 13: Erzeugter Heizwärmeanteil, unterschieden nach Tag und Nacht (links: HP1, rechts: HP2).

Dies ist eine mögliche Stellschraube, an der der PCM-Speicher optimiert werden kann. Die Schmelztemperatur des PCM spielt dabei eine zentrale Rolle. Wenn diese zu hoch ist, muss die WP eine zu hohe Senktemperatur bereitstellen und kann nicht von einem potenziellen Effizienzgewinn profitieren. Wenn hingegen die Schmelztemperatur zu niedrig ist, kann der Speicher nie von der latenten Wärme profitieren und ist während der meisten Zeit ein sensibler Speicher.

Strategiewechsel bei Cowa

Anfang des Jahres 2024 wurde im Verwaltungsrat von Cowa entschieden, die Vermarktung und Produktion der CowaCaps per sofort einzustellen. Die Gründe dieses Entscheids waren:

1. Zu geringes Skalierungspotential des Produktes, da spezielle Pufferspeicher mit Füllöffnungen benötigt werden. Dies führte bei der Vermarktung zu grossen Einschränkungen der potentiellen Geschäftspartner. Ein Nachrüsten in bestehende Puffer wurde ebenfalls geprüft, aber als nicht wirtschaftlich befunden.
2. Haarrisse im Kapseldeckel führten zu Ausschuss in der Grössenordnung von $< 1\%$. Für einen sicheren Betrieb über die Lebensdauer wären aber $< 0.1\%$ nötig gewesen. Dies und die Unsicherheit, was Risse ohne Leckage für die Lebensdauer bedeuten, hätten sehr grossen Mehraufwand in der Produktion für die Qualitätskontrolle, sowie sehr intensive Tests bedeutet. Dies wurde als zu risikobehaftet und kostspielig bewertet.

3. Die Arbeit an Cowas neuem Produkt, der Compact Cell, war bereits weit genug fortgeschritten, um einen relativ schnellen Wechsel zu ermöglichen. Das Produkt wurde ursprünglich mit Fokus auf Trinkwassererwärmung entwickelt, ist aber auch für den Einsatz als Pufferspeicher oder in der Kombination geeignet (siehe unten).

Die Cowa Compact Cell

Cowa COMPACT Cells [1] sind hochkompakte Wärmespeicher befüllt mit Phasenwechsel-Material. Dank der Cowa-Technologie sind die Speicher kompakter und leistungsfähiger als vergleichbare Wasserspeicher und sind zudem einfach zu installieren. Das Konzept basiert auf einem Wärmetauscher umgeben von PCM, verpackt in einem Gehäuse mit exzellenter Wärmedämmung.

Tabelle 3: Technische Daten des neuen Cowa-Speichers "Compact Cell".

Compact Cell	45-400	58-400	
Breite	600		mm
Tiefe	340		mm
Höhe	1400		mm
Gewicht (Prototyp)	215		kg
Speicherkapazität vollgeladen	11	13	kWh
Wasser-Äquivalent	350	-	l
Zapfvolumen V40	-	400	l
Speicherkapazität pro m ³	75	-	kWh/m ³
Wärmeverluste Energielabel C	70	80	W
Druckverlust bei max. Volumenstrom	50	-	kPa
Möglicher Volumenstrom Entladekreis	20	20	l/min
Möglicher Volumenstrom Ladekreislauf	30	20	l/min
Minimaler Betriebsdruck	1.5	1.5	bar
Maximaler Betriebsdruck	-	8	bar
Maximale Betriebstemperatur	-	75	°C



Durch die zwei Wärmetauscher-Wasserkreisläufe ermöglicht das Produkt die Beladung über eine Wärmepumpe und die Nutzung als Warmwasserspeicher und mit dem zweiten Kreis als Hygienekreislauf für Trinkwarmwasser. Bei Nutzung als Pufferspeicher werden beide Kreisläufe für minimierte Druckverluste und maximale Übertragungsleistung parallel verschaltet. Weiter kann das System als Kombispeicher oder klassisch als Pufferspeicher mit TWW-Speicher betrieben werden, letztere Lösung wird im Weiteren genauer beschrieben.

Beide Zellen werden nach Wärmepumpensystemmodul Schema 1.6 wie in Abbildung 14 gezeigt verschaltet. Der Speicher ist äusserst platzsparend und entspricht vollgeladen einem wasserbasierten Speicher mit rund 350 l Nennvolumen. Durch die kompakte, kubische Formgebung und dank den oben angebrachten Anschlüssen können die Zellen parallel nach Tichelmann zusammengeschaltet werden, um die Speicherkapazität modular und platzsparend zu erweitern. Im gleitenden Betrieb gemäss Heizkurve übernimmt die Cowa COMPACT Cell 45 die Funktion einer hydraulischen Trennung zwischen Wärmepumpe und Wärmeabgabe wie ein herkömmlicher Parallel-Pufferspeicher. Zudem reicht die passive Kapazität im sensiblen Bereich zweier Zellen aus, um genügend Energie für den Enteisungsprozess bereitzustellen.

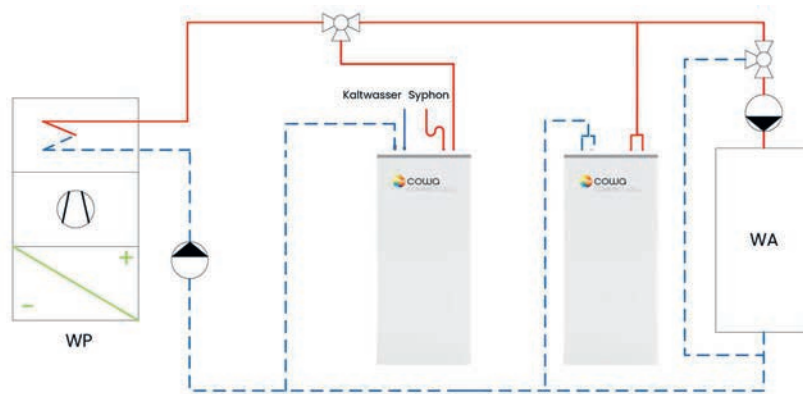


Abbildung 14: Hydraulikschema der Compact Cell 45 mit Compact Cell 58 als TWW-Speicher (WPSM 1.6) [2].

Theoretische Einbindung in Pany

Um die gewünschte Kapazitätserhöhung für den Piloten zu erreichen, wären 2-3 Pufferzellen, sowie 1-2 Warmwasserzellen wünschenswert. Die benötigte Grundfläche dafür wäre 0.6 m² bis 1 m², was eine bedeutende Platzeinsparung im Heizungsraum wäre und die Möglichkeit für alternative Nutzungen eröffnen würde. Die Zellen würden dabei nach Tichelmann parallel eingebunden. Abbildung 15 zeigt an zwei realen Kundenbeispielen, wie so ein Speichersystem installiert und platzsparend im Heizungskeller eingebunden werden kann. Links ist eine Puffer/TWW-Zelle eingebaut und im rechten Bild sind drei Pufferzellen installiert.



Abbildung 15: Zwei Installationsbeispiele von Pilotanlagen, umgesetzt in Q3 2024: Warmwasser- und Pufferspeicher (links) sowie drei Pufferspeicher (rechts).

Auswirkung auf das Projekt

Der Strategiewechsel hat auf den direkten Verlauf des Projektes keinen Einfluss. Die grundlegenden Erkenntnisse zur PCM-Technologie können auf die neuen Speicher übertragen werden und mit Simulationen können auch Aussagen über die Performance der neuen Speicher in Pany getroffen werden. Für die Aussagen zur Wirtschaftlichkeit der Technologie müssen die Erkenntnisse auf die neuen Speicher übertragen werden, was problemlos möglich ist. Insgesamt ist das Projekt und die resultierenden Erkenntnisse noch immer relevant für Cowa und trägt zur erfolgreichen Kommerzialisierung der PCM-Technologie bei.

Zusammenfassung und Ausblick

Im P&D Projekt wurde ein neuartiges PCM Speicherkonzept, bei dem bestehende Heizungs-Pufferspeicher mit makroverkapselten PCM nachgerüstet werden können, um damit den PV-Eigenverbrauch in Kombination mit Wärmepumpe zu steigern. Die erste Heizperiode diente als Referenz mit Wasserspeicher. In Heizperiode 2 und 3 konnte eine deutliche Steigerung des Eigenverbrauchs und der Heizautarkie festgestellt werden, womit zwei der KPI der Projektziele erreicht wurden. Allerdings kann der Anteil der PCM an die Steigerung nicht quantifiziert werden, da auch die Betriebsbedingungen, insbesondere die Hausbelegung, über drei Heizperioden variieren. Die Analyse von Tagesgängen des PCM und Wasserspeichers bestätigen aber die deutlich höhere Speicherkapazität der PCM im Bereich von 10-80%, allerdings auch eine Limitierung der Be- und Entladeleistung durch limitierten Wärmeübergang zwischen Wasser und PCM, so dass über angepasste Wärmepumpenregelung die Speicherkapazität noch besser genutzt werden kann, was eine weitere Erhöhung der KPIs bewirken kann. Die Steigerung der JAZ konnte in den Heizperioden nicht nachgewiesen werden, allerdings bestehen hierfür ebenfalls Potenziale in der Regelstrategie, die aufgrund von Limitierung der installierten Wärmepumpe nicht in der P&D Anlage getestet werden konnten.

Nach drei Heizperioden wurde bei Cowa ein Strategiewechsel und Übergang auf einen reinen PCM-Speicher beschlossen, der als Cowa Compact Cell parallel entwickelt worden ist. Aktuell wird die Compact Cell für rund 4000.- CHF an Endkunden vertrieben. Dies hätte Kosten von 12'000 – 20'000 CHF für 3 – 5 Zellen zur Folge. Im Vergleich wurde die Kapselfüllung für den 800 Liter Speicher mit ca. 4000.- CHF beziffert. Dies würde schätzungsweise 10'000.- Franken Gesamtkosten mit dem Pufferspeicher und TWW-Speicher zur Folge haben. Die Compact Cell Lösung ist momentan also noch etwas teurer, bietet aber eine deutlich einfachere und platzsparendere Installation.

Die aktuelle Entwicklungsrichtung von Cowa zielt auf Kostenreduktion des PCM-Materials durch Skalierungseffekte und verbesserte Rezepturen. Der wichtigste Entwicklungspfad für die Kostenreduktion auf Speichersystemebene stellt die Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit der PCM dar, da dies die Verwendung von alternativen Wärmeübertragungskonzepten ermöglicht. Aktuell wird geschätzt, dass die aktuellen Produkte mit der nächsten Generation an PCM und Wärmeübertragern zu einem Preis von 1000 – 2000 CHF angeboten werden können. Damit wären die Produkte mit aktuellen Puffer- und Trinkwarmwasserspeichern konkurrenzfähig.

Quellen

- [1] Cowa thermal solutions AG, Datenblatt Cowa Compact Cell Kombi, download unter cowa-ts.com/uploads/files/Produkte/CompactCell_Kombi_Datenblatt_DE_WEB.pdf, abgerufen am 14.4.2025.
- [2] Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, Wärmepumpensystemmodul, Funktionsschemata, download unter <https://www.wp-systemmodul.ch/files/Downloads%20DE/Installateure-2021/Funktionsschemata-20200425.pdf>, abgerufen am 14.4.2025.

News aus der Wärmepumpen- Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 44
--	---	----------

Robert Haberl, Vera Gütle, Michel Y. Haller, OST – Ostschweizer Fachhochschule,
SPF Institut für Solartechnik

BFE F&E Projekt SI/502673 EffPlusWW (in Bearbeitung 2023-2026)

Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen im MFH: Einstufen- vs. Mehrstufen-Ladung

Zusammenfassung

Um verschiedene Beladestrategien von Warmwasserspeichern und WW-Zirkulation mit Wärmepumpen zu untersuchen, wurde ein System, bestehend aus einer Sole-Wasser Wärmepumpe, einem Edelstahlspeicher sowie allen hydraulischen Komponenten auf einem Prüfstand im dynamischen Betrieb gemessen. Die getesteten Ladestrategien waren eine Einstufen-Ladung in verschiedenen Varianten sowie eine Mehrstufen-Ladung.

Die Resultate zeigen, dass mittels der Mehrstufen-Ladung eine deutlich tiefere mittlere Wärmepumpentemperatur benötigt wird als in der Einstufen-Ladung, um einen identischen Komfort zu erzielen. Einhergehend mit den tieferen WP-Temperaturen ist auch ein deutlicher Effizienzvorteil zu sehen: Während die Systemarbeitszahl in den verschiedenen Einstufen-Varianten etwa 2.0 betrug, erreicht die Mehrstufen-Ladung eine Arbeitszahl von 2.4.

Für alle Beladevarianten führt die WW-Zirkulation mit Rücklauftemperaturen von mindestens 55 °C zu Effizienzeinbussen des Systems, da jeweils eine vorzeitige Nachladung des gesamten Speichervolumens auf über 60 °C nötig war.

Résumé

Afin d'étudier différentes stratégies pour le chargement de réservoirs d'eau chaude équipés de pompes à chaleur, ainsi que pour la circulation de cette eau, un système composé d'une pompe à chaleur saumure-eau, d'un réservoir en acier inoxydable et de tous les composants hydrauliques a été mesuré sur un banc d'essai en fonctionnement dynamique. Les stratégies de chargement testées étaient différentes variantes d'un chargement en une étape et d'un chargement en plusieurs étapes.

Les résultats montrent qu'avec le chargement en plusieurs étapes, une température moyenne de la pompe à chaleur nettement plus basse est suffisante pour obtenir un confort identique. Cette baisse de température de la PAC s'accompagne d'un net avantage en termes d'efficacité : Alors que le coefficient de performance du système était d'environ 2,0 dans les différentes variantes de chargement en une étape, le chargement en plusieurs étapes atteint un coefficient de 2.4.

Pour toutes les variantes, la circulation de l'eau chaude sanitaire avec des températures de retour d'au moins 55 °C, entraîne une perte d'efficacité du système, car, dans ce cas, un rechargement prématuré de l'ensemble du volume de l'accumulateur à plus de 60 °C devient nécessaire. Le chargement en plusieurs étapes est donc plus efficace que le chargement en une étape.

Ausgangslage

Auf Grund der erforderlichen Dekarbonisierung der Wärmeversorgung werden Wärmepumpen (WP) für die Warmwassererwärmung immer wichtiger, und mit zunehmend wärmegeprägten Gebäuden steigt der Anteil des Warmwassers (WW) am Wärmebedarf von Gebäuden. Jedoch sind die aus hygienischen Gründen relativ hohen Anforderungen an die Temperaturen der WW-Bereitung und -Verteilung (insbesondere auf Grund von Massnahmen gegen Legionellen [1,2]) mit heutigen Wärmepumpen-Konzepten nicht ohne weiteres zu erfüllen. Sowohl Felduntersuchungen [3,4] als auch Labor-Resultate [5] zeigen, dass die Effizienz der Warmwasserbereitung mit WP oft sehr weit hinter den technischen Möglichkeiten zurück liegt.

Es besteht eine Vielzahl möglicher Ladekonzepte wie zum Beispiel Beladung durch interne oder externe Wärmeübertrager (WÜ), Einstufen- oder Mehrstufen-Ladung, sowie Frischwassermodultechnik in Kombination mit Pufferspeichern. Zudem werden die Möglichkeiten für Effizienzgewinn durch bessere Speicherschichtung und durch einen verbesserten Umgang mit dem Zirkulationsrücklauf noch nicht ausreichend verstanden und genutzt.

Eine fundierte Bewertung verschiedener System-Konzepte, welche sowohl das Kriterium der Effizienz als auch das Kriterium der Hygiene (erreichte Temperaturen, Vermeidung von Temperaturen im kritischen Bereich) berücksichtigt, gibt es bisher nicht.

Im durch das Schweizerische Bundesamt für Energie (BFE) geförderten Projekt EffPlusWW (BFE-Vertragsnummer: SI/502673-01 und SI/502677-01) werden unter anderem verschiedene Standardsysteme zur Warmwasserbereitung für Mehrfamilienhäuser mit Warmwasserzirkulation unter identischen Randbedingungen getestet und verglichen.

Im hier vorliegenden Beitrag liegt der Fokus auf Warmwasserspeichern zur Beladung mittels externem WÜ. Bei der Beladung der Speicher wird prinzipiell zwischen der Einstufen- und der Mehrstufen-Ladung unterschieden.

Temperaturverlauf Einstufen-Ladung

Bei einer Einstufen-Ladung wird im Vorlauf der Beladung die Zieltemperatur bereits zu Beginn der Beladung erreicht. Hierdurch erfolgt der Eintritt des erwärmten Wassers direkt ins Spitzendeckungsvolumen. Für die Einstufen-Ladung werden zwei verschiedene Regelstrategien unterschieden:

- Bei der **Einstufen-Ladung mit Drosselregelung (ESD)** muss der Volumenstrom primär- und sekundärseitig über den WÜ geregelt werden, um je nach Rücklauf immer die richtige Zieltemperatur erreichen zu können. Primärseitig erfolgt die Regelung über die Drehzahl der Pumpe, sekundärseitig zusätzlich über ein Drosselventil.
- Bei der **Einstufen-Ladung mit Beimischschaltung (ESB)** wird über ein elektronisch geregeltes Mischventil zwischen Vor- und Rücklauf des Speichers die Rücklauftemperatur erhöht¹. Dadurch kann der Volumenstrom über den WÜ relativ hoch sein. Sekundärseitig erfolgt die Regelung über die Drehzahl der Pumpe.

¹ Die Beimischung könnte auch primärseitig erfolgen. Der Vorteil wäre das Sicherstellen eines hohen Massenstromes der Wärmepumpe in jedem Betriebszustand. Die für das Projekt gewählte Wärmepumpe hat aber das nötige Mischventil nicht integriert. Im Feld häufigste Umsetzung ist die sekundärseitige Umsetzung, wie sie auch im Projekt umgesetzt wird.

Bei der idealen Einstufen-Ladung ergibt sich eine Kolbenströmung durch den gesamten Behälter. Im skizzierten Beispiel in Abbildung 1 ist ein Viertel des Speicher bei 55 °C, der Rest bei 10 °C.

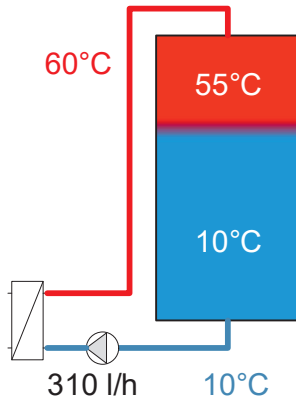


Abbildung 1: Konzept der Einstufen-Ladung: Das Wasser wird direkt auf die Solltemperatur angehoben, und oben in den Speicher geführt.

Bei einer Solltemperatur von 60 °C würde also im ersten Schritt ein Temperaturhub von 10 °C auf 60 °C gefahren. Mit einer 18 kW WP wäre dazu ein Volumenstrom von 310 l/h nötig. Erst zum Ende der Beladung kommt warmes Wasser (das schon zu Beginn 55 grädige Wasser) am Speicher unten an und die Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe steigt. Im Weiteren würde dann das über die Kolbenströmung nach unten gedrückte Wasser mit einem Massenstrom von 3090 l/h von 55 auf 60 °C angehoben.

Über den gesamten Beladeprozess wären die leistungsgewichteten Mittelwerte von Vorlauf, Rücklauf und der mittleren Temperatur aus Vor- und Rücklauf der Speicherladung (sekundärseitig des WÜ) 60 °C, 11.5 °C und 35.7 °C.

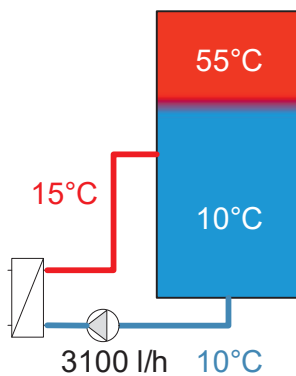


Abbildung 2: Konzept der Mehrstufen-Ladung: Das Wasser wird stufenweise erwärmt.

Temperaturverlauf Mehrstufen-Ladung

Bei der **Mehrstufen-Ladung (MS)** erfolgt die Beladung mit einer konstanten Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf des Speichers und hohem Volumenstrom über den WÜ. Der Speichereintritt erfolgt unterhalb des Spitzendeckungsvolumens in das Steuervolumen.

Im skizzierten Beispiel wären also zehn Schritte mit 5 K Differenz von 10 °C auf 55 °C nötig, bevor das gesamte Speichervolumen im letzten Schritt von 55 °C auf 60 °C angehoben wird.

Über den gesamten Beladeprozess wären die leistungsgewichteten Mittelwerte von Vorlauf, Rücklauf und der mittleren Temperatur aus Vor- und Rücklauf der Speicherladung (sekundärseitig des WÜ) 38.2 °C, 33.2 °C und 35.7 °C.

Bei idealer Ausführung und Regelung des Systems wäre bei der Einstufen-Ladung die mittlere Vorlauftemperatur tiefer und die Rücklauftemperatur höher. Aber: Egal ob eine Einstufen- oder Mehrstufen-Ladung, der Mittelwert aus Vor- und Rücklauf wäre bei beiden Laderegimes identisch.

Vorgehensweise

Testmethode und geprüftes System

Die Messungen wurden möglichst realitätsnah im dynamischen Betrieb durchgeführt. Dazu wurde ein System, bestehend aus einem Edelstahlspeicher, einer Sole-Wasser WP sowie allen für die hydraulische Einbindung benötigten Einbauten, auf einem Hardware-in-the-Loop (HiL) Teststand aufgebaut. In Abbildung 3 ist der Aufbau des Systems dargestellt. Der Prüfling hat jeweils Schnittstellen zum Prüfstand, den sogenannten Emulatoren. Diese stellen entsprechend der Vorgabe Wärme oder Kälte bereit. Die Zapfung von Warmwasser erfolgt über Emulator DL. Dieser konditioniert das Kaltwasser auf die Solltemperatur und regelt den Zapfvolumenstrom entsprechend der Vorgabe aus dem Zapfprofil. Verluste in der Zirkulationsleitung wurden über den Emulator ZL emuliert. Zusätzlich aufgebaut ist das Volumen einer Steigleitung, um die thermische Masse abzubilden. Emulator BL fungierte als Quelle der Wärmepumpe.

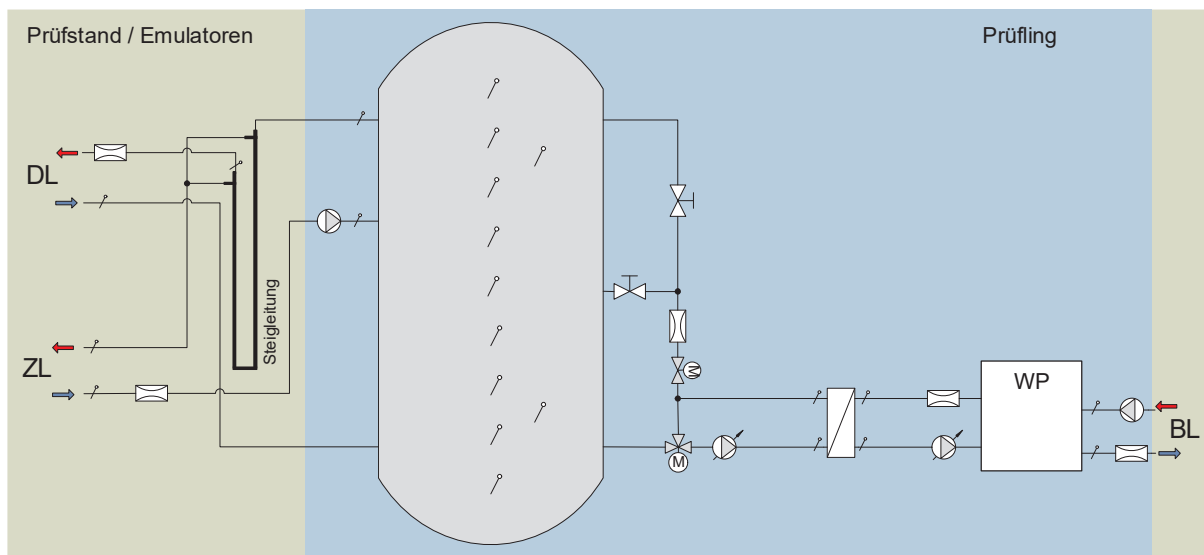


Abbildung 3: Messkonzept und hydraulische Einbindung des Speichers. Umschaltventile und Kugelhähne können für verschiedene Beladestrategien umgestellt werden.

Komponenten des geprüften Systems:

- Edelstahlspeicher
 - Nennvolumen 1'300 l
- Sole-Wasser WP
 - Kältemittel: R290
 - Invertergesteuert
 - Nennleistung: 18 kW
- Plattenwärmeübertrager
 - Leistung 20 kW
- Hydraulische Komponenten:
 - Drehzahlgeregelte Pumpen WP-Beladekreis
 - Drosselventil + Mischventil
- Zirkulationspumpe + Strangregulierungsventile

Randbedingungen

Es wurde ein Referenzgebäude zur Definition des WW-Bedarfes sowie zur Auslegung der Zirkulationsleitungen verwendet. Das Gebäude ist ein Mehrfamilienhaus (MFH) mit 6

Wohnungen [6]. Die Auslegung des Wärmebedarfs erfolgte nach dem Vernehmlassungsentwurf der SIA 385-2:2023-07. Gemäss der Auslegung ergibt sich ein Wärmebedarf von total 70 kWh/d (vgl. Abbildung 4). Der Anteil «WW-Bedarf» und «Ausstossverluste» wurde als Zielwert zur Definition des Testprofils verwendet.

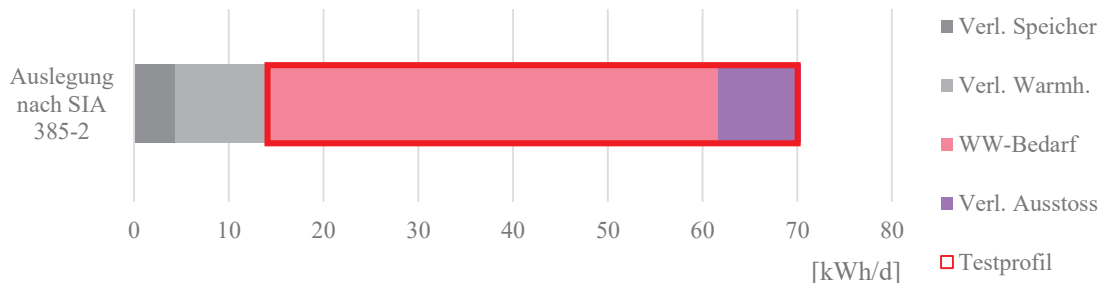


Abbildung 4: Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung im Referenzgebäude gemäss der Auslegung nach SIA 385-2.

Das 24h-Zapfprofil wurde mit der Software dhwCalc [7] geniert und für die Umsetzung am Prüfstand aufbereitet. Abbildung 5 zeigt den kumulierten Energiebedarf ohne Ausstossverluste und die Volumenströme der einzelnen Zapfungen. Die Ausstossverluste wurden anteilmässig auf die Zapfungen aufgeschlagen.

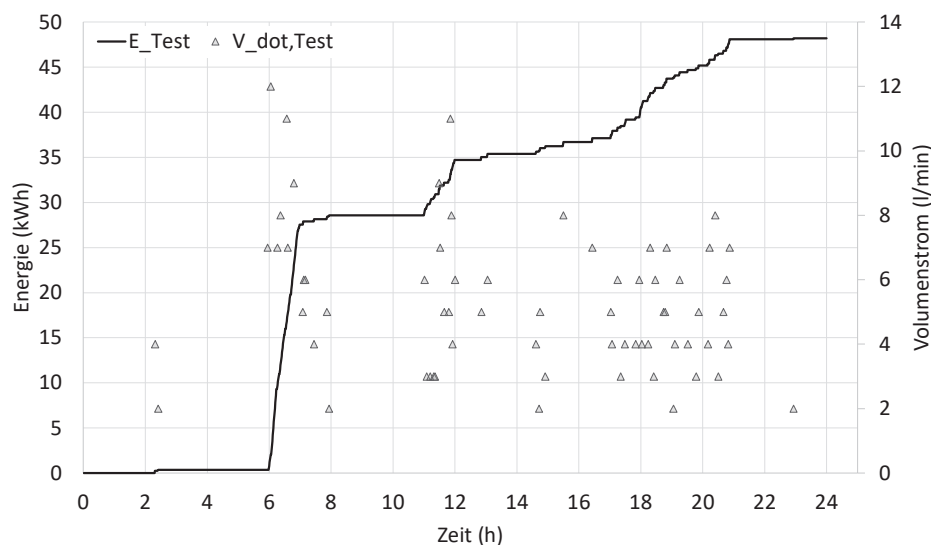


Abbildung 5: Warmwasser-Zapfprofil für die Umsetzung am Prüfstand.

Passend zum Zapfprofil wurden auch die Randbedingungen der Zirkulation definiert, wobei zum einen Vorgaben zu Ausstosszeiten etc. aus Normen berücksichtigt wurden und zum anderen auf Felddaten zu Warmhalteverlusten [8] zurückgegriffen wurde. Die durch den Prüfstand emulierten Verluste zur Warmhaltung betragen 500 W bzw. 12 kWh/d und sind somit höher als nach der oben beschriebenen Auslegung.

Die Temperatur der Erdsonden-Wärmequelle wurde auf eine Mitteltemperatur aus Vor- und Rücklauf von 5 °C eingestellt.

Mess- und Kenngrössen

Die Anlage wurde, wie in Abbildung 3 zu sehen, mit diversen Messpunkten ausgestattet, die eine umfassende qualitative und quantitative Beurteilung erlauben.

Die zur Bestimmung der Nutzwärme wichtigen thermischen Grössen werden jeweils mit eingetauchten Temperaturfühlern im Vor- und Rücklauf sowie mit einem Massenstrommessgerät erfasst. Aus diesen Werten wird sekundlich die Leistung $\dot{Q}$ berechnet, die wiederum zu Energien Q aufkumuliert wird:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot [h(\vartheta_{in,i}) - h(\vartheta_{out,i})] \quad \text{Formel 1}$$

$$Q = \sum \dot{Q} \cdot \Delta t \quad \text{Formel 2}$$

Die Messung der Speichertemperatur wurde über ein Fühlerband durchgeführt, welches mit Anlegefühlern auf die Aussenwand des Speichers aufgeklebt war.

Die Messung der elektrischen Leistung erfolgte galvanisch über eingebundene Messgeräte, wobei die Pumpen möglichst einzeln erfasst wurden.

Die Arbeitszahl der Anlage macht eine Aussage über die Effizienz des WW-Systems. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis der bezogenen Nutz-Energie Q_{WW} und der benötigten elektrischen Energie der Wärmepumpe $W_{el,WP}$. Hierbei ist $W_{el,WP}$ die benötigte elektrische Energie der WP inklusive benötigter Hilfsenergie für die primär- und sekundärseitigen Senkenpumpen, die Quellenpumpe, sowie die Regelung.

$$AZ_{Anlage} = \frac{Q_{WW}}{W_{el,WP}} \quad \text{Formel 3}$$

Die Arbeitszahl der Wärmepumpe ergibt sich wie folgt:

$$AZ_{WP} = \frac{Q_{WP}}{W_{el,WP}} \quad \text{Formel 4}$$

Testablauf

Ein Testzyklus läuft über 24 h. Hierbei wurde das beschriebene Zapfprofil durch den Prüfstand auf den Speicher emuliert. Da das System eine gewisse Zeit benötigt, um sich einzuschwingen wurde der Testzyklus so lange wiederholt bis nur noch eine vernachlässigbare Speicheränderung zwischen Beginn und Ende eines 24 h-Zyklus vorhanden war. Folglich ist der Energieinhalt im Speicher am Anfang und Ende des Testzyklus nahezu identisch. Zur Bestimmung der Speicheränderung wurde die mittlere Speichertemperatur, am Anfang und am Ende des 24 h-Zyklus über die Anlegefühler am Speicher, ermittelt.

Des Weiteren war das Einhalten der hygienischen Anforderungen an die Warmwasserbereitung Voraussetzung für das Bestehen eines Tests. Die hygienischen Anforderungen sind in der SIA 385/1 festgelegt. Gemäss der Norm muss die Temperatur in warmgehaltenen Trinkwasserleitungen mindestens 55 °C betragen und darf nur kurzfristig während der Beladung oder bei grossen Warmwasserentnahmen unterschritten werden. Erreichte ein System die Zieltemperatur

nicht, wurde der Test wiederholt und die Solltemperatur im Speicher erhöht, bis die Bedingung erfüllt waren.

Resultate

Die Resultate der Messungen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Gezeigt werden die Daten der Einstufen-Ladung mit Beimischschaltung (ESB) sowie mit Drosselschaltung (ESD), jeweils vor und nach einer Betriebsoptimierung (-O) sowie die Daten der Mehrstufen-Ladung (MS).

Tabelle 1: Resultate der Messungen. ESB = Einstufen-Ladung mit Beimischschaltung; ESD = Einstufen-Ladung mit Drosselschaltung; MS = Mehrstufen-Ladung; -O = Betriebs-Optimierung.

Test		ESB	ESB-O	ESD	ESD-O	MS
WW-Solltemperatur	[°C]	60	60	60	62	62
Hysterese	[K]	4	4	4	6	6
Warmwasserbedarf	[kWh]	57.1	59.4	57.8	57.0	57.3
Warmhalteverluste	[kWh]	12.0	12.0	12.0	12.2	12.0
Verluste Speicher+Hydraulik	[kWh]	11.7	14.3	13.1	15.7	13.5
Wärmelieferung	[kWh]	80.6	85.7	82.9	85.3	83.0
el. Energie WP	[kWh]	27.1	26.8	27.0	26.3	21.4
el. Energie Pumpen	[kWh]	2.0	2.1	1.6	2.0	2.6
Laufzeit WP	[hh:mm]	5:33	6:43	4:41	5:28	4:16
Mittlere Speichertemperatur	[°C]	56.0	55.4	56.9	53.6	56.2
Mittlere Zirkulationstemperatur	[°C]	56.7	56.6	56.8	58.1	56.7
Mittlere VL-Temp. WP (gewichtet)	[°C]	59.9	59.3	59.8	63.1	48.1
Mittlere Temp. WP (gewichtet)	[°C]	57.8	57.2	55.3	54.9	45.9
Arbeitszahl WP	[-]	2.8	3.0	2.9	3.0	3.5
Arbeitszahl System	[-]	2.0	2.1	2.0	2.0	2.4

Die System-Arbeitszahl der Beladung mit Mehrstufen-Ladung ist mit einem Wert von 2.4 deutlich höher als in den Einstufen-Ladungs-Varianten mit 2.0 bis 2.1. Auch die Arbeitszahl WP ist bei der MS mit 3.5 deutlich höher als in den ES-Varianten.

Mittlere Vorlauftemperatur der WP

In Abbildung 6 sind Energie-Temperatur Diagramme der Varianten ESB-O, ESD-O sowie MS zu sehen. Dazu wurde die gelieferte oder bezogene Energie nach der Temperatur geordnet aufgetragen. Bei der Beladung durch die WP ist ein deutlicher Unterschied im Temperaturverlauf bei den verschiedenen Varianten zu sehen:

- ESB-O: Die primärseitige Spreizung der WP während der Beladung ist etwa 5 K. Mit der Solltemperatur von 60 °C liegt die mittlere WP-Temperatur während dem grössten Teil der Beladung bei etwa 58 °C, über die gesamte Betriebszeit bei 57 °C (vgl. Tabelle 1).
- ESD-O: Über weite Strecken der Beladung tiefere Rücklauftemperatur (von etwa 40 °C) bzw. eine grössere Spreizung als mit Beimischschaltung. Allerdings steigt zum Ende der Beladung die Vorlauftemperatur auf fast 70 °C (vgl. auch Abbildung 7). Über die gesamte Beladung betrug die nach Leistung gewichtete, mittlere WP-Temperatur 55 °C.
- MS: Mit der Mehrstufen-Ladung konnte die tiefste mittlere WP Temperatur (nach Leistung gewichtet) erreicht werden. Die Spreizung liegt bei 5 K, die mittlere WP-Temperatur über die gesamte Betriebszeit ist 46 °C.

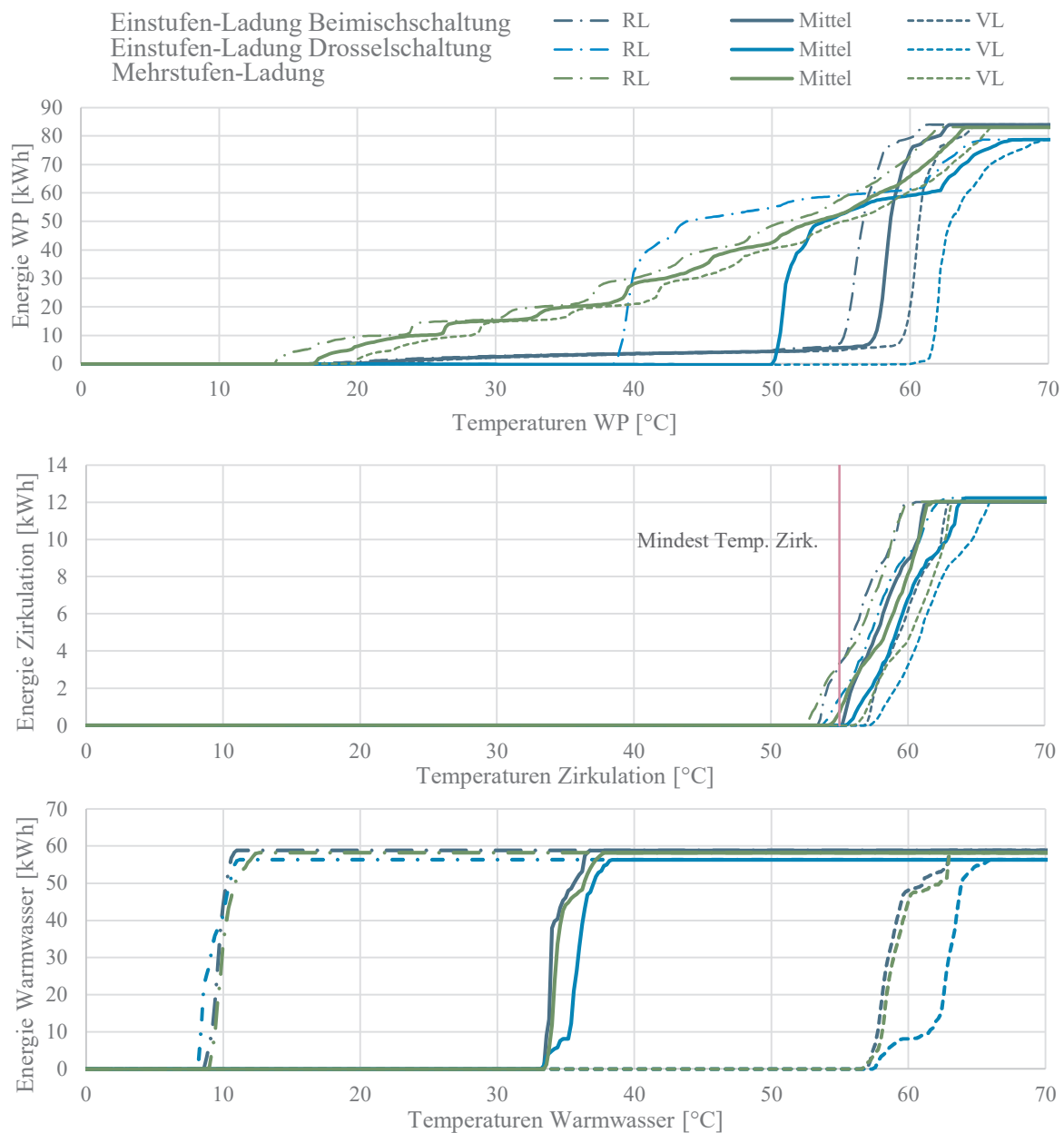


Abbildung 6: Energie-Temperatur Diagramm der Messungen mit ES- und MS-Ladung. Die Energie wird jeweils nach der Rücklauftemperatur (strichpunktierter Linie), der Vorlauftemperatur (gepunktete Linie) und der Mitteltemperatur (durchgezogene Linie) dargestellt.

Betriebsoptimierung

Bei der Einstufen-Ladung müssen die Kompressordrehzahl, die primäre Pumpendrehzahl und entweder die sekundäre Pumpendrehzahl in Kombination mit einem Drosselventil oder die Eintrittstemperatur des Wärmeübertragers durch Rücklaufbeimischung geregelt werden.

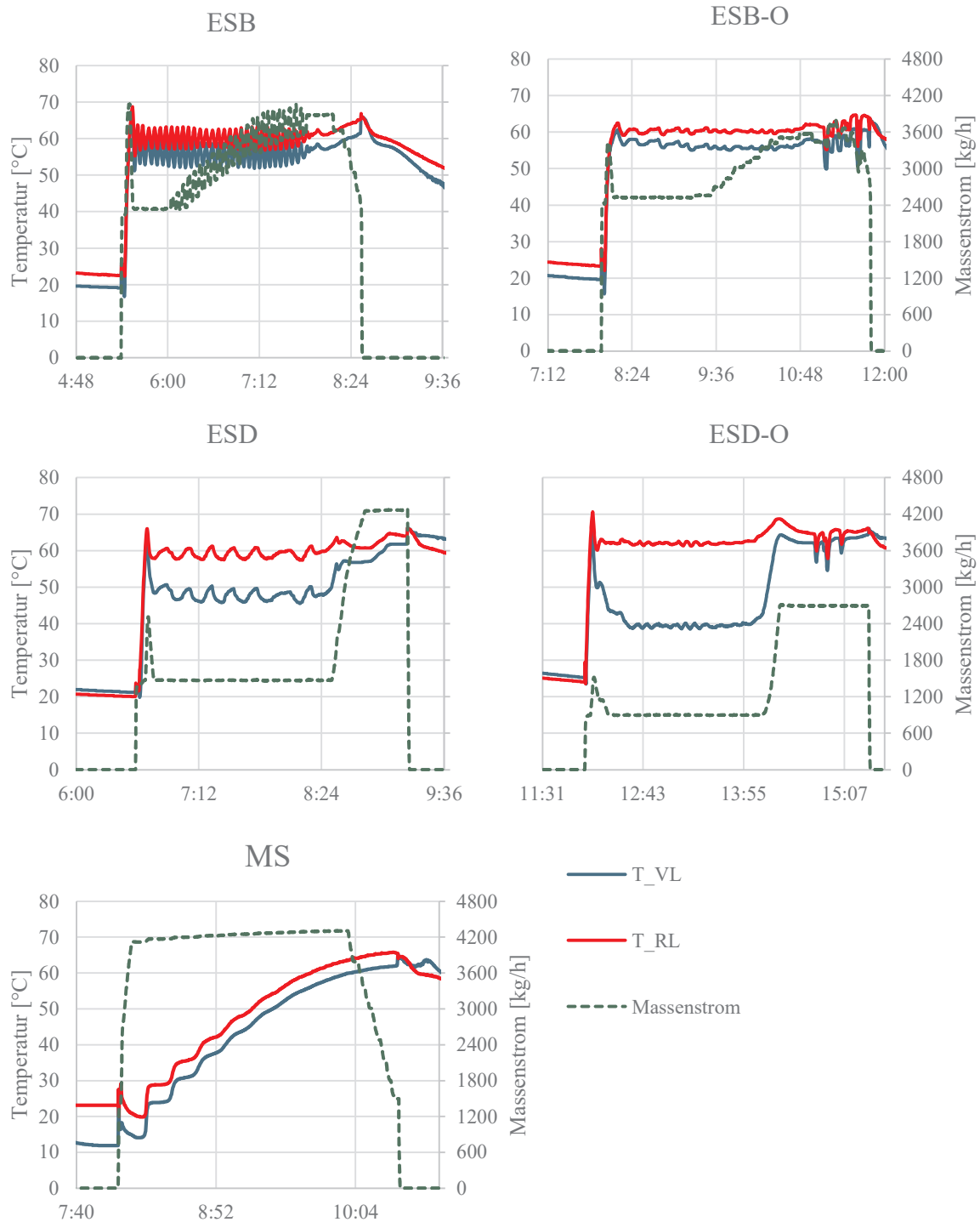


Abbildung 7: Temperaturverläufe jeweils eines Beladevorganges aus den Messungen. Gezeigt werden die primärseitigen Daten.

Das Zusammenspiel der Komponenten und Regler ist anspruchsvoll. Bei der Messung mit Rücklaufbeimischung trat mit den initialen Einstellungen der PID-Regler ein Überspringen der WP-Austrittstemperatur auf 70 °C auf, gefolgt von oszillierendem Verhalten der WP.

Auch bei der Drosselschaltung konnte ein schwingendes Verhalten der WP beobachtet werden. Die dadurch bedingten kurzzeitig hohen Vorlauftemperaturen können bei WPs die keine hohe Toleranz gegenüber hohen Temperaturen haben zu Hochdruckstörungen führen.

Die Mehrstufen-Ladung ist auch ohne Betriebsoptimierung stabil. Ein Überspringen ist praktisch ausgeschlossen, da im Beladekreis ausser der Wärmepumpe selber keine geregelten Komponenten vorhanden sind.

Einfluss der Zirkulation

Die Beladung des Speichers wird über zwei Sensoren geregelt. Der obere Sensor für die Einschaltbedingung der WP ist unterhalb der Stundenspitze bzw. unterhalb des Spitzendeckungsvolumens platziert. In allen Tests war die Einschaltbedingung 56 °C an dieser Position. Dies ist die tiefste Temperatur, bei der lediglich ein kurzzeitiges Unterschreiten der Zirkulationsrücklauftemperatur von 55 °C zu beobachten war.

Der Ausschalt-Sensor war am Speicher unten platziert. Die eingestellte Warmwasser-Solltemperatur betrug entweder 60 °C oder 62 °C (vgl. Tabelle 1), bei Erreichen dieser Temperatur am Ausschalt-Sensor wurde die Beladung beendet. In Abbildung 8 ist der Temperaturverlauf des Speichers während des 24-h Testzyklus für die Messungen ESB-O, ESD-O und MS zu sehen.

In der Beschreibung des Temperaturverlaufes einer idealen Einstufen-Ladung ist von einer Kolbenströmung durch das Speichervolumen die Rede. Bei der Entladung ergibt sich eine ebensolche Strömung von unten nach oben. Kaltes Wasser wird unten eingeschichtet und heisses Wasser oben entnommen. Eine Nachladung sollte dann erfolgen, wenn der sich ausbildende Thermoklin die Position des oberen Temperaturfühlers erreicht. Die Temperatur im Speicher oben sollte während der Entladung hoch bleiben. Eine Abkühlung des oberen Volumens erfolgt zum einen durch Wärmeverluste an die Umgebung, und zum anderen durch die Zirkulation. Im besten Fall wird der Rücklauf der Zirkulation unterhalb des Spitzendeckungsvolumen in den Speicher geführt, und sinkt anfangs in das darunterliegende Steuervolumen (Volumen zwischen den beiden Sensoren) ab, obwohl die Temperaturdifferenz des Zirkulationsrücklaufes zum Wasser an der Position des Speichers sehr klein ist.

In Abbildung 8 ist die Speichertemperatur, gemessen mit Anlegefühlern an der Speicherwand, während der Messungen mit verschiedenen Beladestrategien als Zeitreihe zu sehen. Es zeigt sich, dass nur jeweils eine der beiden Beladungen zu einem Zeitpunkt ausgelöst wurde, an dem der untere Teil des Speichers ausgekühlt war.

In Abbildung 9 ist die Speichertemperatur jeweils zu den zwei Zeitpunkten dargestellt, an welchen die Beladungen ausgelöst wurden, sowie am Ende der ersten Beladung des Tages. Am Ende der Beladung ist die Temperatur in allen Fällen im gesamten Speicher im Bereich 60 bis 62 °C. Das obere Speichervolumen kühlt sich jeweils nahezu homogen aus. Ein markanter, sich durch den Zirkulationsrücklauf ausbildender, Thermoklin kann nicht beobachtet werden. Mindestens einmal am Tag führt diese Auskühlung durch die Zirkulation zu einer vorzeitigen Beladung des Speichers und somit zu Effizienzeinbussen.

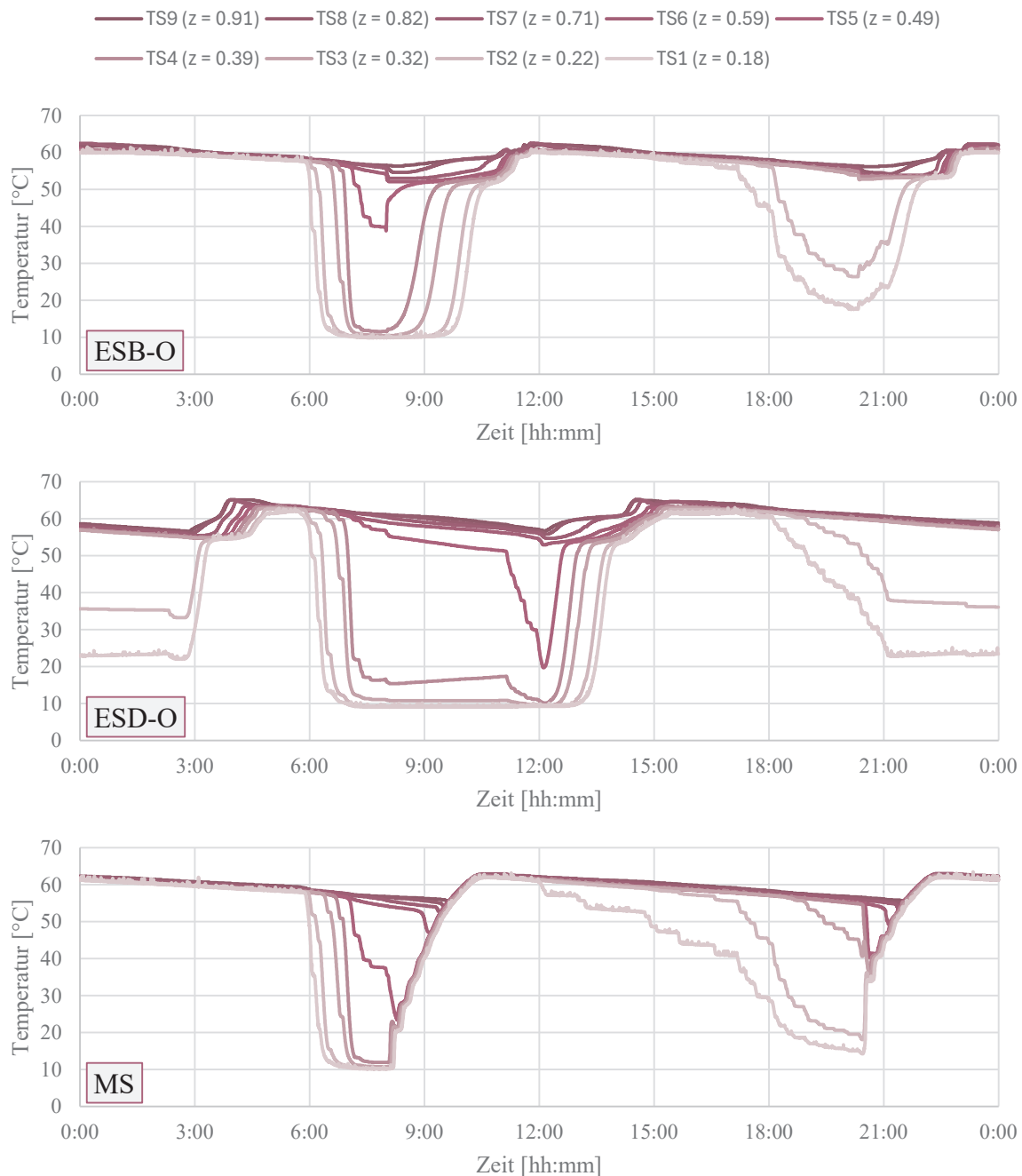


Abbildung 8: Speichertemperaturen, gemessen mit Anlegefühlern an der Speicherwand während des 24-h Testzyklus.

Eine weitere Beladung des Speichers erfolgt jeweils zu einem Zeitpunkt, an dem die räumliche Entfernung des «Kaltwasser-Thermoklins» zum Sensor, welcher die Beladung auslöst, noch mindestens 15 % des Speichervolumens beträgt. Die Temperatur am Sensor bei der relativen Höhe 0.59 ist jeweils fast identisch zur Temperatur an der Position 0.71. Ohne die ausgeprägte Auskühlung im oberen Teil des Speichers wäre zu dem Zeitpunkt noch keine durch die WW-Entnahmen bedingte Nachladung nötig gewesen.

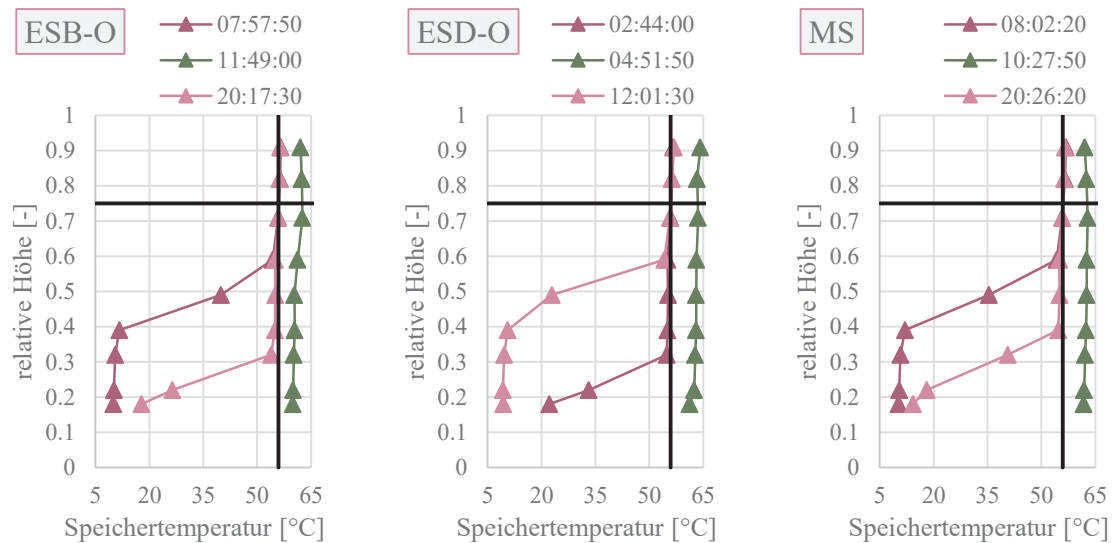


Abbildung 9: Speichertemperatur zu den zwei Zeitpunkt der Auslösung der Nachladung sowie zum Ende der jeweils ersten Beladung des Tages.

Vergleich von idealem und realem Verhalten

Bei der idealen ES-Ladung wird eine sehr tiefe Rücklauftemperatur über längere Zeit mit grosser Spreizung auf die geforderte WW-Temperatur angehoben. Aus der Beschreibung des idealen Prozesses wird klar, dass dazu ein sehr tiefer sekundärseitiger Massenstrom nötig ist. Die Messdaten zeigen, dass dies in Realität nicht umgesetzt werden kann. Nach der Betriebsoptimierung betrug die primärseitige Rücklauftemperatur der Einstufen-Ladung mit Drosselschaltung über weite Strecken der Beladung 40 °C. Die mittlere, nach Leistung gewichtete Temperatur der WP aus Vor- und Rücklauf betrug 54.9 °C bei einer ideal zu erreichenden Temperatur von 35.7 °C sekundärseitig.

Bei der Mehrstufen-Ladung ist der Unterschied zwischen der zu erreichenden mittleren WP Temperatur und der tatsächlich gemessenen mittleren WP Temperatur deutlich geringer. Die mittlere, nach Leistung gewichtete Temperatur der WP aus Vor- und Rücklauf betrug 45.9 °C bei einer ideal zu erreichenden sekundärseitigen Temperatur von 35.7 °C.

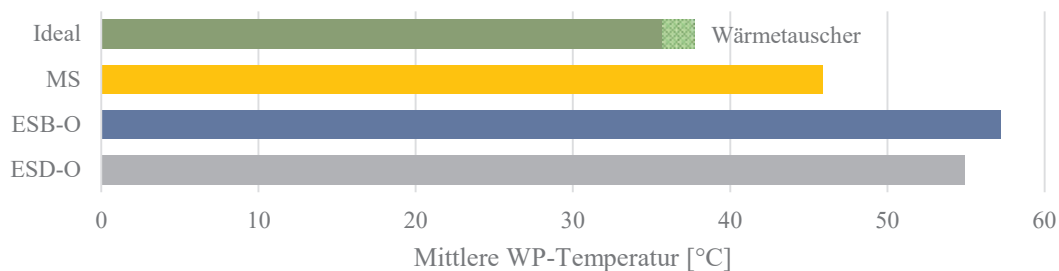


Abbildung 10: Mittlere WP-Temperaturen aus leistungsgewichteter Vor- und Rücklauftemperatur über den gesamten 24-h Testzyklus. Für die ideale Temperatur ist die sekundärseitige Temperatur plus dem delta-T über den Wärmetauscher dargestellt.

Die Herausforderung der Mehrstufen-Ladung im realen Prozess liegt nicht in der Regelung des Kältemittelkreises sowie der Ein- und Austrittstemperaturen des zu erwärmenden Wassers mittels variablem Volumenstrom oder Mischung, sondern in der Einschichtung des, mit geringem ΔT erwärmten und deshalb mit hohem Volumenstrom in den Speicher einströmenden, Wassers. Vor allem der hohe Impuls des eintretenden Volumenstroms muss beachtet und durch eine Strömungsberuhigung entschärft werden. Durch eine Umlenkung und Aufweitung des Fliessquerschnitts an der Eintrittsposition in das Speichervolumen mit ausreichend langen Beruhigungsstrecke gemäss Empfehlungen des SPF (Projekt StorEx [9] und BigStrat [10,11] sowie Merkblatt auf der SPF homepage²) ist diese Aufgabe gut zu bewältigen.

Zusammenfassung

Es wurden verschiedene Strategien der Beladung eines WW-Speichers mit externem Wärmeübertrager getestet. Die untersuchten Lade Strategien sind die Einstufen-Ladung – also die Beladung des Speichers mit von Beginn weg hoher Vorlauftemperatur in das Spitzendeckungsvolumen - mit Beimischschaltung und mit Drosselschaltung, sowie die Mehrstufen-Ladung – also die Beladung mit einer konstanten Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf des Speichers und hohem Volumenstrom, mit dem Speichereintritt unterhalb des Spitzendeckungsvolumens in das Steuervolumen.

Die Unterschiede in der Senkentemperaturen der WP während der Beladung zeigen sich auch an der Arbeitszahl auf Systemebene (inklusive aller Verluste): Diese Betrag für die Einstufen-Ladevarianten 2.0 bzw. 2.1 (letzte bei Beimischschaltung nach der Betriebsoptimierung). Die Mehrstufen-Ladung erreicht eine Arbeitszahl von 2.4 und somit das beste Ergebnis im Vergleichstest.

Die theoretische Betrachtung der Beladestrategien zeigt, dass die nach Leistung gewichtete Mitteltemperatur der Speicherladung (Mittel aus Vor- und Rücklauftemperatur) bei beiden Beladestrategien identisch sein muss: 35.7 °C. Die Mehrstufen-Ladung erreicht theoretisch durchschnittlich tiefere Vorlauftemperaturen, jedoch höhere Rücklauftemperaturen. Bedingung für die praktische Umsetzung der beiden Konzepte ist im Fall der Einstufen-Ladung, ein sehr tiefer Massenstrom solange die Temperatur im Speicher unten tief ist. Bei einer Kaltwassertemperatur von 10 °C und einer Leistung von 18 kW sind dies 310 l/h. Bei der Mehrstufen-Ladung wird vorausgesetzt, dass der eintretende hohe Massenstrom strömungsberuhigt in den Speicher eingeführt wird und das obere Speichervolumen nicht durchmischt.

Die praktische Umsetzung der Lade Strategien im Labor wurde mit einem Hardware-in-the-Loop Prüfstand unter realitätsnahen, also dynamischen Bedingungen inklusive Emulation der Zirkulationsverluste getestet. Dabei zeigt sich, dass die theoretisch tiefen WP-Rücklauftemperaturen im Fall der Einstufen-Ladung in der Realität nicht erreicht werden. Die Autoren vermuten, dass auch bei der gemessenen Mehrstufen-Ladung noch bessere Resultate erzielt werden können durch eine noch weiter verbesserte Strömungsberuhigung beim Eintritt des Fluids in den Speicher.

² Temperaturschichtung in Wärmespeichern - Störende Phänomene und Gegenmassnahmen, [SPF Link](#)

Danksagung

Wir möchten uns herzlich bei allen Personen und Institutionen bedanken, die diese Arbeit unterstützt haben. Unser besonderer Dank gilt:

- Dem Bundesamt für Energie (BFE) für die finanzielle Unterstützung des Projektes.
- Unseren Industriepartnern Matica AG und Heim AG Heizsysteme für die Bereitstellung von Material, Expertise und Zeit.
- Der Begleitgruppe für die fachliche Unterstützung.

Quellen

- [1] SIA. SIA 385/1 / 2020 D - Anlagen für Trinkwarmwasser in Gebäuden - Grundlagen und Anforderungen n.d. http://shop.sia.ch/normenwerk/architekt/385-1_2020_d/D/Product (accessed September 5, 2022).
- [2] DIN. DIN EN 806-02: Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen - Teil 2: Planung 2005.
- [3] Prinzing M, Berthold M, Bertsch S, Eschmann M. Feldmessungen Wärmepumpen-Anlagen 2015-2018 (Auswertung verlängert bis Dez. 2019). Buchs: Interstaatliche Hochschule für Technik NTB; 2019.
- [4] Kuster W, Prinzing M, Berthold M, Eschmann M, Bertsch S. Feldmessung von Wärmepumpen-Anlagen Ergebnisse Periode 2016-2019. . Juni 2020.
- [5] Haberl R, Türk O, Bohren A, Haller MY. DHWStrat - Methode zur Bestimmung der Schichtungseffizienz von Warmwasserspeichern. Bundesamt für Energie BFE; 2021.
- [6] Bosshard I, Calabrese T, Cramer S, Sanchez Carbonell D, Haller M. Reference Framework for Building and System Simulations: Multifamily house. Rapperswil: SPF Institut für Solartechnik; 2022.
- [7] Dhwcalc: Program to Generate Domestic Hot Water Profiles with Statistical Means for User Defined Conditions. ResearchGate n.d.
- [8] Vetsch B, Gschwend A, Bertsch S. Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern. Bern: 2012.
- [9] Haller MY, Haberl R, Persdorf P, Reber A. StorEx – Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Schichtungseffizienz von Wärmespeichern. Rapperswil: SPF Institut für Solartechnik; 2015.
- [10] Battaglia M, Züllig L, Haller M. BigStrat - Schichtung grosser Wärmespeicher. 2018.
- [11] Gwerder C, Lötscher L, Podhradsky J, Kaufmann M, Huggenberger A, Boller S, et al. Horizontal Inlets of Water Storage Tanks With Low Disturbance of Stratification. J Sol Energy Eng 2016;138:051011–9. <https://doi.org/10.1115/1.4034228>.

Christoph Meier, Carsten Wemhöner, IET Institut für Energietechnik, OST Ostschweizer
Fachhochschule

BFE P&D-Projekt **SI/502598** (in Bearbeitung 2023 – 2026)

RenoSource

Mehrquellen-Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonden zur Spitzenlastdeckung

Zusammenfassung

Das Projekt untersucht einen Wärmeerzeugerersatz in zwei grösseren Mehrfamilienhäusern, bei dem die beiden Ölkessel durch zwei innenaufgestellte Propan-Wärmepumpen ersetzt werden, und die als Wärmequellen Luft und eine Spitzenlastdeckung über Erdwärmesonden nutzen. Durch die Auslegung der Erdreichquelle auf Spitzendeckung werden bestehende Platz- und Bohrtiefeeinschränkungen überwunden und die Wärmepumpe wird ohne fossile Spitzendeckung betrieben. Das Monitoring der Wärmepumpen über drei Heizperioden dient daher neben der Betriebsauswertung und -optimierung auch zur Verifizierung von Simulationsmodellen, mit denen erweiterte Auslegungs- und Planungsempfehlung für Mehrquellensysteme entwickelt werden. Die Auswertung der ersten Heizperiode im Winter 2024/25 zeigt, dass das System, insbesondere auch der Ansatz zur dynamischen Regelung der Erdwärmesonden als Spitzenlastquelle trotz der reduzierten Sondenlänge funktioniert. Zukünftige Arbeiten beziehen sich auf die Modellvalidierung mit den Messdaten der realen Anlage sowie in der weiteren Auswertung von Regelstrategien und ein Vergleich der Systemintegration unter technischen und wirtschaftlichen Aspekten mit weiteren Systemlösungen zum Wärmeerzeugerersatz.

Abstract

The project investigates a heat generator replacement in two large multi-family buildings, in which the two oil boilers are replaced by two indoor propane heat pumps, which use air and peak load coverage via ground probes as heat sources. By designing the ground source for peak coverage, existing space and drilling depth restrictions are overcome and the heat pump is operated without fossil peak coverage. The monitoring of the heat pumps over three heating periods therefore serves not only to evaluate and optimize operation but also to verify simulation models, which are used to develop extended design and planning recommendations for multi-source systems. The evaluation of the first heating period in winter 2024/25 shows that the system, in particular the approach for dynamic control of the ground probes as a peak load source, works despite the reduced probe length. Future work will focus on validating the model with the measurement data from the real system, further evaluating control strategies and comparing the system integration from a technical and economic perspective with other system solutions for replacing heat generators.

Einleitung

In Gebäuden grösserer Leistung, insbesondere in Altbauten wie der Siedlung «im Kehl 6+8» in Baden (AG), liegen die Marktanteile von Wärmepumpen (WP) deutlich niedriger als im Neubau, wo der Anteil von WP bei kleineren Leistungsanforderungen im Wohnbereich mittlerweile bei 80-90% liegt. Hemmnisse im grösseren Leistungsbereich sind oft Einschränkungen bei geeigneten Wärmequellen, was zu verschiedensten Herausforderungen führt. Örtliche Einschränkungen (z.B. wenig Platz für Erdsondenbohrungen, Bohrtiefenbegrenzung / Bohrverbote, Lärmschutz) verbunden mit einem hohen flächenspezifischen Wärmebedarf im Vergleich zu einem Neubau führen oft zu hohen Kosten für die Erschliessung der Wärmequelle oder verunmöglichen gar eine Wärmepumpenanlage. Die Nutzung mehrerer Wärmequellen zur Umgehung dieser Einschränkungen einzelner Quellen ist bisher kaum verbreitet, birgt aber das Potenzial, die jeweiligen Einschränkungen so weit zu reduzieren, dass auch grössere Leistungen realisiert werden können und der alleinige Betrieb einer WP-Anlage ermöglicht wird. Zudem ergeben sich auch Synergien der einzelnen Quellen untereinander. Ursachen für die trotzdem geringe Verbreitung sind die fehlende Bekanntheit dieser Art von Systemen, eine höhere planerische Komplexität gepaart mit fehlender Erfahrung, allfällig höhere Investitionskosten und fehlende Produkt- bzw. Systemanbieter. Die Umsetzung erfordert die Integration und Regelung verschiedener Systeme von teils unterschiedlichen Herstellern, was zu Unklarheiten für die Gesamtverantwortung und die Betriebsoptimierung führen kann.

Das Ende 2023 abgeschlossene BFE-Forschungsprojekt «HP-Source» [1] befasste sich mit dieser Problematik und hat technische Konzepte für die Kombination verschiedener Wärmequellen untersucht.

Regeneration mittels Luftwärmetauscher

Luftwärmetauscher (LWT) bieten eine kostengünstige Möglichkeit zur Regeneration von Erdwärmesonden. Sie benötigen deutlich weniger Platz als eine solare Regeneration und sind daher insbesondere bei fehlender Dachfläche eine interessante Alternative. Industrielle Rückkühler, welche für diesen Zweck gut genutzt werden können, sind in grosser Vielfalt auf dem Markt erhältlich und können nach kundenspezifischen Anforderungen bezüglich Leistung, Temperaturen und Akustik ausgelegt werden. Durch die Einbindung in den Solekreis können einerseits die Erdwärmesonden regeneriert, andererseits die Wärmepumpe bei genügend hohen Lufttemperaturen direkt mit Wärme beliefert und damit die Sonden entlastet werden. Die Luftwärmetauscher werden üblicherweise nur bei positiven Lufttemperaturen (d.h. ohne Abtauung) betrieben.

Erdwärmesonden zur Spitzenlastdeckung

Die Abbildung 1 links oben zeigt die Summenhäufigkeit für die Strategie der Spitzenlastdeckung: Die Grundlastquelle Luft (blau) ist immer in Betrieb, während die Spitzenlastquelle Erdwärme (orange) nur in Zeiten von hohem Leistungsbedarf zugeschaltet wird. Die Abbildung 1 links unten zeigt die minimale und die maximale Sondentemperatur über den Verlauf von 50 Jahren, wobei die blaue Kurve ein monovalentes Erdwärmesonden (EWS)-System repräsentiert. Die anfangs hohe Sondentemperatur sinkt über die Zeit ab. Die rote Kurve repräsentiert ein Spitzenlastsondensystem, bei dem die Sonden schon im ersten Winter bis zur minimal zulässigen Temperatur belastet werden, wodurch deutlich mehr Leistung pro Sondenmeter möglich ist.

Werden die Erdwärmesonden nur zur Spitzenlastdeckung genutzt, reduziert sich die entzogene Energiemenge deutlich. So wird z.B. nur noch ca. 15-25% der ursprünglichen Sondenmeter (bei gleicher Sondentiefe) benötigt, wenn die Erdwärmesonden 50% statt 100% der Leistung liefern, siehe Abbildung 1 rechts. Damit ergibt sich eine überproportionale Einsparung an Sondenlänge, welche mit zunehmender Feldgrösse wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Sonden zunimmt. Die Strategie der Spitzenlastsonde ermöglicht somit einen Mittelweg zwischen einem reinen Erdsondensystem mit hohen Investitionskosten, grossem Platzbedarf, keiner Lärmbelastung und guter Jahresarbeitszahl und einem reinen Luftwärmepumpensystem mit niedrigeren Investitionskosten, geringem Platzbedarf, höherer Lärmbelastung und schlechterer Jahresarbeitszahl. Insbesondere bei grösseren Bestandsbauten ist eine Einzelquelle oft allein gar nicht zu realisieren, da z.B. der benötigte Platz für Erdwärmesonden nicht vorhanden ist oder die Lärmvorschriften mit Luft als Quelle bei engen Platzverhältnissen nicht eingehalten werden können.

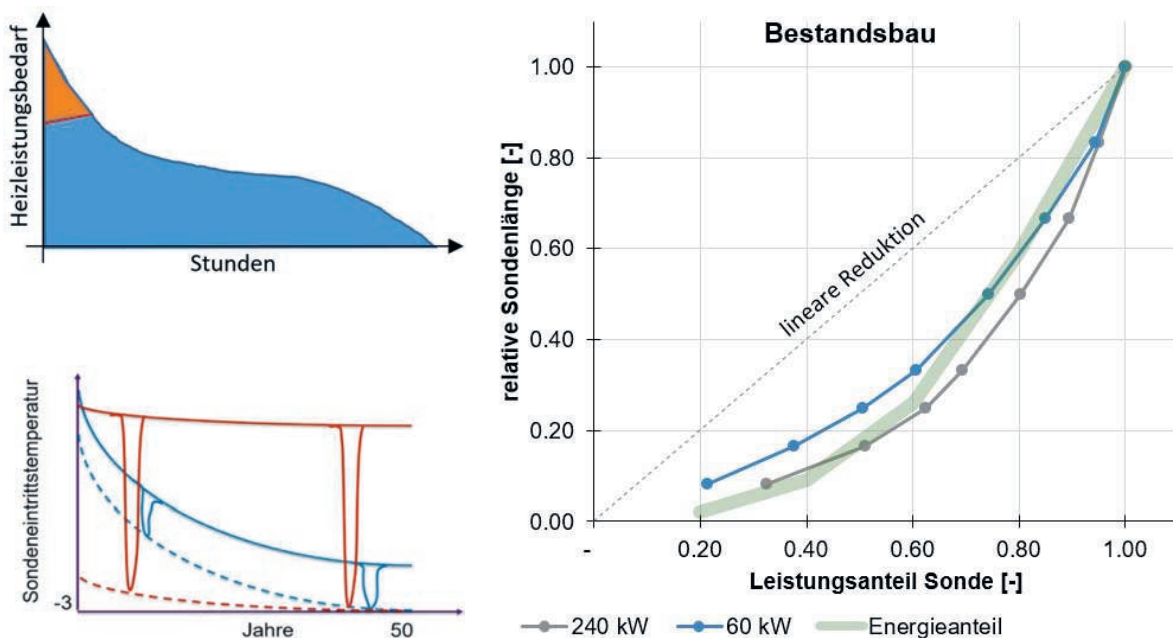


Abbildung 1: Links oben: Summenhäufigkeit für die Strategie Spitzenlastdeckung. Links unten: Sondentemperaturen über 50 Jahre für ein monovalentes EWS-System (blau) und ein Spitzenlastsondensystem (rot). Rechts: Relative Sondenlänge für die Spitzenlastdeckung. Die benötigte Sondenlänge ist abhängig von der aus dem Erdreich entzogenen Energie. [1]

Motivation des Projekts

Die Wohnbaugenossenschaft «Lägern Wohnen», Eigentümer der beiden Liegenschaften mit total 4190 m² EBF, plante einen Heizungsersatz. Die bestehende Ölheizung sollte durch Wärmepumpen mit Erdwärmesonden ersetzt werden. Aufgrund des steilen Geländes ist der Platz für Erdwärmesonden begrenzt, es gab keine Bohrtiefenbeschränkung. Im Planungsprozess wurden verschiedene Varianten untersucht, der Entscheid fiel für eine Variante mit 12 Erdwärmesonden à 300 m und einen Luftwärmetauscher zur Regeneration. So konnte die Tiefe von 400 m auf 300 m reduziert werden im Vergleich zu einem unregenerierten Feld, die Gesamtkosten sind niedriger. Im Sommer 2022 wurde mit den Bohrarbeiten begonnen.

Doch schon die ersten beiden Bohrungen mussten auf einer Tiefe von 130 m abgebrochen werden, da ein Arteser getroffen wurde. Als Folge wurde vom Kanton eine Bohrtiefenbegrenzung bei 120 m festgelegt. Das ursprünglich geplante System konnte so nicht realisiert werden. Wegen des begrenzten Platzes konnten auch nicht genügend zusätzliche Erdwärmesonden gebohrt werden. Ein Betrieb nur mit Luft erfordert die vierfache Anzahl an Luftwärmetauschern, was wegen dem erforderlichen Platzbedarf und der Akustik nicht möglich war. Das Konzept der Spitzenlastdeckung mit Erdwärmesonden stellt in dieser Situation einen Ausweg dar.

Die Wärmeerzeugung erfolgt mit zwei innenaufgestellten, zweistufigen Propan-Wärmepumpen mit Inverter.

Besondere Herausforderungen im Bauprojekt «im Kehl» lagen in folgenden Punkten:

- Umplanung im laufenden Bauprojekt.
- Die Wärmepumpen wurden bereits bestellt, eine Bestellsänderung hätte hohe Kosten und Verzögerungen nach sich gezogen.
- Die Nutzung des Daches ist stark eingeschränkt, da in einigen Jahren eine Dachsanierung geplant ist.
- Die für die EWS verfügbare Fläche und die Bohrtiefenbeschränkung.

Das P&D-Projekt steht unmittelbar mit dem BFE-Forschungsprojekt HP-Source [1] in Verbindung, da sich im Bauprojekt «im Kehl» genau die Probleme und Fragestellungen ergeben haben, welche in HP-Source untersucht und für die obengenannten Strategien für Mehrquellensysteme entwickelt wurden.

Projektziele und Erfolgsfaktoren

In diesem Pilotprojekt wird das Konzept der Spitzenlastsonde erstmalig umgesetzt und die folgenden Projektziele verfolgt:

- Verifizierung des Konzepts «Spitzenlastsonde» über die vollständigen Projektphasen Planung – Inbetriebnahme – Monitoring – Optimierung:
 - Auswertung über drei Betriebsjahre zum Nachweis der angestrebten Energieeffizienz und der nachhaltigen Sondernutzung.
 - Optimierte Quellenbewirtschaftung zur Steigerung der Jahresarbeitszahl (JAZ).
 - Modellvalidierung mit den Betriebsdaten.
- Erarbeitung von Planungsrichtlinien für Mehrquellensysteme - Luft mit Erdwärmesonden.
- Innenaufgestellte Propanwärmepumpen: Sammeln und Dokumentieren von Umsetzungserfahrungen mit Schwerpunkt Sicherheit sowie wirtschaftliche und ökologische Auswertung.

Anlagenbeschreibung

Die alte Ölheizung war in der Heizzentrale im Haus «im Kehl 6» (K6) installiert und mit einer Fernleitung mit dem Haus «im Kehl 8» (K8) verbunden. Im Rahmen eines Planungsauftrags für das Erdwärmesondensystem wurde von der Amstein + Walthert AG (A+W) ein durchschnittlicher Heizölverbrauch von 60'000 l/a resp. 600 MWh/a über die letzten 14 Jahre ermittelt. Nach Abzug der Kesselverluste (20%) und der Leitungsverluste in der Fernleitung zu K8 (ca. 7%) ergibt sich ein Verbrauch von 446 MWh/a resp. 106 kWh/(m²a).

Heizleistung

Eine Messung der Leistung mittels Clamp-On-Ultraschall-Wärmezählern hat mit der Energiesignatur-Methode eine Heizleistung von 70 kW für K6 und 50 kW für K8 bei -8 °C Aussentemperatur ergeben. Mit Einbezug der Warmwasseraufbereitung und Abtauung des Luftwärmetauschers ergibt sich ein Leistungsbedarf von 82 kW (K6) resp. 59 kW (K8). Die schon bestellten Wärmepumpen leisten in diesem Betriebspunkt (A-8/W45) 94 kW (K6) resp. 73 kW (K8), womit auch eine gewisse Reserve vorhanden ist.

Wärmepumpenanlage

Die Wärmepumpenanlage in beiden Häusern ist bis auf die Leistung der Wärmepumpen und die Anzahl Sonden identisch. Jede Anlage besteht aus einer innenaufgestellten Propan-Wärmepumpe von Heim Heizsysteme mit zwei Kältekreisen und drehzahlgeregeltem Verdichter und jeweils einem Hydraulikmodul, welches die Plattenwärmetauscher, Ventile, Pumpen und Wärmezähler enthält. Die Steuerung von Priva übernimmt sowohl die Wärmepumpen- als auch die Systemsteuerung. Beide Anlagen funktionieren voneinander unabhängig, sind jedoch für die Überwachung über ein VPN zusammengeschaltet und auf die gleiche Cloud aufgeschaltet.



Abbildung 2: Wärmepumpen und Luftwärmetauscher der beiden Häuser K8 (links) und K6 (rechts).

Die Luftwärmetauscher von WTS sind in beiden Anlagen identisch und liefern je 50 kW thermische Leistung bei Luft 7 °C Eintritt / 2.7 °C Austritt, Sole -1 °C Eintritt/ 3 °C Austritt und einem Schallleistungspegel von 58 dB (L_{wa}) bzw. Schalldruckpegel von 32 dB(A) in 10 m Abstand. In diesem Betriebspunkt werden die Ventilatoren bei ca. 50% der maximalen Drehzahl betrieben.

Die beiden Erdwärmesondenfelder erstrecken sich über den Parkplatz zwischen den beiden Gebäuden (Abbildung 3). Das Feld beinhaltet

- Haus K6: 8 Sonden à 100 m + 1 Sonde à 106 m = Gesamtlänge von 906 m
- Haus K8: 7 Sonden à 100 m + 1 Sonde à 86 m = Gesamtlänge von 786 m

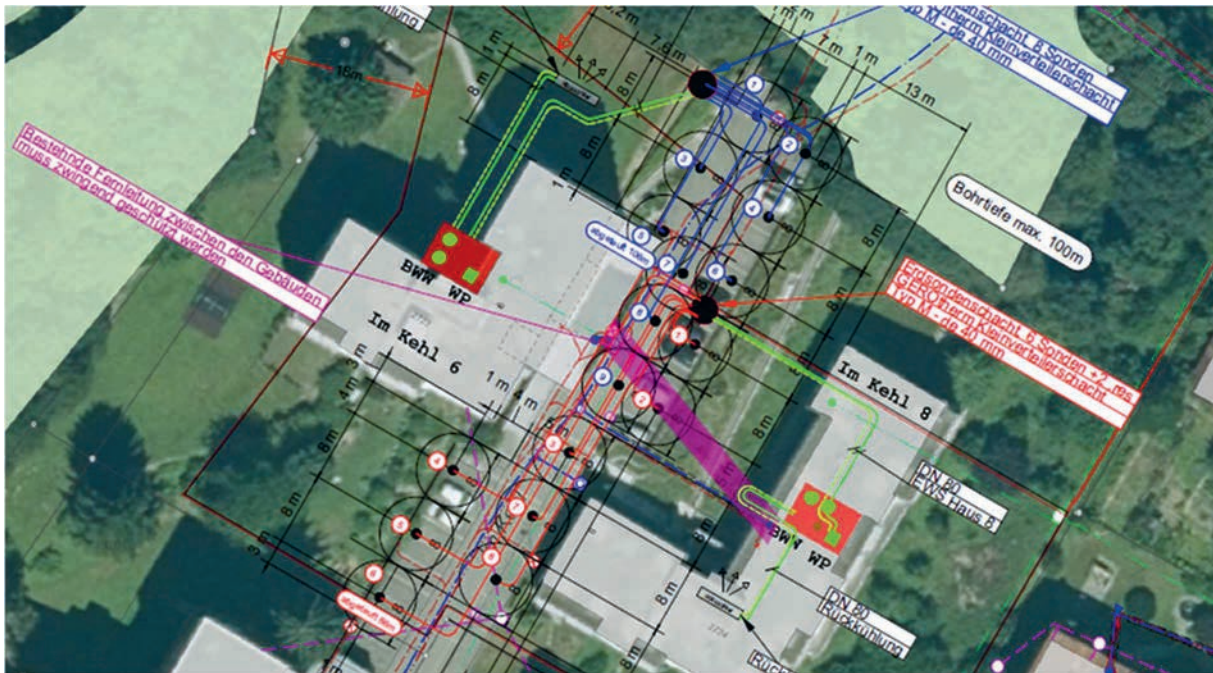


Abbildung 3: Erdsondenplan gemäss Ausführung. Die blau nummerierten Sonden sind dem Haus K6 (links), die rot markierten Sonden dem Haus K8 (rechts) zugeteilt (Quelle: A+W, nachbearbeitet).

Messkonzept

Das Monitoring hat zum Ziel, das System bezüglich Systemeffizienz und Einhalten der Betriebsgrenzen der Erdwärmesonden zu bewerten. Im Weiteren dienen die Daten zur Verifizierung des Simulationsmodells, welches wiederum für die Weiterentwicklung des Systems und der Regelstrategien benötigt wird.

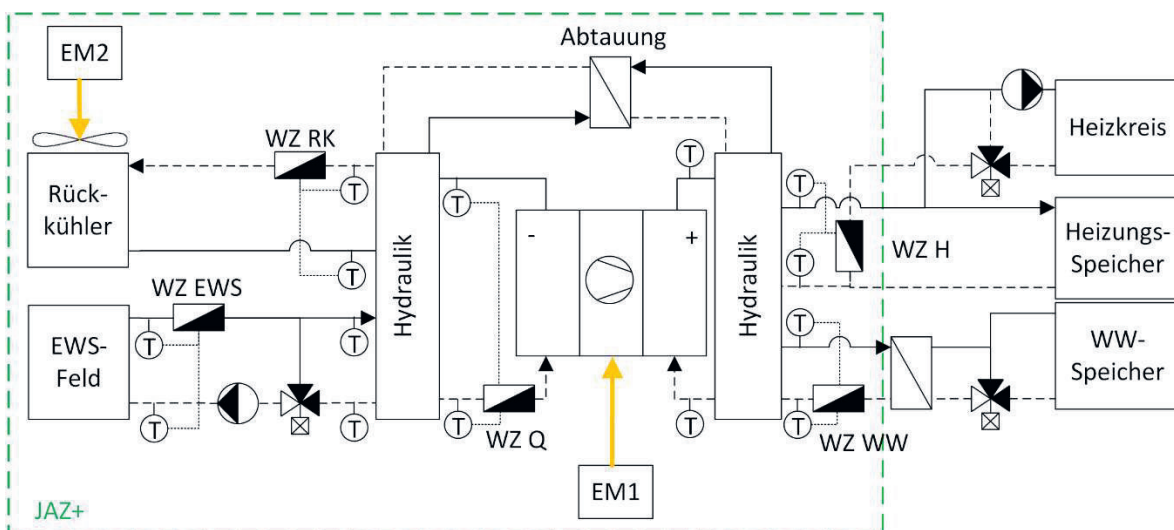


Abbildung 4: Vereinfachtes Hydraulikschema und Positionierung der Wärmezähler (WZ) und elektrischen Messgeräte (EM).

Die Abbildung 4 zeigt die Positionierung der Strom- und Wärmezähler an einem vereinfachten Hydraulikschema: Quellenseitig sind Wärmezähler für die beiden Quellen und den Verdampfer eingebaut, senkenseitig für die Warmwasseraufbereitung und die Heizung. Die elektrische Messung des Luftwärmetauschers erfolgt separat, die restlichen Komponenten sind an der Wärmepumpe angeschlossen und werden zusammen mit dem Verdichter elektrisch erfasst. Sämtliche Sensorwerte des Wärmepumpensystems, inkl. Kältekreisdaten und Sollwerte für Pumpen und Ventile werden mit einem Raspberry Pi Kleincomputer über eine Modbus-TCP-Schnittstelle aus der Wärmepumpe ausgelesen. Die Daten der Strom- und Wärmezähler werden über Modbus direkt aus diesen ausgelesen. Die Daten werden im 5-min-Takt in einem CSV-File gespeichert. Einmal täglich wird das File auf eine Cloud geladen.

Betriebskonzept und Regelstrategie

Das Betriebskonzept «Spitzenlastsonde» umfasst folgende Betriebsarten:

- Im Heiz- und Warmwasserbetrieb wird die Quellenwärme grundsätzlich mit dem Luftwärmetauscher zur Verfügung gestellt.
- Übersteigt die benötigte Quellenleistung die Leistung des Luftwärmetauschers, werden die Erdwärmesonden dynamisch zugeschaltet. Die dynamische Regelung erfolgt mittels PI-Regler:
 - Sollwert: Austritt aus Luftwärmetauscher (T1)
 - Istwert: Austritt aus Erdwärmesonde (T2)
 - Stellgrösse: Drehzahl EWS-Pumpe
 - Der Sollwert wird nach unten begrenzt, die Begrenzung ist von der Aussentemperatur abhängig.
 - Eine Rücklaufbeimischung schützt die EWS vor zu kalten Eintrittstemperaturen.
 - Die dynamische Regelung erlaubt eine optimale Nutzung der beiden Quellen. Liegt die Austrittstemperatur des Luftwärmetauschers höher als diejenige an der EWS, wird der Massenstrom durch den Luftwärmetauscher erhöht. Dies führt dazu, dass der Luftwärmetauscher stärker belastet wird, wodurch sich die Grädigkeit erhöht, die Austrittstemperatur sinkt. Gleichzeitig wird die EWS entlastet, was die Austrittstemperatur erhöht. So wird der Temperaturverlust bei der Mischung der beiden Quellen minimiert und die EWS wird nicht unnötig belastet, wenn die Temperatur aus der Luft besser ist.
- Bei Bedarf wird der Luftwärmetauscher mittels Wärme aus dem Heizungsspeicher abgetaut. Der Abtaubefehl erfolgt, wenn der Druckverlust über den Wärmetauscher aufgrund des Eises zu gross wird.
- Bei genügend warmen Temperaturen werden die Erdwärmesonden mit dem Luftwärmetauscher regeneriert.

Diese Regelungsstrategie wurde vorgängig, im Rahmen des Projekts HP-Source, mittels dynamischer Simulationen untersucht.

Die beiden Wärmepumpenanlagen sind zwar fast identisch, Haus K8 benötigt jedoch aufgrund der geringeren Fläche eine niedrigere Heizleistung. Daher wurde zu Forschungszwecken entschieden, die Anlage in K8 im ersten Winter mit wechselnden Quellen zu betreiben.

- Bei wärmeren Temperaturen wird die gesamte Quellenleistung vom Luftwärmetauscher geliefert.
- Bei kälteren Temperaturen ($< -1^{\circ}\text{C}$) wird auf die Erdwärmesonden umgeschaltet.

- Wenn die Austrittstemperatur aus der Erdwärmesonde zu weit sinkt, wird wieder vollständig auf den Luftwärmetauscher umgeschaltet. Dies wird manuell ausgeführt (automatische Alarmierung).

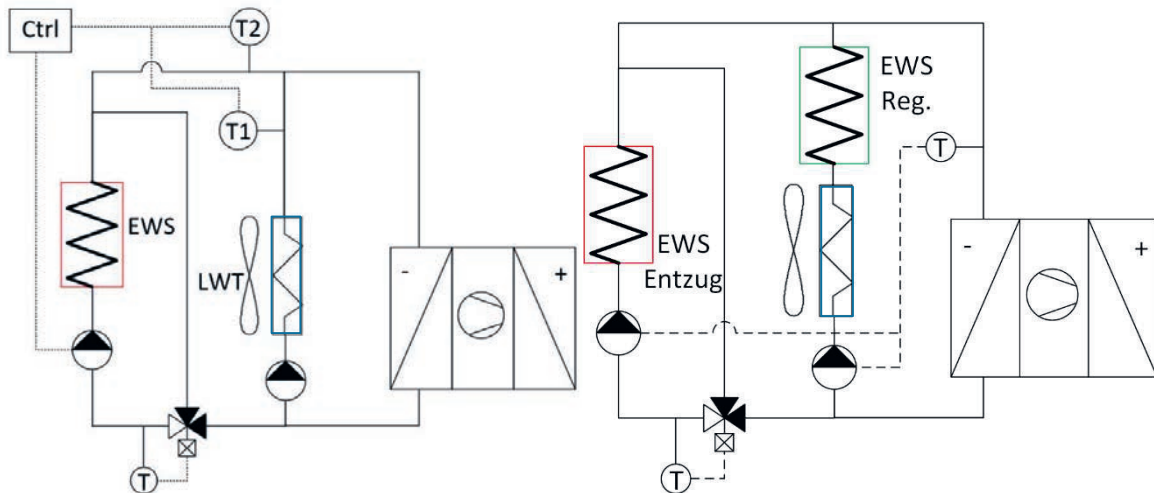


Abbildung 5: Strategie Spitzenlastsonde: Links: Die Quelle Luft (blau) ist immer in Betrieb, die Quelle Erdwärme (orange) wird bei hohem Leistungsbedarf zugeschaltet. Rechts: vereinfachte Darstellung der hydraulischen Quellenintegration. Im Regenerationsbetrieb (grün) wird das EWS-Feld hinter den Luftwärmetauscher geschaltet.

Auswertung der ersten Heizperiode

Die Anlage wurde im Mai 2024 in Betrieb genommen. Der Winter 2024/25 war im landesweiten Durchschnitt einer der zehn mildesten seit Messbeginn. Der Dezember lag zwar im Bereich des Durchschnitts von 1991-2020, im Januar wurde jedoch eine Durchschnittstemperatur von $-0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ verzeichnet, welche um 1.4 K über dem Durchschnitt von 1991-2020 lag.

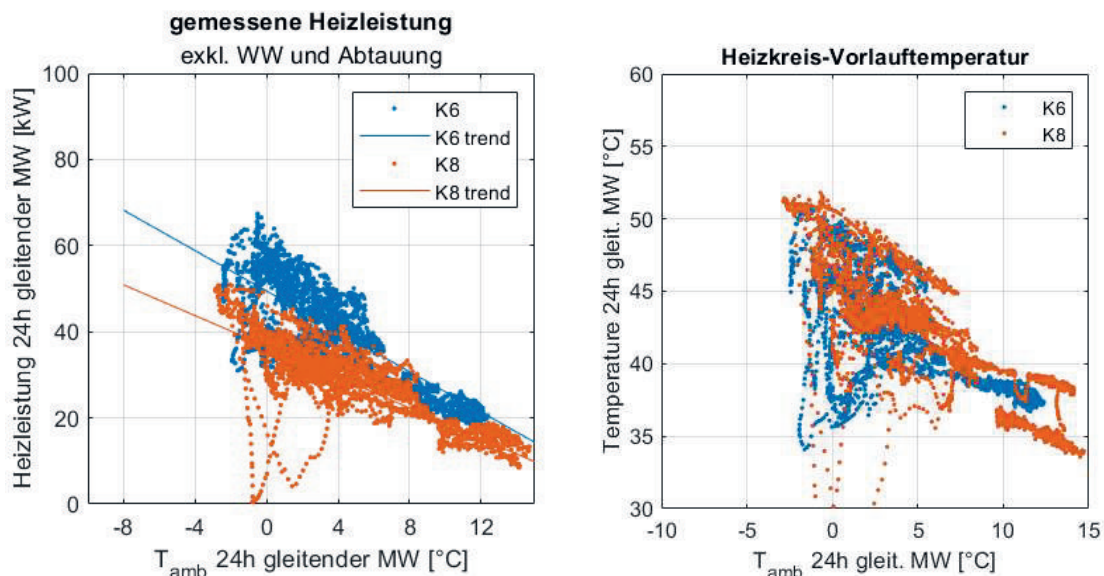


Abbildung 6: Gemessene Heizleistung (links) und Vorlauftemperatur (rechts) der Heizperiode.

In der ausgewerteten Periode vom 1. Oktober 2024 bis 28. Februar 2025 beträgt der Warmwasseranteil 21 % am Gesamtwärmebedarf, was in einem typischen Bereich für Mehrfamilienhäuser im Bestand liegt. Die Abbildung 6 zeigt die gemessene Heizleistung (Abgabe ans Wärmeverteilsystem) in der Auswertungsperiode. Die vor dem Umbau gemessene Leistung von 70 kW (K6) resp. 50 kW (K8) wurde bestätigt.

Regenerationsbetrieb

Für den ersten Sommerbetrieb wurde die Regeneration im Haus K8 ausgeschaltet, um zu untersuchen, ob im ersten Betriebswinter ein Unterschied zwischen den beiden Quellen messbar ist. Aufgrund der unterschiedlichen Betriebsstrategie, welche erst später festgelegt wurde, konnte dieser Vergleich nicht durchgeführt werden.

Seit Inbetriebnahme wurde insgesamt 14.4 MWh (bis 7.10.2024) in das EWS-Feld des Hauses K6 eingespeist und 2.6 MWh (bis 7.10.24) entnommen. Die Abbildung 7 zeigt den Eintrag in das EWS-Feld durch die Regeneration in Abhängigkeit der Tagesmitteltemperatur für den Zeitraum vom 15. Juli bis zum 7. September. Danach folgte ein Kälteeinbruch und der Regenerationsertrag sank auf 0.

Durch den Winter (vom 7.10.2024 bis 30.3.2025) wurden in K6 insgesamt 23 MWh und damit - ca. doppelt so viel wie die Nettoregeneration 14.4 MWh - 2.6 MWh = 11.8 MWh im Sommer wieder aus dem Erdreich entnommen. Da das Erdreich zu Beginn der Regenerationsperiode noch unbelastet war, wird erwartet, dass im kommenden Sommer etwas mehr regeneriert werden kann.

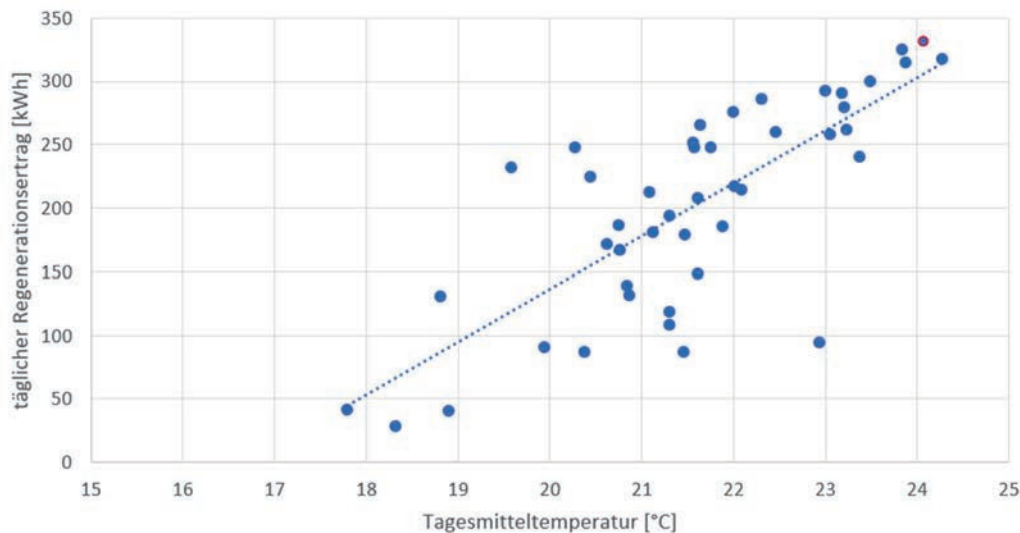


Abbildung 7: Regenerationsertrag im Haus K6 im Sommer 2024.

Heizbetrieb

Die Abbildung 8 zeigt die Verdampfer-Eintrittstemperatur, die Arbeitszahl und den Quellenanteil der Erdwärmesonden. Die Verdampfer-Eintrittstemperatur ergibt sich aus der Mischung der Massenströme aus dem Luftwärmetauscher und dem EWS-Feld und repräsentiert den Unterschied in der Arbeitszahl zwischen den beiden Häusern, da die Senkentemperatur in beiden Anlagen praktisch identisch ist.

Bis Mitte Dezember wurden beide Häuser nur mit Luft betrieben, sowohl die Verdampfungs-
temperatur als auch die Arbeitszahl sind praktisch gleich. Die Verdampfer-Eintrittstemperatur
liegt ca. 2-4 K unter der Aussentemperatur. Sie wird durch die Grädigkeit des Luftwärmetau-
schers bestimmt. Bei niedrigeren Aussentemperaturen wird mehr Leistung benötigt, die Grä-
digkeit nimmt zu. Ab Mitte Dezember wurde der Sondenbetrieb in K6 aktiviert, wodurch die
Verdampfer-Eintrittstemperatur dank der Sonden wieder fast auf Aussentemperatur angehoben
werden konnte. Ab dem 25. Dezember sinken die Temperaturen erstmalig unter 0 °C, K8 geht
in den Wechselbetrieb über. Während die Sonde allein in Betrieb ist, liegt die Verdampfer-
Eintrittstemperatur einige Kelvin höher als in K6, sinkt jedoch dann stark ab beim Wechsel auf
den Betrieb nur mit Luftwärmetauscher. Im Mittel folgt die Arbeitszahl jener von K6 mit dem
kombinierten Betrieb. Der separierte Betrieb in K8 ist nur möglich, weil das Gebäude einen
geringeren Heizleistungsbedarf als K6 hat, jedoch den gleichen Luftwärmetauscher. Auch die
Sondenlänge pro kW Heizleistung liegt in K8 etwas höher.

Ab Mitte Januar bis zum 23. Februar konnten in K6 aufgrund des Ausfalls eines Schnittstellen-
wandlers die Werte des Wärmezählers am Verdampfer und des Stromzählers nicht ausgelesen
werden.

Ab Mitte Februar sinkt die Arbeitszahl in K8 stark ab. Als Ursache konnte ein Problem im
Kältekreis eingegrenzt werden.

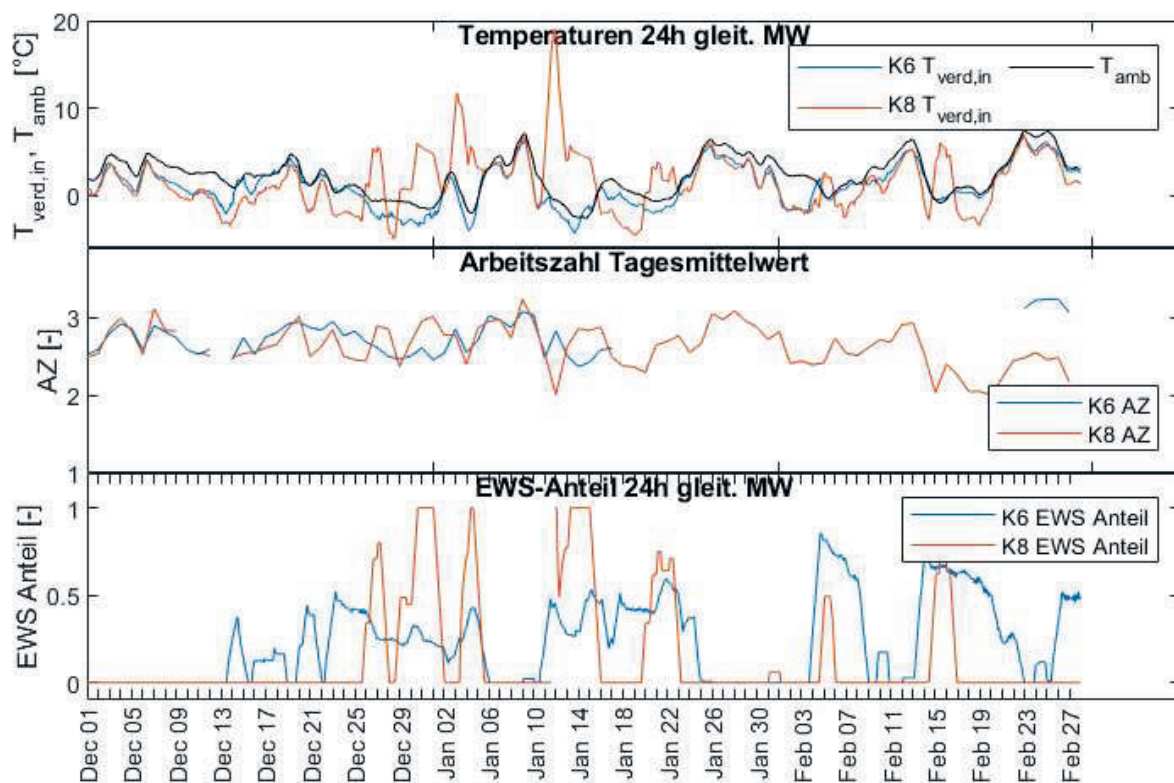


Abbildung 8: EWS-Anteile, Arbeitszahl sowie Verdampfer-Eintrittstemperatur und Aussentemperatur für die Auswertungsperiode.

Die Abbildung 9 zeigt die Auswirkung einer Änderung der Soll-Austrittstemperatur der Erdwärmesonde. Am 14. Januar gegen 15 Uhr wurde dieser Wert von 5 °C auf 2 °C reduziert. Als Folge wurde der Massenstrom durch die EWS erhöht und mehr Leistung herausgezogen.

Die Leistung aus der EWS erhöht sich von ca. 15 kW auf 30 kW. Obwohl die Austrittstemperatur aus dem EWS-Feld nach dieser Änderung kleiner ist als zuvor, erhöht sich die Eintrittstemperatur am Verdampfer leicht und liegt im Bereich der Aussentemperatur, weil einerseits der höhere Massenstrom der im Vergleich zum Luftwärmetauscher wärmeren Quelle einen grösseren Beitrag leistet, andererseits, weil der Luftwärmetauscher entlastet wird und sich dadurch ebenfalls die Austrittstemperatur erhöht.

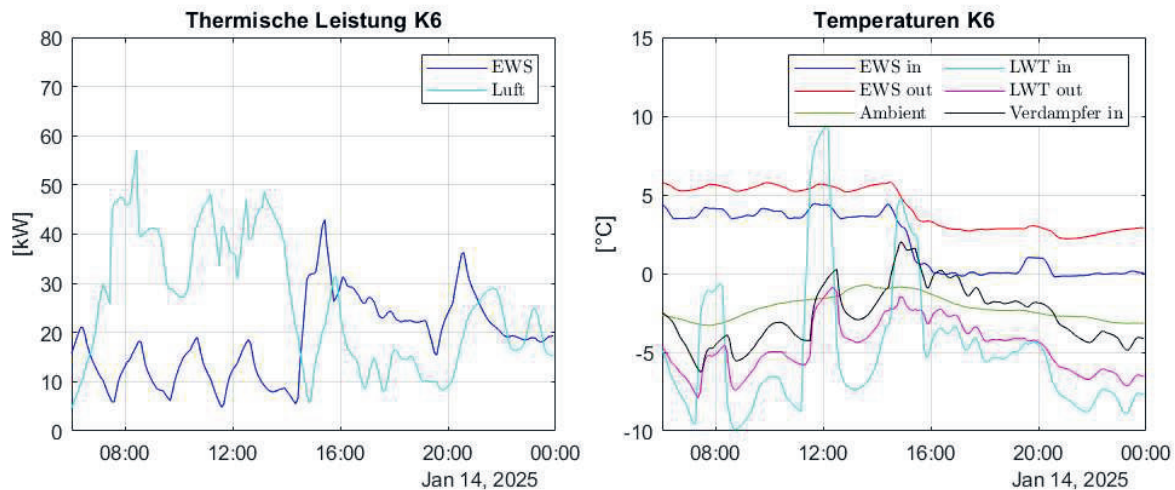


Abbildung 9: Auswirkung des EWS-Sollwerts im K6. Um 12 Uhr wird der Luftwärmetauscher abgetaut.

Die Abbildung 10 links zeigt die Verdampfer-Eintrittstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für die beiden Häuser. Es ist ersichtlich, dass die Temperaturen im K6 ca. 3 K höher sind als im K8 bei reinem LWT-Betrieb. Diese niedrigeren Temperaturen im K8 bei reinem LWT-Betrieb werden durch die höheren Temperaturen bei reinem EWS-Betrieb wieder aufgeholt.

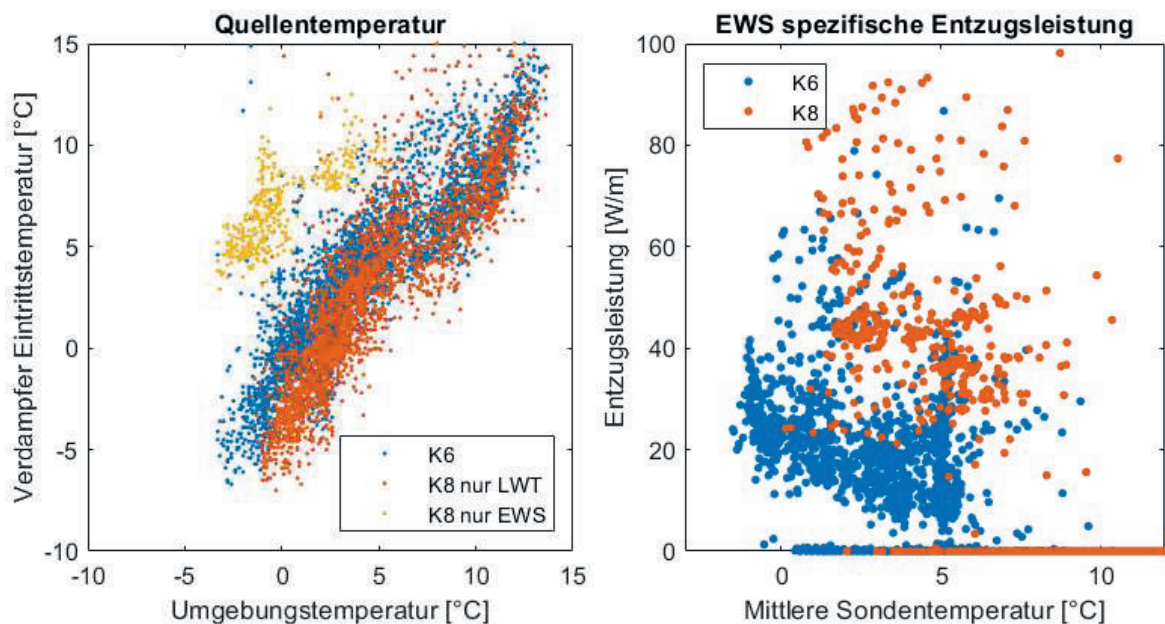


Abbildung 10: Vergleich der beiden Regelstrategien: links: Eintrittstemperatur in den Verdampfer in Abhängigkeit der Aussentemperatur, rechts: Spezifische Entzugsleistung aus der EWS in Abhängigkeit der mittleren Sondentemperatur (Stundenmittelwerte).

Die Abbildung 10 rechts zeigt die spezifische Entzugsleistung aus dem Sondenfeld. So werden im K8 Leistungsspitzen von bis zu 100 W/m erreicht, im K6 liegen die spezifischen Entzugsleistungen tendenziell niedriger. Die mittlere Sondentemperatur (Mittelwert aus Ein- und Austrittstemperatur) erfüllt in allen Fällen das Kriterium von minimal -1.5°C gemäss SIA 384/6 [2].

Bewertung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Messdaten zeigen, dass das Regelungskonzept für K6, wie im Abschnitt «Betriebskonzept und Regelstrategie» beschrieben, in der realen Anlage robust funktioniert und eine aktive Bewirtschaftung des Sondenfeldes auf Basis der Austrittstemperatur ermöglicht. Der Leistungsanteil durch die Erdwärmesonde lässt sich über die Temperaturregelung dynamisch kontrollieren. Die Rücklaufbeimischung zum Schutz der EWS vor zu tiefen Eintrittstemperaturen funktioniert ebenfalls.

Die Sondentemperaturen liegen trotz hohen Entzugsleistungen bis 80-100 W/m im zulässigen Bereich. Mit den Erdwärmesonden kann die Verdampfer-Eintrittstemperatur um ca. 3 K angehoben werden im Vergleich zu einem Betrieb nur mit dem Luftwärmetauscher in K8, wobei dieses Bild noch leicht verfälscht ist, da der Luftwärmetauscher in K8 eine geringere Kälteleistung liefern muss als der Luftwärmetauscher mit den EWS zusammen in K6, was bedeutet, dass das Potenzial noch grösser ist.

Der Quellenanteil, welcher aus den Erdwärmesonden gewonnen wurde, beträgt in der Periode von 1. Oktober bis 30. März ca. 12-14% für beide Häuser. Von Mitte Dezember bis Mitte Januar beträgt der Anteil der Erdwärmesonden ca. 20% des gesamten Kältebedarfs, ca. 10% der mit dem Luftwärmetauscher geernteten Wärme musste wieder zur Abtauung eingesetzt werden.

Eine Herausforderung in der Auswertung stellen die geringen Temperaturdifferenzen über die Sonden dar, welche zu einem grossen Fehler im Wärmezähler führen. Der mittlere Messfehler liegt bei ca. 15%. Eine Lösung konnte in der Verwendung der Temperatur vor dem Mischventil und der Berechnung des Massenstroms aus der Differenz zwischen den Massenströmen durch den Verdampfer und durch den Luftwärmetauscher gefunden werden. Die Methode wird im weiteren Projektverlauf noch verfeinert.

Eine weitere Herausforderung ist der Umgang mit den fehlenden Daten aus dem Wärmezähler am Verdampfer und den Stromzählern aufgrund des Ausfalls eines Schnittstellenkonverters. Als Folge wurde im Python-Script, welches zum Auslesen der Daten verwendet wird, eine Erkennung von Ausfällen eingerichtet, welche eine Benachrichtigung per E-Mail auslöst.

Weitere geplante Untersuchungen

Die in der ersten Heizperiode gewonnen Messdaten werden in die Validierung und die Weiterentwicklung der Simulationsmodelle fliessen. Diese dienen zur Weiterentwicklung der Regelstrategien mit dem Ziel, einerseits die Effizienz durch eine optimierte Nutzung der Wärme aus dem Erdreich ausserhalb des Kernwinters zu erhöhen und andererseits den Betrieb des Luftwärmetauschers zu reduzieren. Die optimierten Regelstrategien sowie weitere Anpassungen zur Effizienzsteigerung wie z.B. die Optimierung der Überhitzungsregelung werden auf die nächste Heizperiode umgesetzt.

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 71
------------------------------------	---	----------

Quellen

- [1] C. Wemhöner, C. Meier, S. Büsser, M. Bätschmann: «HP-Source: Integrationsmöglichkeiten von Wärmequellen», Schlussbericht BFE-Forschungsprojekt, Rapperswil, 2023.
- [2] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein: SIA 384/6 - Erdwärmesonden, Zürich, 2021.

News aus der Wärmepumpen- Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 72
--	---	----------

Gianfranco Guidati, Adriana Marcucci, Energy Science Center, ETH Zurich

BFE SWEET DeCarbCH WP1 SI/502260 (in Bearbeitung 2021 – 2025)

Heat pumps are the key technology for net-zero – but we have to do it right!

Zusammenfassung

Wärmepumpen sind entscheidend, um das Netto-Null-Ziel zu erreichen und gleichzeitig unsere Abhängigkeit von importiertem Heizöl und Gas zu verringern. Ihr positiver Effekt, nämlich Öl und Gas durch eine viel geringere Menge Strom zu ersetzen, hängt jedoch von den Quell- und Senken-Temperaturen ab - und hier müssen mehrere Innovationen berücksichtigt werden. Wir verwenden ein Energiesystemmodell, um den Wert solcher Innovationen zu quantifizieren, nämlich konvektive Niedertemperatur-Heizsysteme, Erdsondenfelder mit Regeneration (z. B. durch passive Kühlung) und Niedertemperatur-Fernwärme/kältenetze mit verteilten Wärmepumpen. Unsere Ergebnisse zeigen, dass diese Innovationen das Potenzial haben, die notwendige zusätzliche Erzeugung durch thermische Kraftwerke und/oder Nettoimporte um 3-5 TWh/a Strom zu reduzieren. Damit wird das sogenannte „Winterlückenproblem“ direkt angegangen. Fazit: Wärmepumpen sind die Technologie der Wahl - aber wir müssen es richtig machen!

Résumé

Les pompes à chaleur sont l'une des technologies clés permettant d'atteindre l'objectif de consommation nette zéro tout en réduisant notre dépendance à l'égard des importations de mazout et de gaz. Cependant, leur effet positif, à savoir le remplacement du pétrole et du gaz par une quantité beaucoup plus faible d'électricité, dépend des températures de la source et du puits - et plusieurs innovations doivent être prises en compte à cet égard. Nous utilisons un modèle de système énergétique pour quantifier la valeur de ces innovations, à savoir les systèmes de chauffage par convection à basse température, les champs de forage avec régénération (par exemple par refroidissement passif) et les réseaux de chauffage et de refroidissement urbains à basse température avec des pompes à chaleur distribuées. Les résultats indiquent que ces innovations ont le potentiel de réduire de 3 à 5 TWh/a d'électricité la production supplémentaire nécessaire par les centrales thermiques et/ou les importations nettes. Cela permet de s'attaquer directement au problème dit du « trou d'air hivernal ». En conclusion, les pompes à chaleur sont la technologie de choix, mais il faut bien faire les choses!

Abstract

Heat pumps are essential for reaching the net-zero target while at the same time reducing our dependency on imported heating oil and gas. However, their positive effect, namely to replace oil & gas by a much smaller amount of electricity, depends on the source and sink temperatures – and here several innovations must be considered. We use an energy system model to quantify the value of such innovations, namely low temperature convective heating systems, borehole fields with regeneration (e.g. by passive cooling) and low temperature district heating & cooling networks with distributed heat pumps. Our modelling results indicate that these innovations have the potential to reduce the necessary extra generation by thermal power plants and/or net imports by 3-5 TWh/a of electricity. This addresses directly the so-called “winter gap problem”. To conclude: heat pumps are the technology of choice – but we have to do it right!

Introduction

Switzerland has set the target to reach net-zero greenhouse gas emissions by 2050. There is little doubt that the essential step on this path is the electrification of the heating and transport sector, via heat pumps and battery electric cars. It is also accepted that such a shift will increase the final demand for electricity from today 50-60 TWh/a to 70-80 TWh/a (see recent results of the SWEET-CROSS project [1]). This increase in electricity demand is more than compensated by a massive decrease in the consumption of heating oil, Diesel, gasoline and natural gas.

This overall increase of the system efficiency – especially that fact that heat pumps require much less electricity than oil heaters require oil – makes us sometimes forget that the coefficient of performance of a heat pump is not a given number. It depends on several circumstances that are under our control, namely the source and sink temperature. Increasing the COP beyond the commonly accepted number of 3-4 is technically possible [2] and has the potential to reduce electricity consumption by several TWh, especially in the critical winter months. This paper studies this effect from an overall energy system perspective, using an energy system model of Switzerland.

Modelling approach

Energy system model

Here we use the Swiss Energyscope model [4], which was developed at ETH Zurich based on the original model by Stefano Moret from EPFL [3]. SES-ETH is a linear optimization model of the energy system. It determines the investment and operation strategies that minimize the total annual cost of the energy system, given the end-use energy demand, the efficiency and costs of the conversion technologies, and the availability and costs of the energy resources.

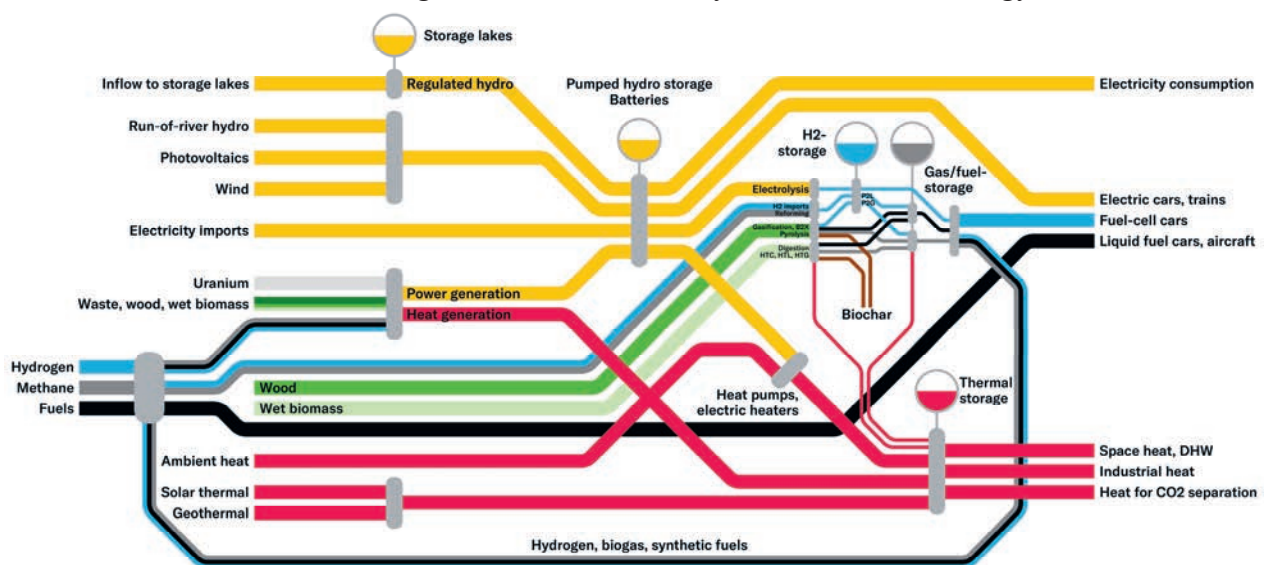


Figure 1: Schematic representation of the energy system as modelled in SES-ETH.

SES-ETH represents the main energy demands: electricity, heat and mobility (see Figure 1). It is a snapshot model, i.e., it models the energy system in a target year but it does not make any statements on the trajectory to reach this future state. The original SES included monthly periods that could capture the seasonal aspects of generation, demand, and storage. We have further developed the model to include an hourly resolution that allows us to represent the intra-day variations of the energy demand and resource availability [4]. Note that all inputs and results in this report refer to the target year 2050.

The basic setup of the model is simple (see Figure 2). A matrix is formed by columns that represent quantities such as energy (electricity, thermal energy, methane), materials (CO₂, cement) or other items such as person- or ton-kilometers. These columns are termed layers and indexed with the letter l . The rows of the matrix represent technologies that feed into layers or connect layers between each other. As an example, the gas turbine technology ① subtracts 1 MWh of methane from the methane layer and adds 0.6 MWh of electricity to the electricity layer, corresponding to an electrical efficiency of 60%. At the same time, 0.2 t_{CO2} are moved from the chemically bound layer to the flue gas layer. This ratio is determined by the CO₂ intensity of methane that is 0.2 t_{CO2}/MWh. A heat pump ② uses 3 MWh from the ambient heat layer and 1 MWh from the electricity layer to deliver 4 MWh of useful heat to a layer representing space heat for a building. This corresponds to a coefficient of performance of 4. A CO₂ separation plant ③ extracts 1 t_{CO2} from a flue gas layer and delivers 0.9 and 0.1 t_{CO2} to a pure CO₂ layer and the atmosphere, respectively, consuming 0.1 MWh of electricity. Methane import ④ delivers one MWh of energy to the methane layer and 0.2 t_{CO2} to the chemically bound CO₂ layer. The supply of wood ⑤ delivers 1 MWh of wood to the wood layer and 0.36 t_{CO2} to the chemically bound CO₂ layer but extracts at the same time 0.36 t_{CO2} from the atmosphere. Some technologies such as photovoltaics ⑥ have only a single entry, they deliver electricity into the according electricity layer.

As shown in Figure 2, three additional matrices are used that share the same layers as columns. The storage charge and discharge matrices connect storage technologies to layers, where numbers below 1 indicate storage losses. Finally, the demand matrix connects demands to layers. Here it is important to note that not all layers have associated demands. As an example, wood is consumed to generate thermal energy for heating. The demand is heating, not the wood itself. At the same time there is generally no demand for hydrogen. Hydrogen may be used to generate process heat or traction in a fuel cell vehicle, then the demand is heat or ton-kilometers. Below is the fundamental set of linear equations for the decision variables $P_i(t)$, $S_j^{in}(t)$ and $S_j^{out}(t)$ that need to be satisfied in each time step for each layer.

$$\underbrace{\sum_{i=1}^{N_T} P_i(t) p_{i,l}}_{\text{Technologies}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{N_S} S_j^{in}(t)}_{\text{Storage charge}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{N_S} S_j^{out}(t)}_{\text{Storage discharge}} = \underbrace{\sum_{k=1}^{N_k} D_k d_{k,l}}_{\text{Demand}} \quad l = 1..N_l$$

The storage level S_j^{level} is balanced considering the charging power $S_j^{in}(t)$, discharging power $S_j^{out}(t)$ and the efficiency matrices $\eta_{j,l}^{in}$ and $\eta_{j,l}^{out}$.

$$S_j^{level}(t+1) = S_j^{level}(t) + S_j^{in}(t) \eta_{j,l}^{in} - \frac{S_j^{out}(t)}{\eta_{j,l}^{out}} \quad j = 1..N_S$$

Further conditions are that the decision variables have to be less than a maximum installed capacity.

$$P_i(t) < \hat{P}_i \quad i = 1..N_i$$

$$S_j^{in}(t) < \hat{S}_j, \quad S_j^{out}(t) < \hat{S}_j \quad j = 1..N_S$$

And that the storage level is between 0 and the installed capacity.

$$0 \leq S_j^{level}(t) \leq \hat{S}_j^{level} \quad j = 1..N_S$$

The optimization objective is to minimize total system costs which are the sum of annualized investment costs, resource costs, and fixed and variable operation & maintenance costs. The main side condition is that the total CO₂ emissions have to meet a given target. The full model is described in the original thesis by Moret [3].

		Layers																
		CO2 (ton)					Energy carriers (MWh)					Space heat / DHW (MWh)					Mobility (pkm)	
		Chemically bound	Flue gas	Pure	Atmosphere	Stored	Ambient heat	Methane	Gasoline	Wood	Electricity	Hydrogen	Gas boiler	Pellet boiler	Heatpump	DHN, wood CHP	DHN, geothermal	ICE
Technologies	Ambient HEX						1											
	④ Methane import	0.2						1										
⑤	Gasoline import	0.26							1									
	Wood supply	0.36			-0.36					1								
⑥	Electricity import										1							
	Hydrogen import											1						
①	Hydro power										1							
	Photovoltaics										1							
②	Wind										1							
	Gas turbine	-0.2	0.2					-1			0.6							
③	Gas boiler	-0.2			0.2			-1					0.9					
	Pellet boiler									-1			0.8					
④	Wood CHP									-1	0.2				0.6			
	Geothermal															1		
⑤	Heat pump						-3				-1			4				
	Electrolysis										-1	0.6						
⑥	ICV	-0.26			0.26				-1								0.3	
	BEV										-1							0.1
⑦	FCEV											-1						0.2
	CO2 separation		-1	0.9	0.1						-0.1							
⑧	Direct air capture			1	-1						-0.4							
	CO2 storage			-1		1												
Storage charge											-1							
⑨	Batteries																	
	Thermal storage													-1				
⑩	Hydrogen storage											-1						
Storage discharge											0.8							
⑪	Batteries																	
	Thermal storage													0.9				
⑫	Hydrogen storage											0.9						
Demand											-1							
⑬	Lights, motors, etc																	
	Space heat, DHW																	
⑭	Mobility																	

Figure 2: Basic model setup.

Archetypes

The model has no spatial resolution, there is only one wind turbine that represents all wind turbines, one photovoltaic installation, etc. For electricity, this simplification is justifiable by making the usual assumption of a copper plate, i.e. an ideal electrical network. Also for methane, hydrogen, wood and other energy carriers a transport over long distances is feasible. However, this assumption is invalid for other energy forms such as heat or the motion force in transport. Therefore, the respective demand streams are broken down into archetypes that are not connected.

An example is a gas boiler and a heat pump. Assume that one dwelling is equipped with a gas boiler, another with a heat pump. It may be beneficial to operate the heat pump mostly in summer and the gas boiler in winter. However, the two dwellings cannot exchange heat, therefore the complete demand has to be sliced in two portions that have to be satisfied independently by the two technologies. Another example is a Diesel car and a battery electric vehicle (BEV). The model could choose to run the BEV only in summer and the Diesel in winter, however, a car owner has either one or the other car, again the demands are split and have to be satisfied separately. Within individual archetypes, a mixture of technologies is indeed possible, e.g. a pellet boiler with a solar thermal collector.

The split of demand into archetypes is realized in the model by variable entries in the demand matrix $d_{k,l}$ (see Figure 2). These variables are free for the optimization with the additional linear constraint that they have to sum up to 1. Table 1 lists all archetypes currently defined. More can be added easily. It can be seen that various types of heat pumps are modelled.

CROSS scenarios

Four scenarios for a net-zero Switzerland in 2050 have been defined within the SWEET-CROSS project [5]. These are generated along two axis, climate policy and energy market integration. We add another dimension by defining a technology conservative and a technology innovative variant, and a stricter climate goal (see Figure 3 and Table 2).

- Climate policy: “Net-zero GHG domestic” is net zero including hard to avoid emissions from agriculture but excluding aviation. “Net-zero GHG – carbon removal abroad” considers the option to compensate up to 6 Mt/a of CO₂-equivalent emissions outside Switzerland. We add a variant “Real zero” which considers also the emissions from aviation.
- Energy market integration: SES-ETH does not explicitly model the energy system outside Switzerland. Energy carriers like electricity, methane or hydrogen can be imported at a certain price. The variants “High integration” and “Low integration” are defined.
- Technology innovative/conservative: These variants are distinguished by the willingness to adopt new technologies or to find compromises with other public goods such as landscape preservation. Examples are alpine photovoltaics, geothermal energy or innovations in the heating domain whose value is discussed in the results section.

As Table 2 shows, there are actually three climate goals ranging from +12 MtCO₂/a down to 0 MtCO₂/a. The question remains, which is the “correct net-zero target”. The Real Zero scenario enforces either the production of sustainable aviation fuels (SAF) in Switzerland or at least the compensation by negative emissions. Recent results from the VADER project [6] indicate that the first option is not realistic, simply because Switzerland lacks the renewable resources (biomass, PV, wind) to produce SAF domestically.

Assuming that Switzerland may be able to import SAFs by the middle of the century, the Domestic climate scenario at +6 MtCO₂/a becomes actually the aforementioned “correct net-zero target”. The Abroad scenario assumes that 6 MtCO₂/a can be compensated abroad, allowing Switzerland to still emit +12 MtCO₂/a. We consider this scenario because it allows to better understand the steps necessary to reach the Domestic scenario. All assumptions on technology costs and efficiency, resource availability and demand have been documented in a recent study, they can be found in Section 3.3 of the final report [6].

Table 1: Archetypes for space heat and DHW.

Single and multi-family houses		District heating networks	
DEC0	– Ground-source heat pump with regeneration – Electric heater – Solar thermal – Short-term TES	DHN1	– Low temperature cooling & heating grid – Water-source heat pump – Electric heater – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC1	– Ground-source heat pump – Electric heater – Solar thermal – Short-term TES	DHN2	– Mid-sized gas CHP plant – Auxiliary gas boiler – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC2	– Air-source heat pump – Electric heater – Solar thermal – Short-term TES	DHN3	– Wood CHP plant – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC3	– Water-source heat pump – Electric heater – Short-term TES – Long-term ice storage	DHN4	– Small rural biogas plant – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC4	– Gas boiler – Solar thermal – Short-term TES	DHN5	– High temperature grid – Water-source heat pump – Electric heater – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC5	– Oil boiler – Solar thermal – Short-term TES	DHN6	– Deep geothermal source – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
DEC6	– Wood boiler – Solar thermal – Short-term TES	DHN7	– Small gas CHP plant – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
		DHN8	– Pyrolysis plant – Solar thermal – Short-term TES – Seasonal TES (optional)
		DHN9	– Waste-to-energy plant – Wood CHP plant – Gas CHP plant – Auxiliary gas boiler – Short-term TES – Seasonal TES (optional)

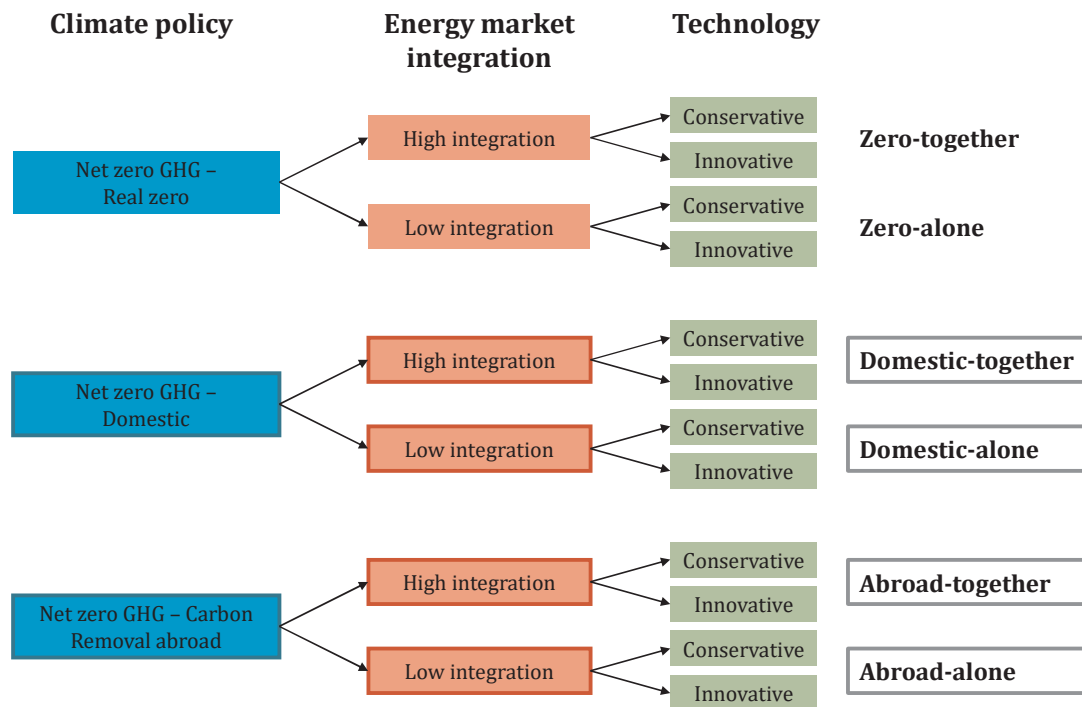


Figure 3: Basic scenarios for CROSS.

Table 2: Key numbers for scenario variants (innovation in heating sector marked in bold).

Climate policy	Real zero	Domestic	Abroad
Target for SES-ETH	0 Mt _{CO₂eq} /a	+6 Mt _{CO₂eq} /a	+12 Mt _{CO₂eq} /a
Market integration	High integration	Low integration	
Electricity imports	Unlimited at 100-200 CHF/MWh	None	
Methane imports	Unlimited at 30-60 CHF/MWh		
Kerosene imports	Unlimited at 50-100 CHF/MWh		
Diesel imports	Unlimited at 50-100 CHF/MWh		
Hydrogen imports	< 40 PJ/a at 160 CHF/MWh	None	
Biogas imports	< 44 PJ/a at 100 CHF/MWh	None	
Biofuel imports	< 5 PJ/a at 200 CHF/MWh	None	
Technology	Innovative	Conservative	
Hydro power	< 37.1 TWh/a	< 33.6 TWh/a	
Storage reservoirs	< 6.5 TWh	< 8.5 TWh	
Wood resource	< 19.3 TWh/a	< 15.6 TWh/a	
Wind power	< 2.14 GW	< 0.85 GW	
Alpine photovoltaic	< 4 GW	No	
Seasonal thermal energy storage	Yes	No	
Centralized wet biomass anaerobic digestion	Yes	No	
Hydrothermal conversion of digestate	Yes	No	
CO ₂ separation by membranes	Yes	No	
Conversion of waste/wood to gases/fuels	Yes	No	
Low temperature convective space heat supply	Yes	No	
Borehole regeneration	Yes	No	
5th generation cooling/heating networks	Yes	No	
Negative emissions by using wood as building material	Yes	No	

Representation of heat pumps

As mentioned before, it is widely accepted that heat pumps will deliver the largest share of space heat and domestic hot water in a net-zero future energy system. The electricity demand, however, depends on the source and sink temperatures, where the source may be the ambient air, the ground or a water body and the sink temperature is determined by the delivery system of the building. The original version of the SES-ETH model featured a very simple modelling of heat pumps assuming a coefficient of performance (COP) of 3 for air-source heat pumps and a COP of 4 for all other types. In order to better assess the value of innovative technologies such as low-temperature convective heat delivery, borehole regeneration or 5th generation district heating and cooling (5GDHC) networks, a more sophisticated approach was needed.

The first step was to separate the demand for space heat, domestic hot water (DHW) and cooling. As mentioned before, the split into the various building archetypes is controlled by a variable that has to sum up to 1. We assign analogous variables to DHW and cooling with the extra constraint that for each archetype the factor for space heat, DHW and cooling has to be identical. Then we defined the source temperature for 4 types of heat pumps, namely air-source, ground-source with and without regeneration and lake water (see Figure 4).

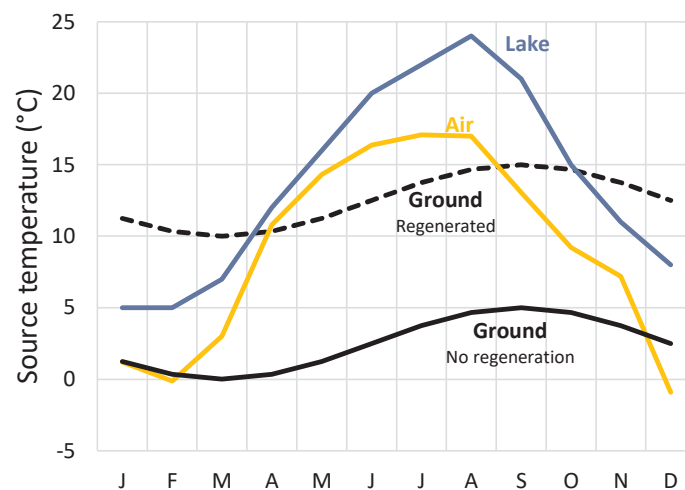


Figure 4: Source temperature for heat pumps.

The sink temperature is the temperature at which heat is delivered to a building. We assume that in a conservative scenario the sink temperature for space heat is 45 °C, for domestic hot water 50 °C. This corresponds to a situation with a underfloor heating or a radiator. In the innovative scenario we assume a switch to a convective heating that allows to reduce the sink temperature to 28 °C. We also assume that the temperature for DHW can be reduced to 40 °C. Given these sink temperatures and the source temperatures from Figure 4 we can pre-calculate a COP that varies with the months of the year (see Figure 5). For this we use the simple formula of a modified Carnot factor.

$$COP = \eta_c \frac{T_{Sink}}{T_{Sink} - T_{Source}}$$

where the exergetic efficiency (Gütegrad) is assumed to be 0.45 for air-source heat pumps and 0.55 for ground- or water-source heat pumps. Note that the high COP of 10 that was shown at the 2024 heat pump event [2] corresponds to the top-left sub-figure (ground-source heat pump with regeneration and innovative low temperature heat supply).

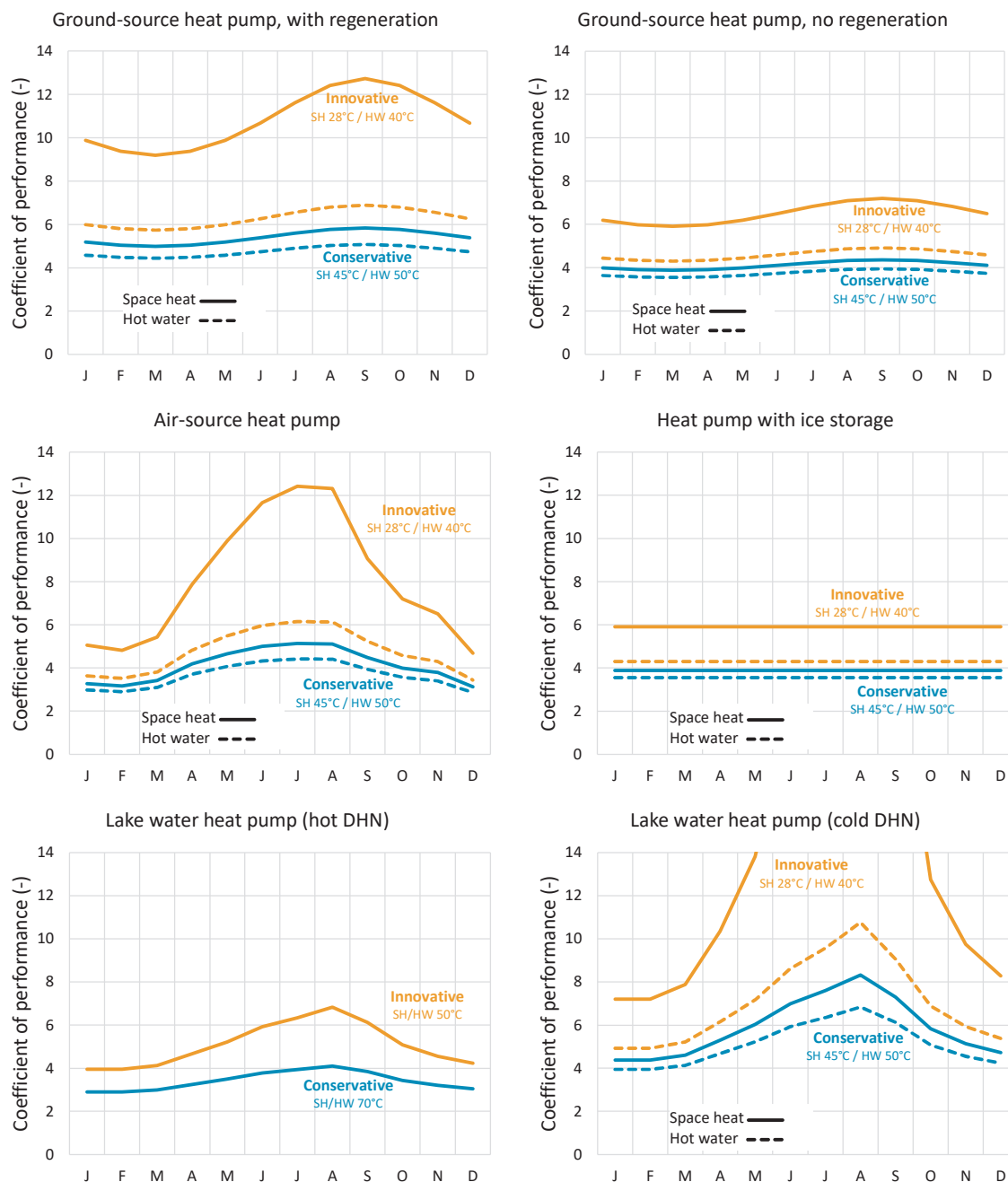


Figure 5: Seasonal variation of coefficient of performance for various types of heat pumps.

Results

Based on the SES-ETH model we can study the characteristics of future net-zero energy systems. We consider the base scenarios from Table 2, namely the three climate targets (Abroad – 12 Mt_{CO2}/a; Domestic – 6 Mt_{CO2}/a; Zero – 0 Mt_{CO2}/a), the two levels of integration with the surrounding countries (Together – good integration; Alone – poor integration), and the two variants concerning our willingness to adapt new technologies (Conservative, Innovative). In order to better see trends we added two intermediate CO₂ emission targets at 3 and 9 Mt_{CO2}/a and also the less ambitious targets from 15, 18, 21 and 24 Mt_{CO2}/a. On top of these 36 base scenarios, we consider the uncertainty of future population development, climate, technology and resource costs, etc. by a Monte Carlo analysis. Results are presented in the following figures in the form of box plots that show the distribution of selected quantities of interest. The focus is on understanding the value of innovations in the heating sector.

As a first innovation we consider the effect of low temperature heat supply in buildings. In the pre-heat-pump era, space heat was generated by combustion. Delivery temperature could be as high as needed for the traditional distribution systems via radiators, usually some 60-70 °C. Today's standard system is underfloor heating where the delivery temperature is in the order of 40-45 °C which can be reached easily by heat pumps. Alternatively, convective systems use large surface heat exchangers with fans to supply heat at minimal temperature difference. Here the delivery temperature may be as low as 25 °C.

As explained before, we assign heat pumps with a low-temperature heat supply system to the innovative scenario and the traditional underfloor heating to the conservative scenario (see Table 2). We now switch this feature between the innovative and the conservative scenarios, i.e. we recalculate everything with innovative scenarios having only underfloor heating and the conservative scenarios having low-temperature supply systems. This allows to isolate the effect of supply temperature on the overall energy system.

Figure 6 shows the effect on the supply of space heat and domestic hot water. The colored box plots show the results for the modified scenarios, the grey markers show the median of the original base scenarios. Obviously, the share of heat pump increases once the conservative scenarios have low-temperature supply systems available ①. On the contrary, in the innovative cases without low-temperature supply systems, the share of heat pump decreases and more heat is delivered by combustion systems ②.

This has a visible impact on the demand for electricity (see Figure 7), most notably for residential heat pumps ③: more electricity is needed in the innovative scenarios with only underfloor heating (despite a generally lower share of heat pumps) and vice versa for the conservative scenarios with low-temperature supply systems. Figure 8 and Figure 9 show the same indicators for the availability of borehole regeneration and 5GDHC networks. The trend is similar, a larger share of heat pumps once this innovation is available and a reduction of electricity demand. Figure 10 and Figure 11 show the results for both innovations combined. It can be seen that the positive effects of innovation are roughly additive.

The most remarkable result is seen in Figure 11, where the total electricity demand is reduced by 5-10 TWh/a (4) once these innovations in the heating domain become available for the conservative scenario. This requires some extra explanation. Figure 12 shows the electricity generation of (non-thermal) renewables (top), extra generation by thermal power and imports (mid), and the demand for residential heat pumps (incl. cooling, bottom); for the summer half (left), the winter half (mid) and the full year (right). What is shown is the difference between the scenarios where all heating innovations are available in Conservative/not available in Innovative and the base scenarios.

In the summer half there is a lower production of renewables (mostly photovoltaics) in the Conservative scenarios once the heating innovations are available (5). This reduction matches approximately the reduced demand for heat pumps, in this case largely for cooling that is now possible using free cooling options instead of electrically driven chillers (6). The extra generation by thermal power shows little change, simply because the generation is low in summer. In winter, the conservative scenarios show again a lower production from non-thermal renewables that matches the reduction in summer.

Remarkable is the reduction of extra generation by thermal power and/or net imports (7). Again, the sum of this reduced generation matches the lower demand for heat pumps which is a consequence of the combined heating innovations (8). The right column shows the same quantities for the whole year and again it is evident that the much lower generation is linked to the lower electricity demand by heat pumps. For the innovative scenarios that now lack all innovations in the heating domain, the changes are exactly in the opposite direction, i.e. more electricity is demanded by heat pump and therefore more electricity has to be provided by all generators.

To conclude, innovations in the heating domain such as low-temperature heat distribution systems, 5GDHC networks or borehole regeneration have the potential to reduce the necessary extra generation by thermal power plants and/or net imports by 3-5 TWh/a of electricity. This addresses directly the so-called “winter gap problem”.

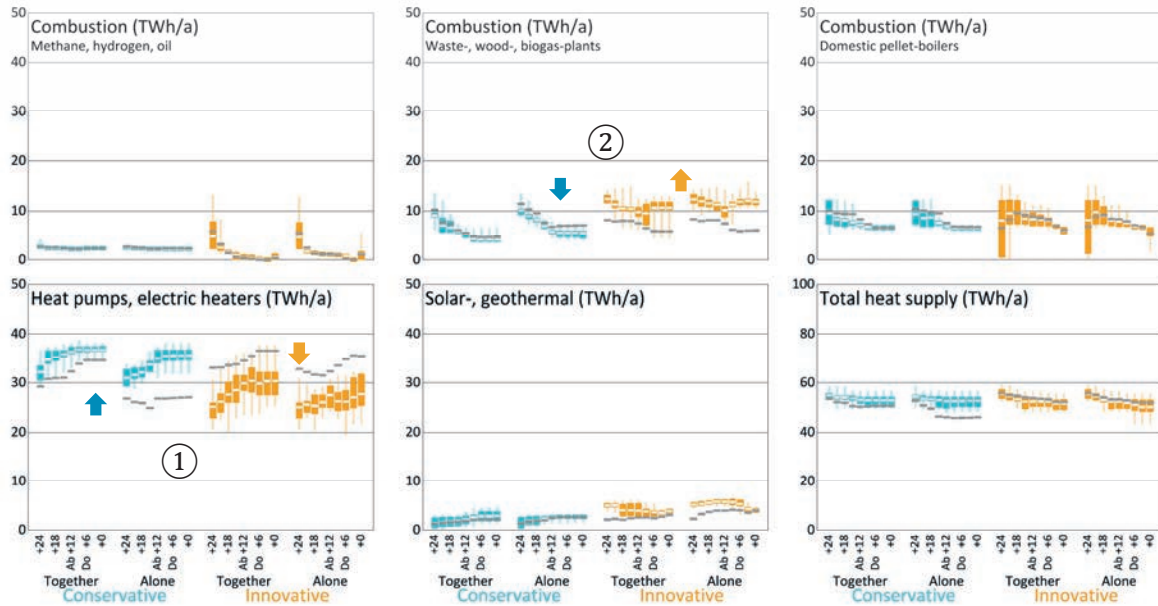


Figure 6: Supply of space heat and domestic hot water for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without low-temperature heat supply systems.

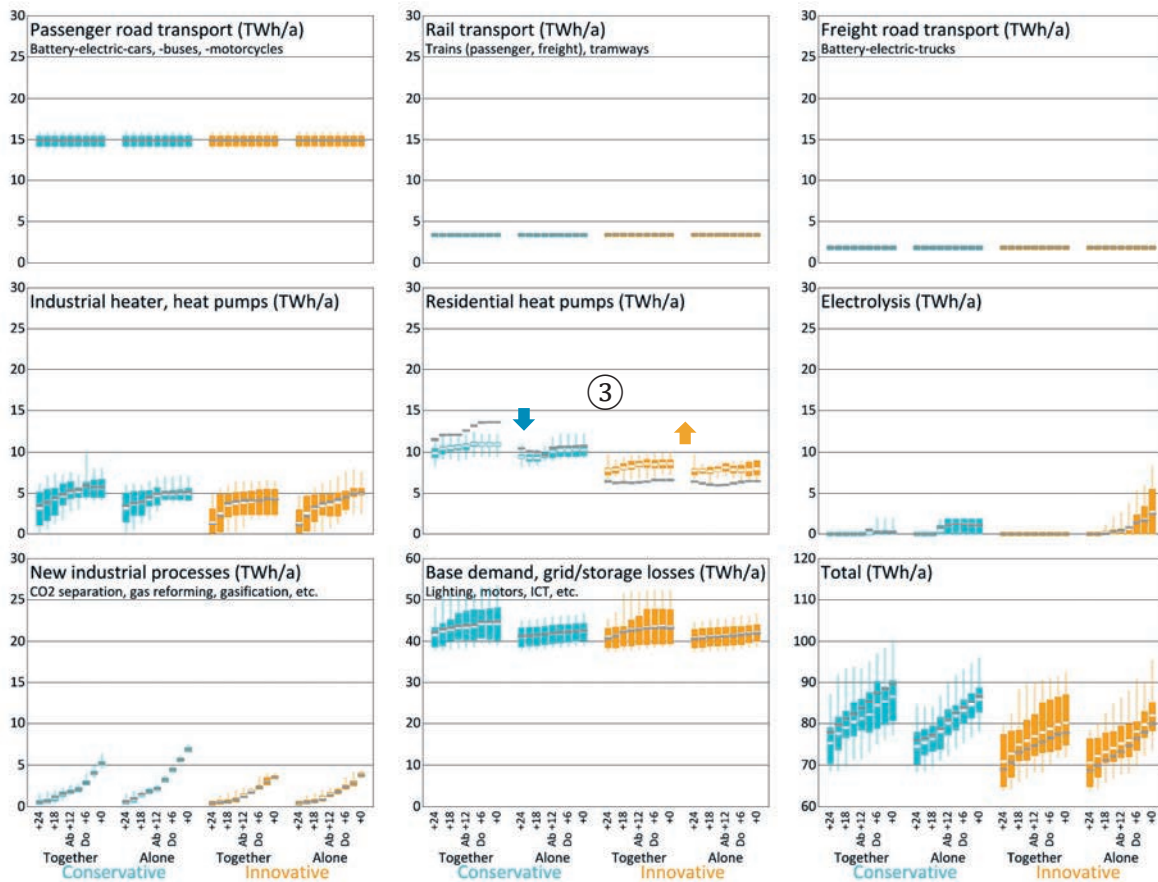


Figure 7: Demand for electricity for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without low-temperature heat supply systems.

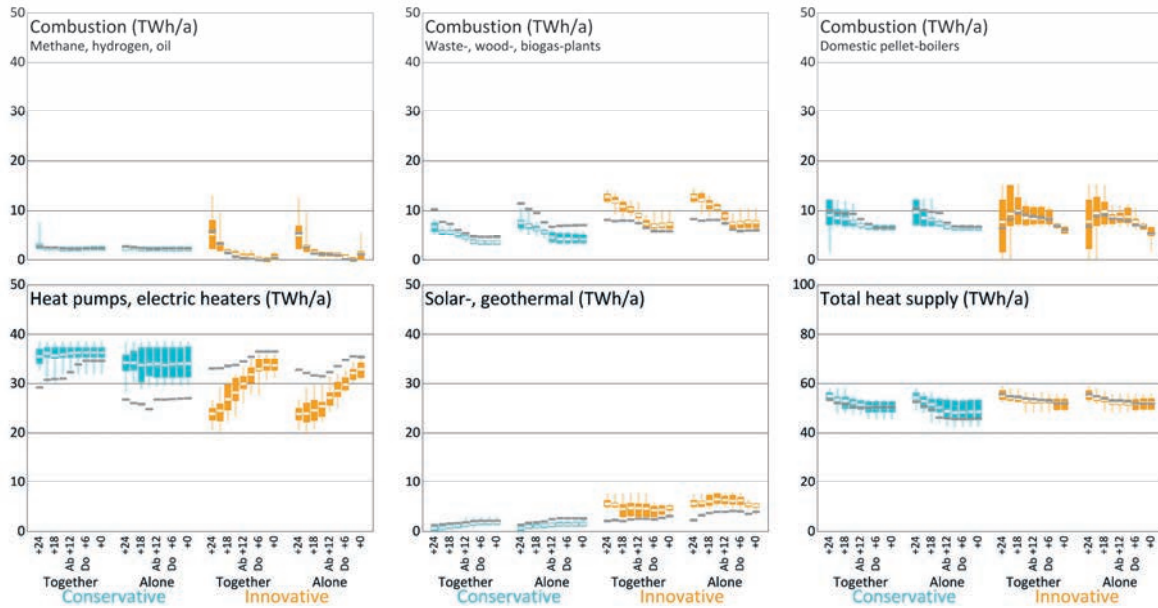


Figure 8: Supply of electricity for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without borehole regeneration & 5GDHC networks.

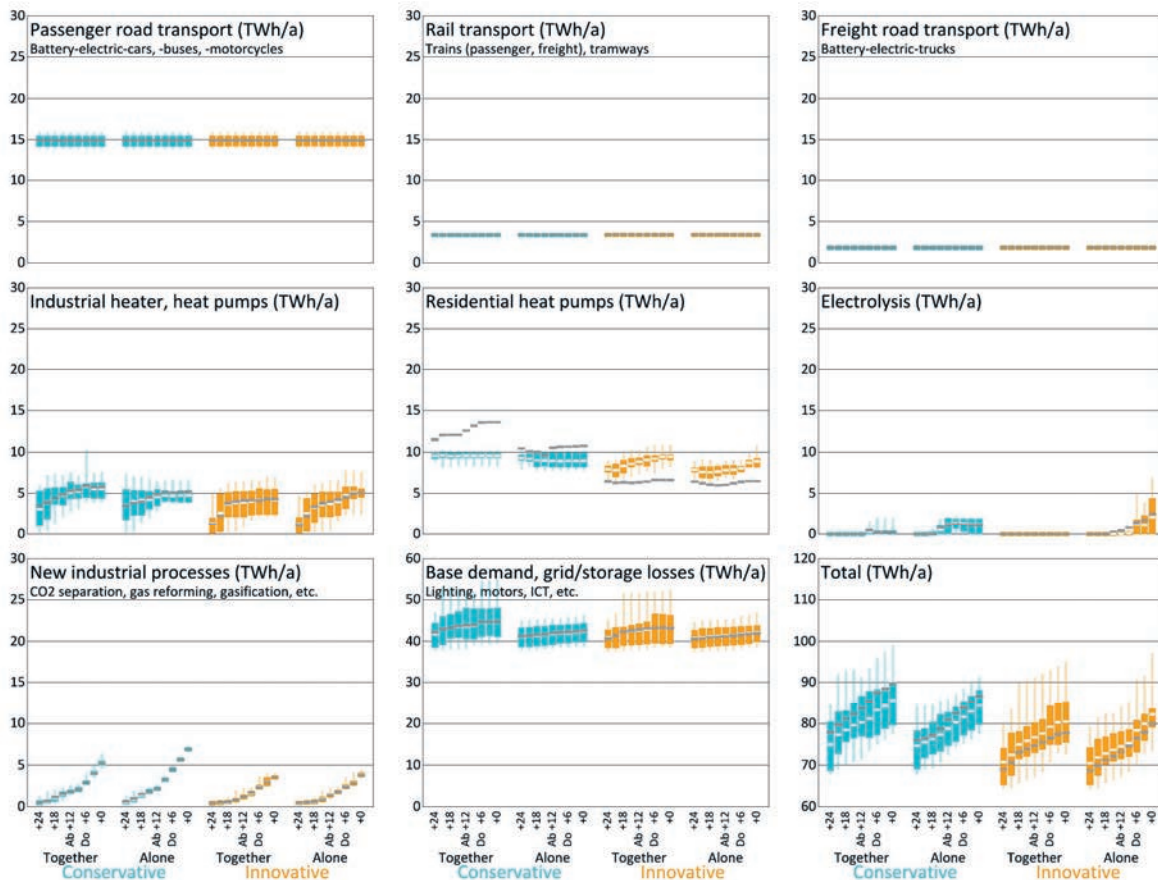


Figure 9: Demand for electricity for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without borehole regeneration & 5GDHC networks.

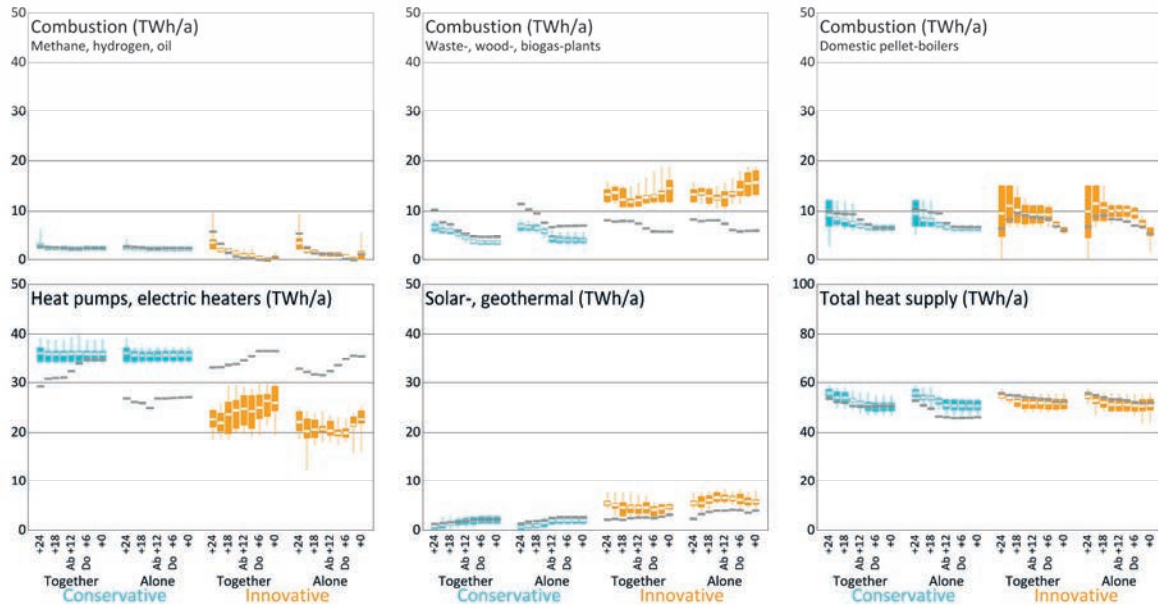


Figure 10: Supply of electricity for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without combined heating innovations.

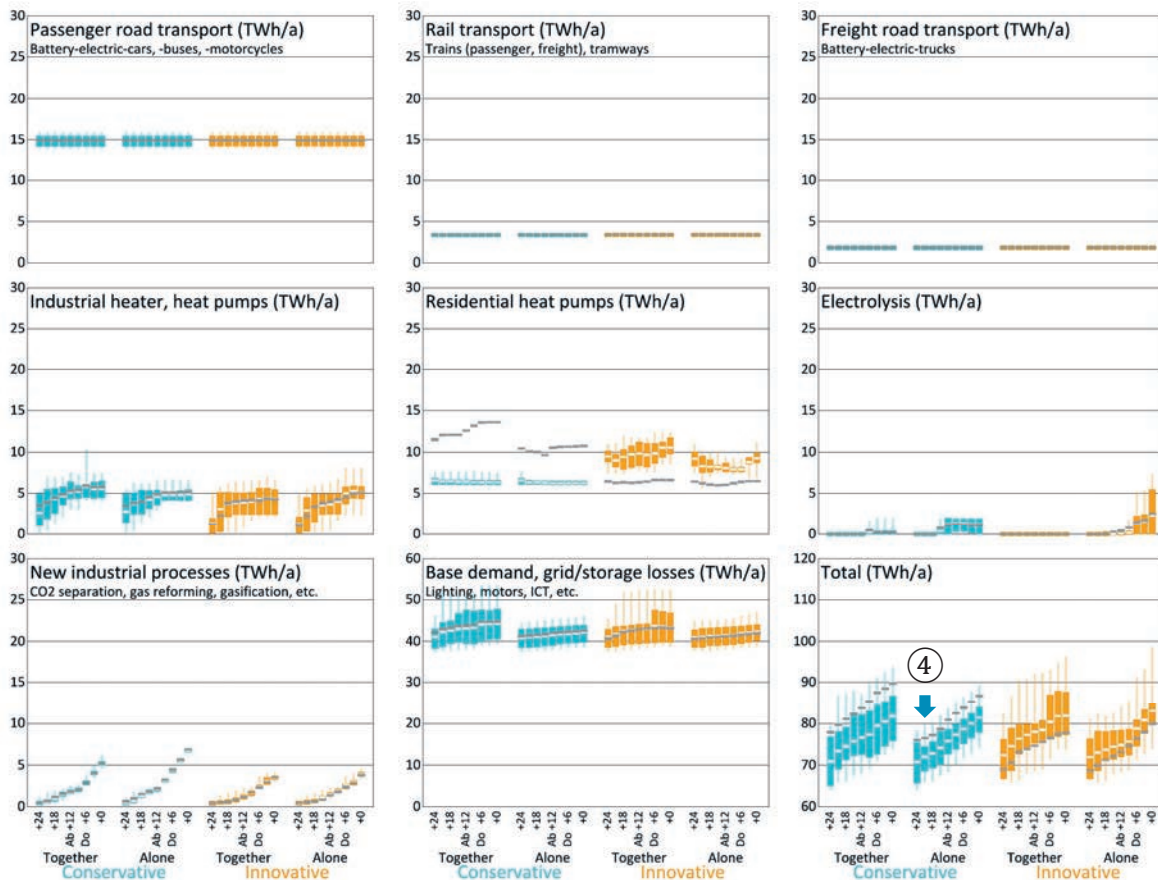


Figure 11: Demand for electricity for base scenarios (median shown in grey) and modified scenarios with/without combined heating innovations.

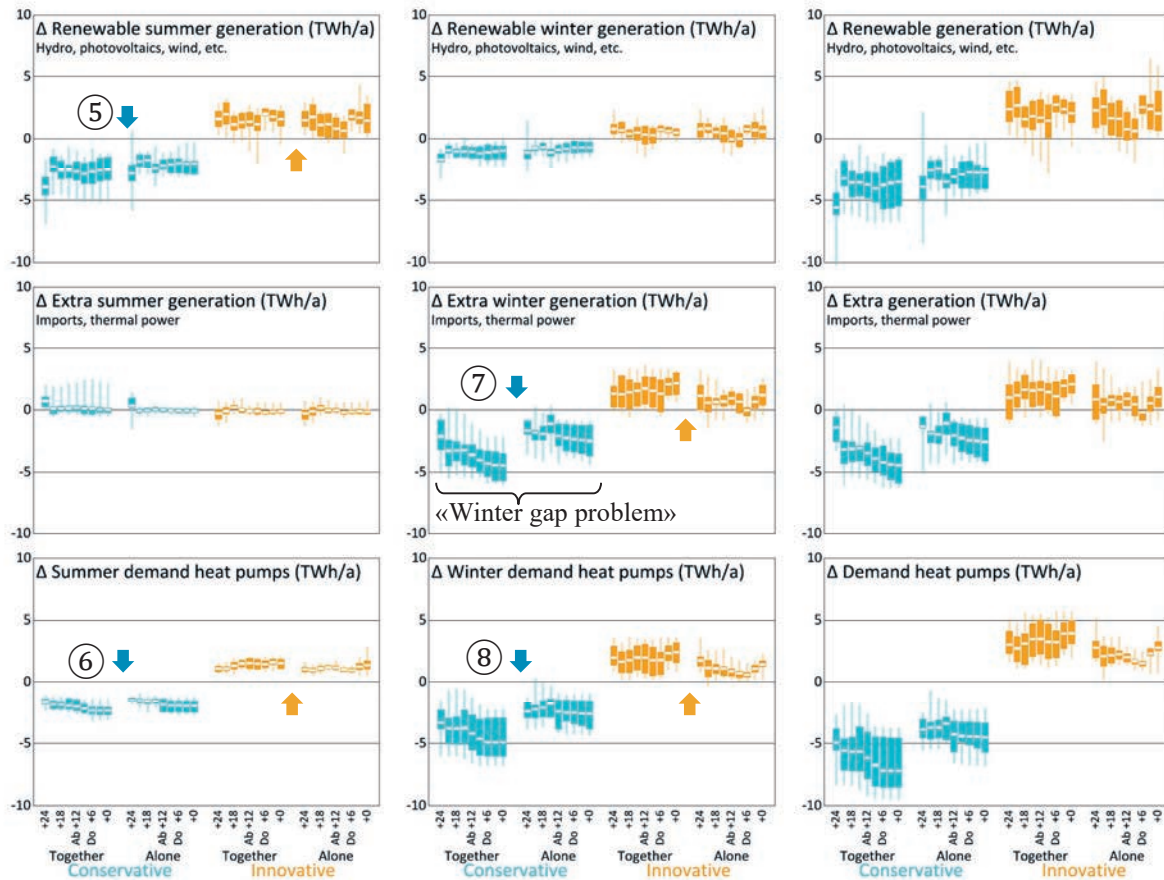


Figure 12: Variation of different indicators of conservative/innovative scenarios with/without combined heating innovations with regards to baseline scenarios.

Acknowledgment

The research published in this publication was carried out with the support of the Swiss Federal Office of Energy as part of the SWEET consortium DeCarbCH.

References

- [1] <https://sweet-cross.ch/results/>
- [2] B. Wellig. Wärmepumpe mit COP 10 im Betrieb: was es dafür braucht. News aus der Wärmepumpenforschung 2024. https://kegel-klimasysteme.ch/wp-content/uploads/2024/08/240514_COP10-Beitrag-WP-Tagung.pdf
- [3] S. Moret. Strategic energy planning under uncertainty. PhD thesis. IGM, p. 268. DOI: 10.5075/epflthesis-7961 (2017). URL: <http://infoscience.epfl.ch/record/231814>
- [4] A. Marcucci; G. Guidati. Swiss Hourly Energy Scope: Documentation. ETH Zurich - JASM. (2021) URL: https://sccer-jasm.ch/JASMpapers/JASM_SES_ETH_documentation.pdf
- [5] <https://sweet-cross.ch/scenarios/>
- [6] <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=51133>

Pierre Christe, Bundesamt für Energie, Sektion Erneuerbare Energien

Energieeffizienz von Wärmepumpen bis 70 kW

Zusammenfassung

In den Energieperspektiven 2050+ werden diverse Szenarien der Entwicklung des Schweizer Energiesystems analysiert, die auf das Klimaziel von Netto-Null Treibhausgasemissionen im Jahr 2050 ausgelegt sind und gleichzeitig eine sichere Energieversorgung gewährleisten sollen. Im Bereich Wärme wird dabei erwartet, dass die Anzahl installierter Wärmepumpen-Systeme in den kommenden 25 Jahren auf 1.5 Mio. Stück vervielfacht wird. Dies benötigt einen durchschnittlichen Zuwachs von 45'000 neuen Wärmepumpen pro Jahr. In der Schweiz sind Gebäude für 40% des Energieverbrauchs und für rund ein Drittel der CO₂-Emissionen verantwortlich. Über eine Million Häuser sind nicht oder kaum gedämmt und damit energetisch dringend sanierungsbedürftig. Zudem werden zwei Drittel der Gebäude heute noch immer fossil oder konventionell elektrisch beheizt. Um die Dekarbonisierungsziele zu erreichen, spielt somit nicht nur der Gebäudepark, sondern auch ein quantitativ sowie qualitativ einwandfreier Einsatz von Wärmepumpen eine zentrale Rolle.

Mit einer gezielten Effizienzsteigerung im Heizungsbereich können erhebliche Strom-Einsparungen erzielt werden. Im Jahr 2023 haben bei einem schweizerischen Stromkonsum von 56 TWh die Wärmepumpen allein 2.7 TWh Strom benötigt. Bis 2050 könnte der Strombedarf für Wärmepumpen auf rund 13 TWh ansteigen, was geschätzt einen zusätzlichen Winterstrombedarf von 2.5 bis 3.5 TWh für Wärmepumpen erfordert. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass dieser erhöhte Stromverbrauch durch Effizienzgewinne bei Heizung und Warmwasserbereitstellung kompensiert werden kann. Dies setzt eine möglichst korrekte Gebäude-Integration von Wärmepumpen voraus. Eine Effizienzsteigerung von beispielsweise 10% würde bei 1.5 Mio. installierten Wärmepumpen eine Strom-Einsparung von 1 TWh bewirken.

Der Einsatz von Wärmepumpen in EFH und kleineren MFH deckt in der Regel einen Leistungsbereich bis zu 70 kW ab. Grössere Wärmepumpenleistungen kommen vor allem in grösseren Wohnblöcken, Verwaltungsbauten sowie in Gewerbe und Industrie oder bei Fernwärmesystemen zum Einsatz. Das mit dem Klima- und Innovationsgesetz eingeführte Impulsprogramm sieht nun die direkte Messung der Energieeffizienz bei Wärmepumpen im Leistungsbereich ab 70 kW vor. Für kleinere Anlagen wird seit 2017 mit dem Wärmepumpen Systemmodul (WPSM) ein Schweizer Standard für die optimale Planung, Erstellung und Inbetriebnahme von Wärmepumpen sowohl im Neubau wie auch bei Sanierungen eingesetzt. Hier wird die Gewährleistung der Energieeffizienz vor allem indirekt durch die korrekte Ausführung und ggf. periodische Kontrollen erreicht. Dieses System der Qualitätssicherung gilt aber nur für Anlagen bis ca. 15 kW Leistung.

Aufgrund der erwarteten wichtigen Rolle der Wärmepumpe bei der Umwandlung des Schweizer Energiesystems ist es daher notwendig, möglichst einheitliche Qualitätsanforderungen für den Leistungsbereich bis 70 kW zu etablieren. Insbesondere folgende Fragestellungen sind heute für die zielführende Umsetzung der Energiepolitik von besonderer Bedeutung: 1. Welche Optimierungen sind bei der Dimensionierung und Integration von Wärmepumpen in EFH und MFH noch notwendig, um Zielkonflikte bei der Energieeffizienz frühzeitig zu vermeiden? 2. Welche

technologischen Entwicklungen sind notwendig, um die Lebenszykluskosten von Wärmepumpen im Leistungsbereich bis 70 kW signifikant zu senken und damit die Attraktivität gegenüber fossilen Heizsystemen nachhaltig zu verbessern? 3. Wie kann ein wirtschaftlich tragfähiges Monitoringsystem aufgebaut werden, das Anreize für die Betriebsoptimierung schafft und gleichzeitig als objektive Grundlage für zielgerichtete Förder- und Regulierungsmassnahme dient?

Résumé

Les perspectives énergétiques 2050+ ont analysé différents scénarios de développement du système énergétique suisse, qui visent l'objectif climatique de zéro émission nette de gaz à effet de serre en 2050 tout en garantissant la sécurité de l'approvisionnement énergétique. D'ici 25 ans, le nombre de pompes à chaleur installées devrait ainsi quintupler pour atteindre 1,5 million d'unités. Cela nécessite une augmentation moyenne de 45 000 nouvelles pompes à chaleur par an. En Suisse, les bâtiments sont responsables de 40 % de la consommation d'énergie et d'environ un tiers des émissions de CO₂. Plus d'un million de maisons ne sont pas ou peu isolées et doivent donc être rénovées de toute urgence sur le plan énergétique. En outre, deux tiers des bâtiments sont encore chauffés aujourd'hui à l'aide d'énergies fossiles ou d'électricité conventionnelle. Pour atteindre les objectifs de décarbonisation, le parc immobilier joue donc un rôle central, tout comme un déploiement quantitatif et qualitatif irréprochable des pompes à chaleur.

Une amélioration ciblée de l'efficacité dans le domaine du chauffage permet de réaliser d'importantes économies d'électricité. En 2023, pour une consommation électrique suisse de 56 TWh, les pompes à chaleur ont consommé à elles seules 2,7 TWh d'électricité. D'ici 2050, les besoins en électricité des pompes à chaleur pourraient passer à environ 13 TWh, ce qui laisse estimer les besoins supplémentaires en électricité en hiver pour les pompes à chaleur entre 2,5 et 3,5 TWh. On part toutefois du principe que cette augmentation de la consommation d'électricité pourra être compensée par des gains d'efficacité dans le domaine du chauffage et de la production d'eau chaude. Cela suppose une intégration aussi correcte que possible des pompes à chaleur dans les bâtiments. Une augmentation de l'efficacité de seulement 10 % pour 1,5 million de pompes à chaleur pourrait en effet se traduire par une économie d'électricité de 1 TWh.

L'utilisation de pompes à chaleur dans les maisons individuelles et les immeubles collectifs couvre généralement une plage de puissance allant jusqu'à 70 kW. Les pompes à chaleur plus puissantes sont principalement utilisées dans le commerce, l'industrie, les quartiers et les bâtiments non résidentiels. Le programme d'impulsion introduit par la loi sur le climat et l'innovation prévoit désormais la mesure directe de l'efficacité énergétique des pompes à chaleur dans la plage de puissance à partir de 70 kW. Pour les petites installations, le module système pour pompes à chaleur (WPSM) a été introduit en 2017. Il s'agit d'une norme suisse pour la planification, la construction et la mise en service optimales des pompes à chaleur dans les nouvelles constructions et les rénovations. Les garanties d'efficacité énergétique sont principalement assurées de manière indirecte par une exécution correcte et, si nécessaire, par des contrôles périodiques. Ce système d'assurance qualité ne s'applique toutefois qu'aux installations d'une puissance maximale d'environ 15 kW.

En raison du rôle prépondérant attendu de la pompe à chaleur dans la transformation du système énergétique suisse, il est donc nécessaire d'établir des exigences de qualité aussi uniformes que possible pour la plage de puissance allant jusqu'à 70 kW. Les questions suivantes revêtent aujourd'hui une importance particulière pour la mise en œuvre efficace de la politique énergétique : 1. Quelles optimisations restent à apporter au dimensionnement et à l'intégration des pompes à chaleur destinées aux maisons individuelles et aux immeubles collectifs afin de prévenir à un stade précoce les conflits d'objectifs en matière d'efficacité énergétique ? 2. Quelles évolutions technologiques sont encore requises pour réduire de manière significative les coûts du cycle de vie des pompes à chaleur dans la plage de puissance jusqu'à 70 kW et ainsi sécuriser durablement leur attractivité par rapport aux systèmes de chauffage fossiles ? 3. Comment mettre en place un système de monitoring économiquement viable qui inciterait à optimiser les performances d'exploitation tout en servant de base objective pour des mesures d'encouragement et de réglementation ciblées ?

Abstract

The Energy Outlook 2050+ analyzed various scenarios for the development of the Swiss energy system, which aim to achieve the climate goal of net-zero greenhouse gas emissions by 2050 while ensuring energy security. Within 25 years, the number of heat pumps installed is therefore expected to increase fivefold to 1.5 million units. This requires an average increase of 45,000 new heat pumps per year. In Switzerland, buildings account for 40% of energy consumption and around one-third of CO₂ emissions. More than one million homes are poorly insulated or not insulated at all and therefore urgently need to be renovated to improve their energy efficiency. In addition, two-thirds of buildings are still heated today using fossil fuels or conventional electricity. To achieve decarbonization targets, the building sector therefore plays a central role, as does the widespread and high-quality deployment of heat pumps.

Targeted improvements in heating efficiency can lead to significant savings in electricity consumption. In 2023, heat pumps alone consumed 2.7 TWh of electricity out of Switzerland's total electricity consumption of 56 TWh. By 2050, the electricity demand of heat pumps could rise to around 13 TWh, which means that the additional electricity demand for heat pumps in winter is estimated at between 2.5 and 3.5 TWh. However, it is assumed that this increase in electricity consumption can be compensated for by efficiency gains in heating and hot water production. This requires heat pumps to be integrated into buildings as effectively as possible. A 10% increase in efficiency for 1.5 million heat pumps could result in electricity savings of 1 TWh.

The use of heat pumps in single-family homes and apartment buildings generally covers a power range of up to 70 kW. More powerful heat pumps are mainly used in commercial, industrial, neighborhood, and non-residential buildings. The impulse program introduced by the Climate and Innovation Act now provides for the direct measurement of the energy efficiency of heat pumps in the power range from 70 kW. For small installations, the system module for heat pumps (WPSM) was introduced in 2017. This is a Swiss standard for the optimal planning, construction, and commissioning of heat pumps in new buildings and renovations. Energy efficiency guarantees are mainly ensured indirectly through correct installation and, if necessary, periodic inspections. However, this quality assurance system only applies to systems with a maximum output of approximately 15 kW.

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 92
------------------------------------	---	----------

Due to the key role expected to be played by heat pumps in the transformation of the Swiss energy system, it is therefore necessary to establish quality requirements that are as uniform as possible for the power range up to 70 kW. The following questions are currently of particular importance for the effective implementation of energy policy: 1. What further optimizations are needed in the design and integration of heat pumps for single-family homes and multi-family buildings to prevent conflicts between energy efficiency objectives at an early stage? 2. What technological developments are still needed to significantly reduce the life cycle costs of heat pumps in the power range up to 70 kW and thus secure their long-term attractiveness compared to fossil fuel heating systems? 3. How can an economically viable monitoring system be set up that would provide motivation to optimize operating performance and serve as an objective basis for targeted incentive and regulatory measures?

David Zogg Institut für Automation, Fachhochschule Nordwestschweiz

Wärmepumpen, Photovoltaik und Elektromobilität: Planungsgrundlagen für Wohngebäude

Zusammenfassung

Die Planungsgrundlagen zeigen auf, wie Wärmepumpensysteme und Elektromobilität in Gebäuden mit Photovoltaik-Anlagen intelligent eingebunden werden können. Zentraler Aspekt ist ein Energiemanagementsystem, welches alle Komponenten im Betrieb koordiniert und auf die Produktion der PV-Anlage abstimmt. Die Planung solcher Systeme bedingt ein übergeordnetes Systemdenken, welches die elektrischen und wärmetechnischen Teildisziplinen umspannt. Die Systeme sollten über den gesamten Lebenszyklus betreut werden, von der Inbetriebnahme bis zur periodischen Optimierung während dem Betrieb. In einer Zukunft mit hohem Anteil erneuerbarer Energien werden Energiemanagementsysteme eine wesentliche Rolle spielen bei der Stabilisierung des Stromnetzes, indem sie die thermischen und elektrischen Flexibilitäten der Gebäude aufgrund neuer Anreizsignale wie dynamischer Strompreise gezielt nutzen. Für eine reibungslose Kommunikation ist die Standardisierung der Schnittstellen wesentlich, was im neuen SmartGridready-Testlabor der Fachhochschule Nordwestschweiz systematisch geprüft werden kann.

Résumé

Les bases de planification montrent comment les systèmes de pompes à chaleur et l'électromobilité peuvent être intégrés de manière intelligente dans les bâtiments équipés d'installations photovoltaïques. L'aspect central est un système de gestion de l'énergie qui coordonne tous les composants en fonctionnement et les adapte à la production de l'installation photovoltaïque. La planification de tels systèmes nécessite une réflexion systémique globale qui englobe les sous-disciplines électriques et thermiques. Les systèmes doivent être suivis tout au long de leur cycle de vie, de la mise en service à l'optimisation périodique pendant l'exploitation. Dans un avenir où la part des énergies renouvelables sera élevée, les systèmes de gestion de l'énergie joueront un rôle essentiel dans la stabilisation du réseau électrique en exploitant de manière ciblée les flexibilités thermiques et électriques des bâtiments grâce à de nouveaux signaux d'incitation tels que les prix dynamiques de l'électricité. Pour une communication sans faille, la standardisation des interfaces est essentielle, ce qui peut être vérifié systématiquement dans le nouveau laboratoire de test SmartGridready de la Haute école spécialisée du Nord-Ouest de la Suisse.

Abstract

The planning principles show how heat pump systems and electromobility can be intelligently integrated into buildings with photovoltaic systems. The central aspect is an energy management system that coordinates all components in operation and harmonises them with the production of the PV system. The planning of such systems requires an overarching system approach that spans the electrical and thermal engineering sub-disciplines. The systems should be managed over their entire life cycle, from commissioning to periodic optimisation during operation. In a future with a high proportion of renewable energies, energy management systems will play a key role in stabilising the electricity grid by making targeted use of the thermal and electrical flexibility of buildings based on new incentive signals such as dynamic electricity prices. The standardisation of interfaces is essential for smooth communication, which can be systematically tested in the new SmartGridready test laboratory at the University of Applied Sciences and Arts Northwestern Switzerland.

Energiemanagement-System (EMS) als Basis

Wichtigste Voraussetzung für eine energetische (PV-)Optimierung des Gebäudes während dem Betrieb ist das Vorhandensein eines Energiemanagement-Systems (EMS) [1] [[8]]. Das EMS liefert nicht nur die notwendigen Daten des Monitorings, sondern steuert auch die Verbraucher wie Wärmepumpen, Boiler und Elektromobil-Ladestationen nach verschiedenen Kriterien und Wünschen des Benutzers. In Zukunft kann das EMS auch mit dem übergeordneten Stromnetz kommunizieren, um nach verschiedenen Kriterien des Netzbetreibers zu optimieren.

Dies ist ein grundsätzlicher Paradigmenwechsel zu früheren Einzellösungen. Bisher wurden PV-Wechselrichter, Wärmepumpen, Boiler-Elektroeinsätze und allenfalls Elektromobil-Ladestationen mit je eigenen Steuerungen separat installiert. Es gab keine übergeordnete Koordination. Neu übernimmt das EMS diese Koordination.

Die Schnittstellen des EMS müssen zwingend offen sein, so dass beliebige Geräte unterschiedlicher Hersteller eingebunden werden können. Dazu gibt es moderne Standards wie SmartGridready [7], welche sich in Zukunft durchsetzen werden. Wenn ein EMS diese Standards (noch) nicht erfüllt, muss es zumindest eine transparente, nachvollziehbare und möglichst vollständige Liste von Herstellern und Gerätetypen bieten, welche unterstützt werden. Moderne EMS können die (meisten) Geräte über LAN (Local Area Network) einbinden, was die Inbetriebnahme und Konfiguration erheblich erleichtert.

Abbildung 1 zeigt ein typisches System eines Einfamilienhauses (EFH) mit Energiemanager und Einbindung von Photovoltaik (PV), Wärmepumpe und Elektromobilität. Im Fokus steht die optimierte Steuerung der grossen Verbraucher im Gebäude. Die Installation einer Batterie ist nicht zwingend notwendig, aber eine mögliche Ergänzung.

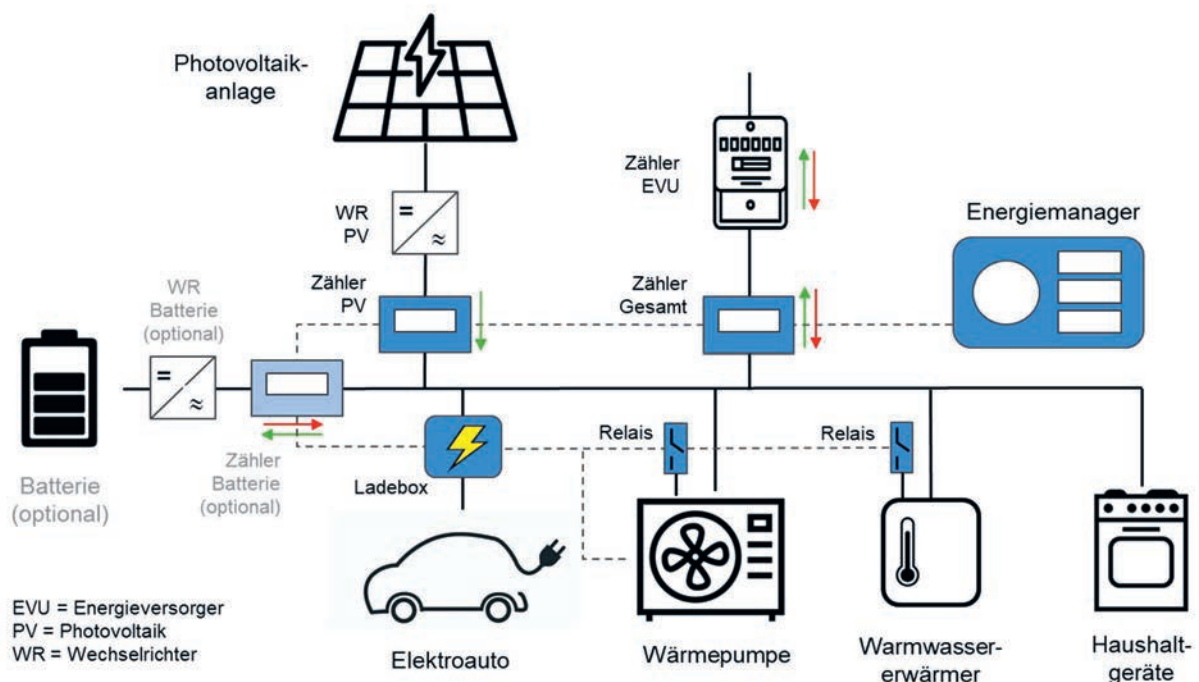


Abbildung 1: Typische Lösung für EFH mit dem Energiemanager als zentrales Element [1].

Systemintegration mit vereinheitlichtem Planungsablauf

Im Rahmen der Initiative «Energiesystem Gebäude & Mobilität» des FWS, Swissolar und swiss-e-mobility wurde ein neuer Kurs «Systemintegration – Energie-Gebäude-Mobilität» lanciert. In diesem Kurs werden Planer und Installateure vorbereitet auf das übergeordnete Systemdenken, welches zwingend notwendig ist für die Integration der unterschiedlichen Komponenten.

Für die Systemintegration wird der Planungsablauf gemäss Abbildung 2 empfohlen [1]. Am wichtigsten ist die Planungsphase, bei welcher das Gesamtsystem inkl. Energiemanager geplant wird. Bei der Inbetriebnahme ist wesentlich, dass das Zusammenspiel von EMS, Wärmepumpe und Elektromobilität über eine Funktionskontrolle systematisch geprüft wird.

Bei Neuinstallationen wird empfohlen, dass bei der Wärmepumpe zunächst eine erste Betriebsphase ohne PV-Optimierung stattfindet, während der die Grundeinstellungen (z.B. Heizkurve) optimal aufs Gebäude abgestimmt werden. Erst in einer zweiten Betriebsphase sollte die PV-Optimierung aktiviert werden. Bei Nachrüstungen kann diese Phase auch übersprungen werden, sofern die Wärmepumpe bereits optimal eingestellt ist.

In der zweiten Betriebsphase wird das EMS aktiviert und richtig eingestellt. Erfahrungsgemäss ist auch diese Einstellung ein länger andauernder Prozess mit diversen Nachjustierungen.

Auch die Betriebsphase gehört dazu. Hier ist ein laufendes Monitoring mit periodischer Optimierung notwendig.

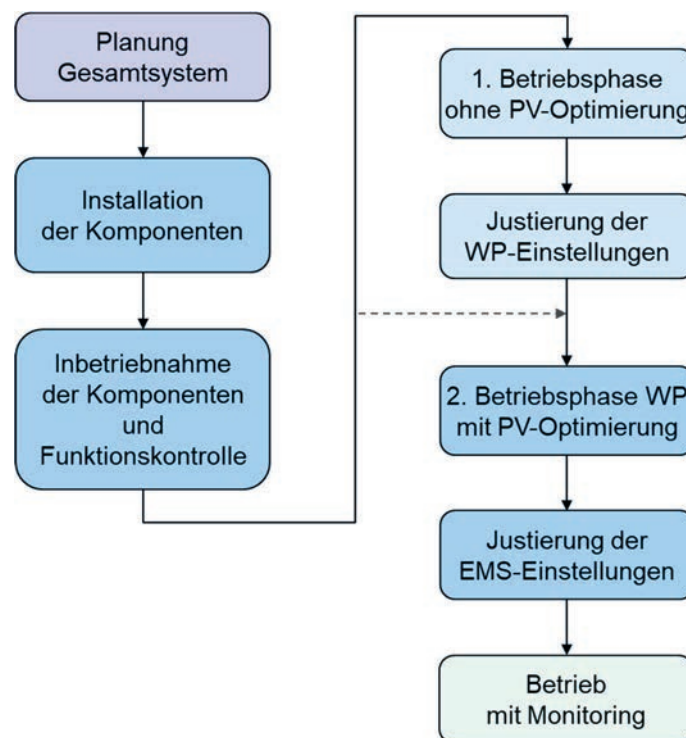


Abbildung 2: Vorgeschlagener Planungsablauf [1].

Potential der thermischen und elektrischen Speicher im Gebäude

Folgend werden verschiedene Arten der Energiespeicherung im Gebäude verglichen, sowohl thermische wie auch elektrische. Die Tabelle 1 zeigt die Situation für ein typisches Einfamilienhaus (EFH) bzw. Mehrfamilienhaus (MFH) mit grober Abschätzung des Speicherpotentials sowie der zusätzlichen Kosten. Der weitaus grösste thermische Speicher ist das Gebäude selbst [2] [4]. Bei einem EFH in Massivbauweise mit hohem Beton- oder Steinanteil können bis zu 60 kWh an thermischer Energie gespeichert werden bei 3 °C Temperaturanstieg der Speichermasse (20 kWh pro 1K Temperaturerhöhung). Bei einem MFH ist die Speicherkapazität noch wesentlich höher (bei einem Gebäude mit 1000 m² Energiebezugsfläche EBF resultieren 150..450 kWh). Die Nutzung des Gebäudes als Speichermasse verursacht keine zusätzlichen Investitionskosten.

Auch die technischen Speicher wie Warmwasserspeicher und Pufferspeicher eignen sich gut für die thermische Speicherung. Allerdings ist das Potential mit 10 bis 20 kWh geringer. Falls die Speicher in normaler Grösse dimensioniert werden, entstehen hier auch keine Zusatzkosten. Zudem können thermische Speicher beliebig oft geladen und entladen werden ohne Einfluss auf deren Lebensdauer.

Die Wärmepumpen-Anlage eignet sich sehr gut zur effizienten Umwandlung von selbst produziertem Strom in Nutzwärme. Die Tabelle zeigt typische elektrische Leistungsaufnahmen der Wärmepumpe (unter Volllast) für EFH und MFH. Durch Speicherung kann die thermische Energie für Bedarfszeiten genutzt werden, wo kein eigener Photovoltaikstrom zur Verfügung steht.

Elektrofahrzeuge haben eine grosse elektrische Speicherfähigkeit, in der Regel im Bereich 20...100 kWh. Im Normalfall wird beim täglichen Betrieb nur ein kleiner Teil dieser Speicherkapazitäten genutzt. Deshalb kann die restliche Kapazität problemlos als Flexibilität im Gebäude genutzt werden. Erste Fahrzeuge können auch bidirektional laden, das heisst das Gebäude mit Strom versorgen (Vehicle-To-Home) [9] oder das Stromnetz entlasten (Vehicle-To-Grid) [10]. Allerdings haben Batterien generell eine Beschränkung der maximalen Anzahl Ladezyklen.

Speicher	Kapazität (thermisch/elektrisch)	Leistung (elektrisch)	Zusatzkosten Installation gebäudeseitig	Anzahl Ladezyklen
Gebäudemasse (Massivbau)	EFH 20..60 kWh th. MFH 150..450 kWh th.	EFH WP 3..5 kWel MFH WP 5..15 kWel	keine (Gebäude bereits vorhanden)	beliebig
Warmwasser-Speicher	EFH 10 kWh thermisch MFH 20 kWh thermisch	s. oben	keine (Speicher bereits vorhanden)	beliebig
Batteriespeicher Elektroauto	pro Fahrzeug 20..100 kWh elektrisch	pro Fahrzeug 4..22 kW elektrisch	ab 1'000 CHF (pro Ladestation)	ab 5'000 Zyklen
Batteriespeicher stationär	EFH 10 kWh elektrisch MFH 20..30 kWh el.	3..10 kW elektrisch 3..20 kW elektrisch	ab 10'000 CHF ab 20'000 CHF	ab 5'000 Zyklen

Tabelle 1: Thermische und elektrische Speicher im Gebäude [1].

Die stationären Batteriespeicher sind mit hohen zusätzlichen Investitionskosten verbunden. Auch diese haben eine begrenzte Lebensdauer. Bei der alleinigen Nutzung der Speicher zur Eigenverbrauchsoptimierung ist die Wirtschaftlichkeit nicht gegeben. Die Speicher können jedoch netzdienlich eingesetzt werden, um tägliche Spitzen in Einspeisung und Bezug zu glätten.

Betrachtet man die Ökobilanz über den gesamten Lebenszyklus, haben thermische Speicher grosse Vorteile gegenüber den elektrischen Speichern [11]. Die elektrischen Speicher holen jedoch auf, indem eine zweite Nutzung ermöglicht wird (z.B. Einsatz ausgedienter Fahrzeugbatterien im Gebäude) und die Recyclingprozesse verbessert werden.

Potential der Regelungstechnik bei Wärmepumpen

Folgend wird betrachtet, wie stark der solare Deckungsgrad der Wärmepumpe erhöht werden kann durch den Einsatz von Regeltechnik. Abbildung 3 zeigt eine Übersicht zu den möglichen Steigerungsfaktoren mit verschiedenen Regelstrategien (Bestwerte aus der Praxis). Dabei wird der «natürliche solare Deckungsgrad» ohne Optimierung mit Faktor 1 angenommen und die relativen Steigerungen betrachtet. Die Werte entsprechen den Erkenntnissen aus ca. 100 Installationen in der Praxis und von Simulationen mit Polysun® [5]. Der Einbezug der Gebäudemasse in die thermische Speicherung wurde beim BFE-Forschungsprojekt in Möriken-Wildegg systematisch untersucht [3][4].

Bei der manuellen Optimierung werden auf Seite Wärmepumpe die Zeitprogramme für das Heizen und die Trinkwarmwasserproduktion (WW) gezielt auf den Tag gelegt. Beim Trinkwarmwasser ist damit eine hohe Steigerung bis zu einem Faktor von ca. 2 möglich. Beim Heizen kann der Deckungsgrad durch eine gezielte Nachtabenkung bzw. Taganhebung etwas beeinflusst werden.

Bei der automatischen Optimierung für das Heizen werden zwei Fälle unterschieden. Bei der einfachen Optimierung wird nur der Pufferspeicher überhöht bei solarem Überschuss. Dies führt zu einer Steigerung bis zu einem Faktor von ca. 1.3, abhängig von der eingestellten Temperaturüberhöhung. Allerdings ist damit auch ein leichter Effizienzverlust verbunden.

Bei der gesamthaften Optimierung wird auch das Gebäude als thermischer Speicher aktiv genutzt. Dies setzt ein Thermomanagement mit Einbindung der Raumfühler voraus. Hier kann der solare Deckungsgrad auch beim Heizen bis zu einem Faktor 2 gesteigert werden, und dies ohne Effizienz- und Komfortverlust [4].

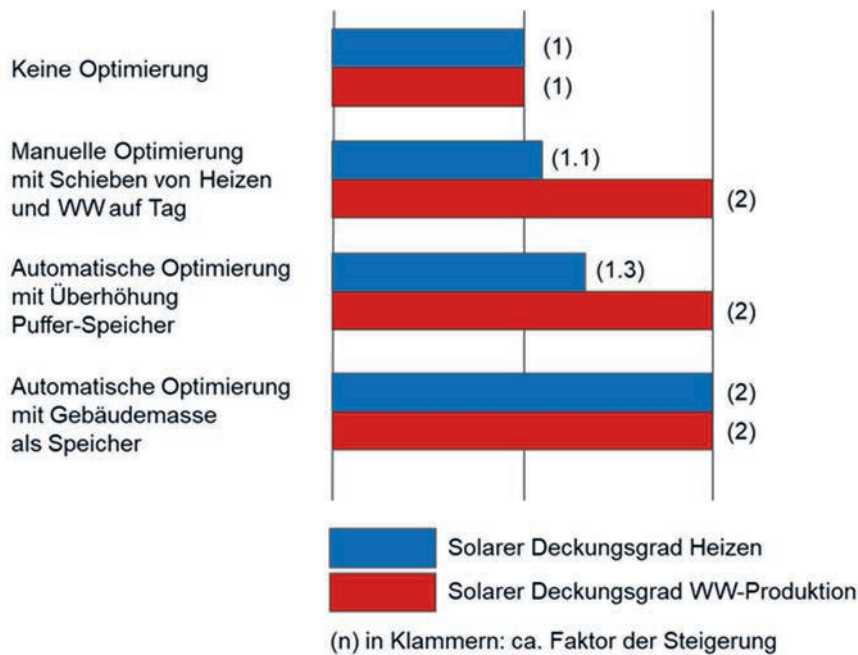


Abbildung 3: Steigerungspotential verschiedener Regelstrategien im Vergleich [1].

Technische Einbindung der Wärmepumpe

Wärmepumpen können prinzipiell über verschiedene Schnittstellen eingebunden werden. Die folgende Tabelle gibt eine kurze Übersicht:

Schnittstelle	Vorteile	Nachteile
EVU-Sperreingang	In jeder WP vorhanden.	WP kann nur gesperrt werden, Komfortüberwachung notwendig.
SG-Ready bwp	Relativ einfache Ansteuerung in 4 Stufen, deutsche Norm nach bwp, weit verbreitet.	Wirkung nur mit optimalen Einstellungen auf Seite WP.
PV-Eingang	Einfache Ansteuerung mit 1 erhöhter Stufe für PV-Betrieb, weit verbreitet	Nur 1 erhöhte Stufe. Nicht von allen Herstellern unterstützt.
MODBUS / IP	Flexible Ansteuerung mit variablen Sollwerten.	Herstellerspezifische Lösungen («proprietär»).
SmartGridready	Zukünftiger Standard für intelligente Ansteuerung.	Noch wenig Geräte verfügbar (Stand 2023).

bwp = Bundesverband Wärmepumpen Deutschland

Tabelle 2: Typische Schnittstellen einer Wärmepumpe [1].

Gemäss Wärmepumpen-System-Modul [12] braucht es für die offenen Schnittstellen EVU-Sperreingang, SG-Ready bwp [6] und SmartGridready [7] keine Einzelfreigaben mehr.

Einbindung über SG-Ready® (bwp)

Aktuelle Wärmepumpen verfügen heute über eine SG-Ready®-Schnittstelle, welche vom Bundesverband Wärmepumpen (bwp) Deutschland 2013 entwickelt und definiert wurde [6]. Diese Schnittstelle ist entweder bereits eingebaut oder sie kann optional ausgerüstet werden. Die Schnittstelle definiert folgende 4 Betriebszustände, welche über 2 Relais-Kontakte gesteuert werden:

- Betriebszustand 1: Sperrung der Wärmepumpe
- Betriebszustand 2: Normalbetrieb der Wärmepumpe
- Betriebszustand 3: Verstärkter Betrieb für Raumheizung und Warmwasserbereitung
- Betriebszustand 4: Definitiver Anlaufbefehl, sofern möglich. Entweder über aktive Einschaltung des Verdichters und/oder der elektrischen Zusatzheizung.

Obwohl die Schnittstelle ursprünglich für die Energieversorger entwickelt wurde, wird sie heutzutage vor allem zur Eigenverbrauchsoptimierung verwendet. Dabei können die Betriebszustände genutzt werden, um die Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben bei genügend lokaler PV-Produktion (Betriebszustand 3). Der «Zwangsbetrieb» (Betriebszustand 4) sollte aus Lebensdauergründen vermieden werden. Auch das Zuschalten von Elektroeinsätzen sollte aus Effizienzgründen vermieden werden.

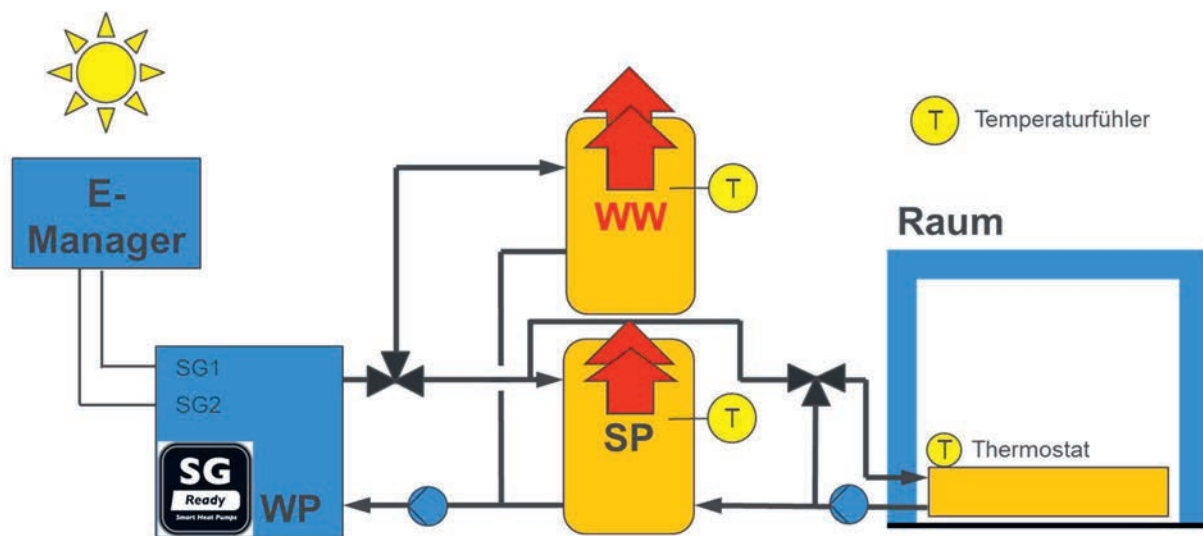


Abbildung 4: Einbindung einer Wärmepumpe (WP) über die SG-Ready-Schnittstelle [1].

Einbindung über Modbus

Modbus TCP ist ein Protokoll, welches über TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol) läuft. Dabei wird die Wärmepumpe über ein Netzkabel (LAN) mit dem Energiemanager verbunden (Abbildung 4). Über die intelligente Schnittstelle kann der Energiemanager eine Vielzahl von Daten mit der Wärmepumpe austauschen. So können beispielsweise die Soll-Temperaturen variabel beeinflusst werden für die verschiedenen Speicher und Heizkreise. Dadurch ist eine optimale Einbindung möglich, welche speziell bei leistungsgeregelten Inverter-Wärmepumpen von grossem Vorteil ist. Bei einzelnen Herstellern ist sogar eine Beeinflussung der Verdichter-Drehzahl möglich, allerdings sind hier aus Gründen der Lebensdauer Grenzen gesetzt.

Der grosse Vorteil einer intelligenten Einbindung ist die Möglichkeit, das Gebäude als thermischen Speicher zu nutzen. Dazu muss der Energiemanager allerdings ein sogenanntes «Thermodmanagement» unterstützen. Das bedeutet, dass er die Raumtemperaturen laufend überwacht und entsprechend die Wärmepumpenanlage optimiert [4]. Über die Beeinflussung der Vorlauftemperatur sowie der Raum-Sollwerte kann mehr oder weniger Energie im Gebäude gespeichert werden.

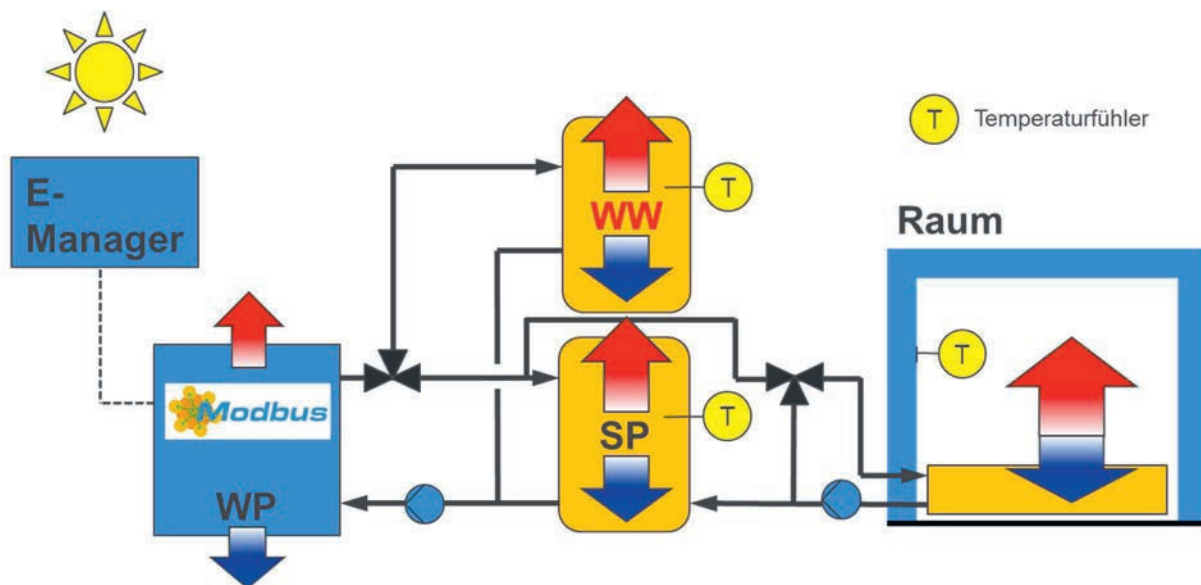


Abbildung 5: Einbindung der Wärmepumpe über Modbus [1].

Ein Nachteil der Einbindung über Modbus sind die herstellerspezifischen Protokolle. Das heisst, dass der Energiemanager das spezifische Protokoll der Wärmepumpe verstehen muss. Um dies abzuklären, stellen die Hersteller Kompatibilitätslisten zur Verfügung, welche bei der Planung berücksichtigt werden müssen.

Einbindung über SmartGridready

Schon seit einigen Jahren setzt sich der Verein «SmartGridready» für eine Standardisierung der Schnittstellen ein [7]. Dabei werden dieselben Protokolle wie oben verwendet, aber mit einer digitalen Hardware-Beschreibung ergänzt (EID = External Interface Description). Diese wird bei der Deklaration erstellt und kann in der zentralen Datenbank library.smartgridready.ch als XML-Datei abgerufen werden. Bei der Konfiguration des Energiemanagers wird die XML-Datei eingelesen, was diesen automatisch konfiguriert. Damit werden automatisch alle Wärmepumpen unterstützt, für welche eine XML-Datei existiert. Im Moment haben sich 3 Wärmepumpen-Hersteller und zahlreiche Hersteller von anderen Komponenten dazu entschieden, ihre Produkte zu deklarieren.

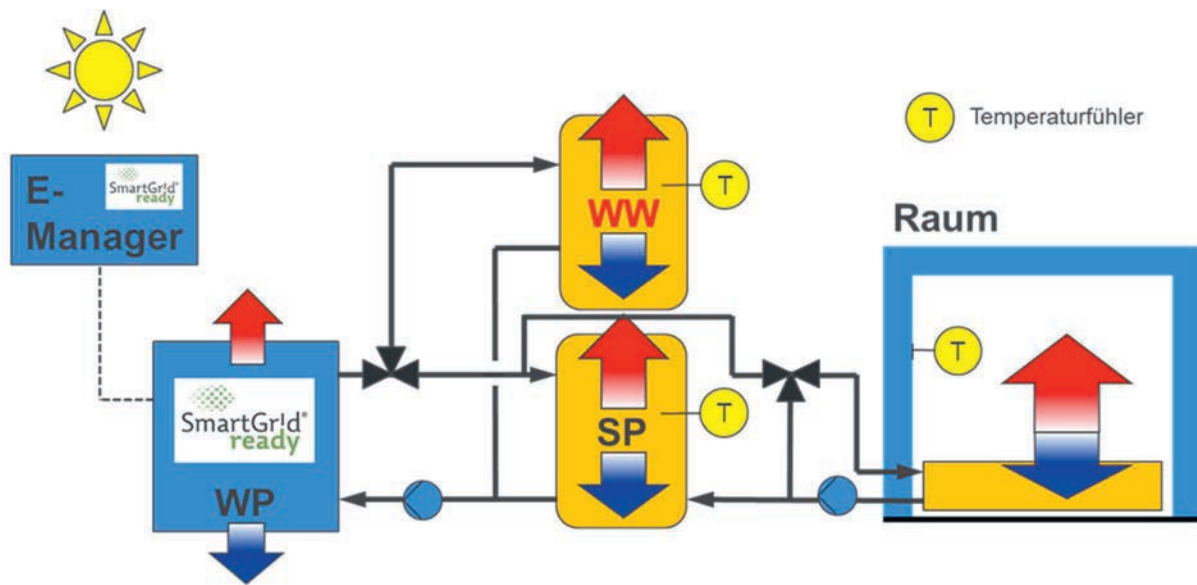


Abbildung 6: Einbindung einer Wärmepumpe (WP) über SmartGridready [1].

Das SmartGridready-Label sieht folgende 6 Stufen vor für die Einbindung: [7]:

- Stufe 1: Ein/Aus-Betrieb (entspricht heutigem EVU-Sperreingang)
- Stufe 2: Mehrstufiger Betrieb (entspricht dem SG-Ready®-Standard nach bwp)
- Stufe 3: Parametrierbare statische Kennlinien (z.B. fest vorgegebene Kennlinien)
- Stufe 4: Kontinuierliche, dynamische Vorgaben (z.B. variable Tarife oder Sollwerte)
- Stufe 5: Parametrierbare dynamische Kennlinien
- Stufe 6: Dynamische Prognose-basierte Vorgabe (z.B. 24h-day-ahead Tarif)

SmartGridready-Testlabor

Im Verlaufe der Jahre 2024/25 wurde an der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW) in Brugg/Windisch ein neues Testlabor aufgebaut, in welchem die Produkte nach dem SmartGridready-Standard getestet werden können [13]. Dabei werden entweder die vollständige Hardware oder nur die Controller der Produkte installiert (speziell bei Wärmepumpen). Es sind auch verschiedene EMS installiert, welche mit den Produkten kommunizieren können. Mit dem «SmartGrid Connection Point» wird auch die Kommunikation zum Energieversorger getestet.

Das Testlabor unterstützt die Deklaration der Produkte nach SmartGridready. Obwohl die Tests nicht obligatorisch sind, werden diese sehr empfohlen. Die Produkte werden mit einem automatisierten Testframework geprüft. Dabei werden die Hardware-Beschreibungen (XML-Dateien) eingelesen und alle Funktionsprofile und Datenpunkte systematisch durchgetestet und in einem Testreport abgelegt. Allfällige Probleme bei der Einbindung werden so rechtzeitig erkannt und können vor Ort durch den Hersteller behoben werden. Die FHNW gibt auch technische Unterstützung bei der Einbindung der Software und Hardware.

Zudem werden regelmässige «Plugfests» durchgeführt, bei welchen die Hersteller ihre Produkte auf gegenseitige Kompatibilität im realen Umfeld prüfen können. Das Testlabor wird auch für Kurse und Schulungen verwendet im Bereich Systemintegration.

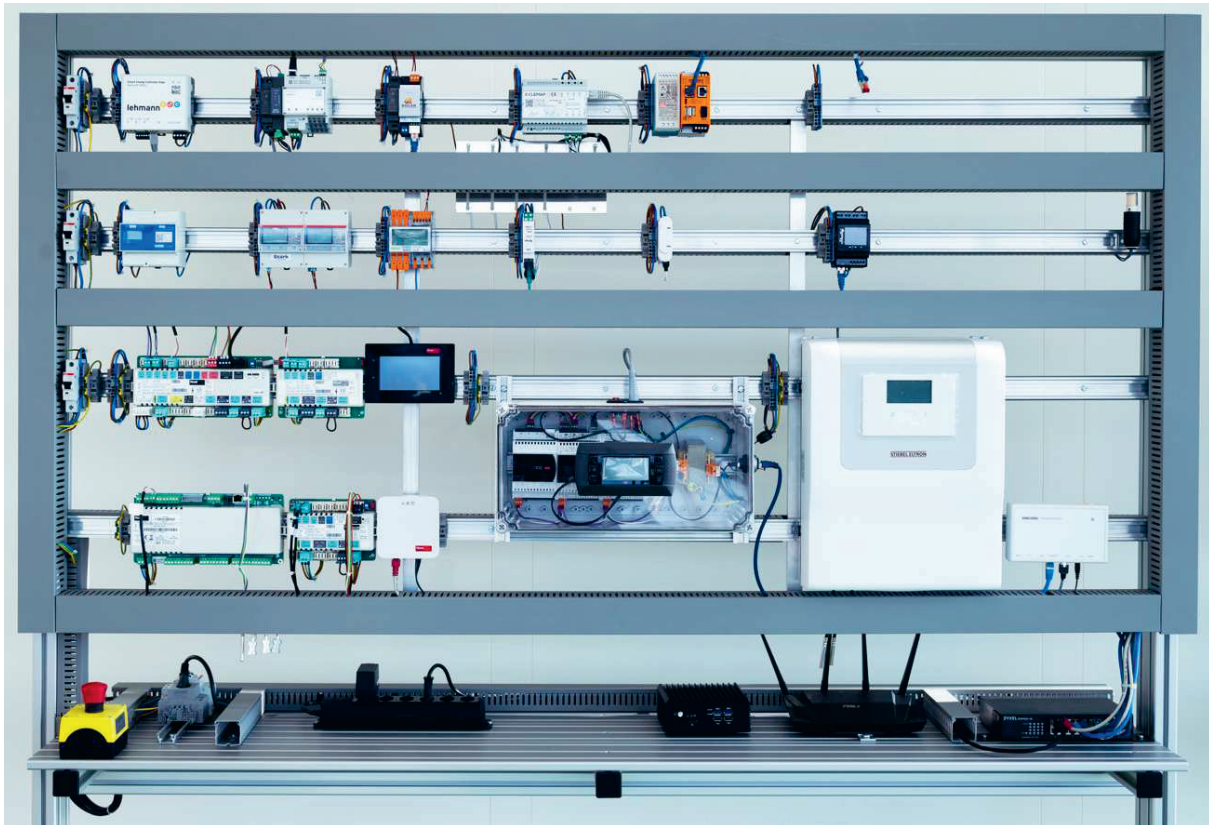


Abbildung 7: Testwand mit Wärmepumpen-Controllern im SmartGridready-Testlabor.

Ausblick

Die Wärmepumpe und Elektromobile werden in einem zukünftigen SmartGrid eine zentrale Rolle spielen. Durch ihre Flexibilität können sie mithelfen, das Stromnetz zu stabilisieren, indem der Betrieb gezielt in Tieflastphasen geschoben wird. Zusammen mit der hohen thermischen Speicherfähigkeit von Gebäuden und elektrischen Speicherfähigkeit von Elektrofahrzeugen werden sie mithelfen, die täglichen Schwankungen im Stromnetz auszugleichen.

Dazu werden Anreizsysteme kommen wie dynamische Stromtarife. Jedes Gebäude wird über ein intelligentes EMS verfügen, welches die Anreizsignale verarbeiten kann und die lokalen Komponenten automatisch koordiniert.

Eine zentrale Rolle werden dabei die Kommunikations-Schnittstellen bekommen. Nur wenn die Komponenten einfach eingebunden werden können, wird diese Vision zur Realität. Dies treibt der Verein «SmartGridready» voran zusammen mit dem Testlabor an der FHNW.

Das Ziel ist es, möglichst viele Hersteller von EMS, Wärmepumpen, Ladestationen usw. zu motivieren, bei dieser Initiative mitzumachen. Auch die Energieversorger sind aufgerufen, sich zu beteiligen. Denn es ist im Interesse aller, unsere Herausforderungen im Stromnetz der Zukunft mit hohem Anteil erneuerbarer Energie zu meistern.

Quellen

- [1] D. Zogg et. al.: Wärmepumpen, Photovoltaik und Elektromobilität - Planungsgrundlagen für Wohnbauten (EFH und MFH), Energie Schweiz, 2023.
- [2] D. Zogg et. al.: OPTEG – Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs von Gebäuden – Bundesamt für Energie, 2016.
- [3] D. Zogg et. al.: Innovative Eigenverbrauchsoptimierung für Mehrfamilien-Arealüberbauung mit lokaler Strombörse in Möriken-Wildegg, Phase I: Inbetriebnahme und erste Messperiode, Bundesamt für Energie, November 2020.
- [4] D. Zogg et. al.: Innovative Eigenverbrauchsoptimierung für Mehrfamilien-Arealüberbauung, Phase II: Zweite Messperiode mit Vergleich verschiedener Regelalgorithmen, Bundesamt für Energie, März 2022.
- [5] D. Zogg: Polysun® Vorlagen PV-WP, Smart Energy Engineering, August 2022.
- [6] Regularium für das Label «SG Ready» für elektrische Heizungs- und Warmwasserwärmepumpen, bwp Bundesverband Wärmepumpe e.V., DE Berlin, Januar 2013.
- [7] SmartGridready – Label für die standardisierte, sichere Kommunikation zwischen Produkten, Systemen, Anlagen sowie Elektrizitätsnetzen, Gründung 2019.
- [8] Energiemanagementsysteme: Digitales Werkzeug der Energieversorgung - Eine Marktübersicht, Energie Zukunft Schweiz / Renera, Juni 2020.
- [9] B. Vogel: Elektromobil und Speicher in einem, Areal Erlenmatt Ost mit bidirektionaler Elektromobilität, Bundesamt für Energie, März 2022.
- [10] A. Roschewitz et. al.: V2X Suisse: Demonstrationsprojekt mit 50 bidirektional ladenden Elektroautos, Bundesamt für Energie, novatlantis, Mobility, WSL, ETH, EVTEC, Honda, sun2wheel, tiko, 2022.
- [11] Solarbatterien für Privatkunden – Eine Marktstudie, Energie Schweiz, Dezember 2020
- [12] Wärmepumpen-System-Modul - Pflichtenheft PV+WP, Fachverein Wärmepumpen Schweiz, Nov. 2022.
- [13] D. Zogg et. al: Smart Grid Ready Test Lab – Detailkonzept, Fachhochschule Nordwestschweiz, Jan. 2024.

Xavier Daguenet, Kevin Meili, Paul Gantenbein, Andreas Häberle,
SPF Institut für Solartechnik, OST Ostschweizer Fachhochschule
Alexis Duret, Xavier Jobard, HEIG-VD LESBAT
Sandra Galmarini, Empa Building Energy Materials and Components Group

BFE F&E-Projekt **SI/502258** (abgeschlossen 2021 – 2024)

Optimized sorption heat pump for increased efficiency in district heating networks

Zusammenfassung

Adsorptionswärmepumpen (AdHP) können auf der Basis von Fernwärme oder Abwärme Kälte bereitstellen und somit den Anwendungsbereich der Fernwärmenetze (FWN) erweitern sowie bestehende Wärmequellen besser nutzen. Zudem können Adsorptionswärmepumpen in Fernwärme-Übergabestationen auch Wärme bereitstellen und gleichzeitig die Rücklauftemperatur im FWN reduzieren. Damit wird die Effizienz des FWN erhöht. Kommerziell verfügbare AdHP sind jedoch noch nicht auf FWN ausgelegt. Daher wurden auf die Temperaturen und Anwendungen in Fernwärmenetzen abgestimmte Sorptionsmaterialien entwickelt und in für AdHP bestimmte Wärme- und Stoffübertrager eingebaut.

Gemäss Modellierung wurde in einer Fallstudie gezeigt, dass der Einbau der AdHP-Unterstation eine Reduktion der Rücklauftemperaturen um 10 K ermöglicht. In einer weiteren Fallstudie zur Kühlanwendung in einer Gewerbezone wurde gezeigt, dass ein Szenario Fernkühlung (District Cooling - DC) unter Einbindung einer Sorptionskältemaschine zwar teurer ist als Business as Usual (BAU) mit dezentralen Kompressionskältemaschinen, aber der elektrische Energieverbrauch reduziert.

Résumé

Les pompes à chaleur à sorption peuvent fournir du froid à partir de sources de chaleur, ce qui élargit le champ d'application des réseaux de chaleur et permet de mieux utiliser les sources de chaleur existantes. Par ailleurs, les pompes à chaleur à sorption dans les stations de transfert de chaleur peuvent également fournir de la chaleur tout en réduisant de manière significative la température de retour. Cependant, les machines à sorption disponibles dans le commerce ne sont pas encore conçues pour les réseaux de chaleur, d'où le développement de nouveaux matériaux de sorption adaptés et incorporés dans un échangeur de chaleur et de masse conçu pour les pompes à chaleur à adsorption réversible.

Les résultats d'une modélisation d'un cas d'étude montrent que la sous-station active permet de réduire les températures de retour de 10 K. Une autre étude de cas portant sur le refroidissement d'une zone commerciale a montré que le scénario Froid à distance (FaD) intégrant une machine à sorption alimentée par le chauffage à distance (CaD) est certes plus coûteux que le scénario Business as Usual (BAU) mais permet des économies substantielles d'énergie électrique.

Abstract

Adsorption heat pumps (AdHP) can provide cooling based on renewable district heat or waste heat, thus expanding the scope of district heating networks (DHN) and making better use of existing heat sources. Additionally, sorption heat pumps in district heat transfer stations can also provide heat while significantly reducing the return flow of the district heating network compared to a station with ordinary heat exchanger, thus increasing the efficiency of district heating supply. However, commercially available sorption machines are not now designed for DHN. Therefore, new sorption materials ideally suited to the temperatures and applications in district heating networks are being developed and incorporated in a heat & mass exchanger designed for reversible adsorption heat pumps.

In a case study modelling of a heat transformer implemented as a sub-station in a DHN, a 10 K return flow temperature reduction resulted. A further study with commercial cooling application shows that the scenario district cooling (DC) with an AdHP is more expensive than the Business as Usual (BAU) with decentralised compression cooling machines but reduces the electric energy.

Introduction

Due to climate change and the ensuing rise of the outdoor temperatures, the cooling demand in buildings will increase in the future¹. Nevertheless, the heating demand in Switzerland [1] will remain high in wintertime. In order to achieve the energy turnaround for Switzerland and to reduce drastically greenhouse gas emissions (SWEET Call, 2020), innovative, integrated and eco-friendly heating and cooling solutions are required to supply the building stock as well as processes with heating and cooling. Today's decarbonisation strategy of the Swiss energy sector is based mainly on electrification with heat pumps and compression cooling machines. Indeed, compression heat pumps are the cheapest technical installations able to meet the MuKE/MoPEc [2] requirements. On the one hand, with Switzerland phasing out of nuclear power and increasing energy demand needs, it is expected that more electricity will be imported from neighbouring countries like Germany, where the CO₂ footprint of the energy mix during peak load in winter is high [3]. On the other hand, during summer, large amounts of heat remain unused from waste incineration plants and other industrial processes because of the low heat demand during this season. This heat can be used in summer to power Adsorption Heat Pumps (AdHP) and supply eco-friendly and cost-effective cooling energy to various cooling consumers (buildings, retail salesrooms, industries etc.). District heating networks (DHN) are a well-known solution for tackling two challenges: (i) lower the carbon footprint for heating in winter and (ii) valorisation of otherwise unused "waste" heat.

However, DHN suffers from two important drawbacks, which limits their energy efficiency and operability:

- Low efficiency caused by high operating temperatures, especially high return temperatures [4] that lead to extra costs (high thermal losses and high-volume flow rates to deliver one unit of useful heat).
- Low utilization of the DHN in summertime (only domestic hot water is used in the buildings) which leads to inefficient operation conditions.

The impacts of those two drawbacks are reduced heat distribution capacity for a given pipe diameter (due to limited temperature differences), high heat distribution costs (pumping energy and heat losses) and lower energy efficiency in the heating station (more energy to produce one unit of useful heat). As shown during the SNF PNR70 THRIVE [5] project and the Interreg PACs-CAD [6] project, the integration of reversible adsorption heat pumps into DHN allows for the use of untapped waste heat and increases energy efficiency of district heating networks.

Procedures and methodology

Integration of Adsorption Heat pumps in District Heating Networks

Two particularly promising integrations of AdHP in DHN have been investigated:

- **DHN Temperature reduction mode** (Figure 1 (a)): the use of high temperature from the DHN to satisfy space heating at low temperature implies high exergy losses. In order to reduce those losses, an AdHP could be integrated in a substation using the high temperature to drive the sorption cycle and the return flow as heat source to reduce the return temperature of the DHN. In this mode of operation², an AdHP is integrated in a substation at the

¹ <https://www.ost.ch/en/forschung-und-dienstleistungen/technik/erneuerbare-energien-und-umwelttechnik/spf-institut-fuer-solartechnik-1/forschung/projects/translate-to-english-details/solsimcc-influence-of-climate-change-and-user-behaviour-on-solar-energy-systems-1223>, 2025

² To operate an AdHP, three temperature levels T_{des} (desorption), T_{ads} (adsorption), T_{low} (evaporation) are needed.

building level (i.e., where the heat exchange between the thermal grid and the building takes place) and provides heat to the building. The AdHP uses the substation return flow as a heat source for the evaporator and thus reduces the temperature of the DHN return flow. By increasing the temperature difference between the forward and return of the DHN, this new technology allows to save pumping energy or to increase the heat delivery capacity of a given thermal grid. Additionally, it also reduces heat losses since the return temperatures are lowered.

- **Cooling production mode** (Figure 1 (b)): in order to remain competitive compared to decentralized solutions for space heating, domestic hot water (DHW) production and cooling, thermal grid should offer cooling services in summertime. By integrating an AdHP in a substation of a building, the use of high temperature of the DHN to provide cooling to the building is possible. By integrating a reversible AdHP in a substation, in summertime, cold production for building application using heat from the DHN is possible. This enables the DHN operators to sell heat in summertime and offer a new energy service (cooling) to their customers and thus the profitability of the DHN. The major challenge is to dissipate and/or valorise condensation and adsorption heat at intermediate temperature. Valorisation of this heat can be achieved by pre-heating domestic hot water.

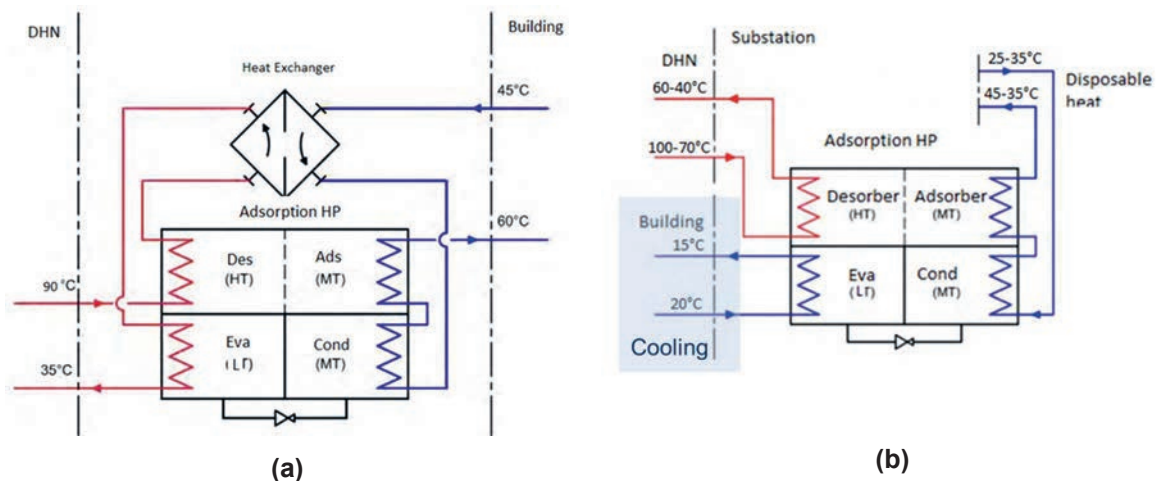


Figure 1: Hydraulic architecture of a substation integrating an adsorption heat pump for (a) return temperature reduction and (b) cooling production.

Regarding the purpose, the objectives are:

- Definition of the **technical and operating constraints** of a reversible AdHP integrated in a substation in cooperation with the DHN advisory board.
- Extension of a **physical reversible AdHP simulation model**, including hydraulic implementation in DHN for cooling application. The experimental measurements realized with the optimized HEX component with carbon sorbents were used to calibrate/validate the numerical model [7].
- **Technical and financial evaluation** of the new sorption reversible substation for the two targeted modes: a) **return temperature reduction for heating** and b) **cooling, using validated simulation models**.
- Formulation of **practical implementation guidelines for reversible AdHPs in district heating networks** (hydraulic implementation in DHN increasing the efficiency) for room air conditioning application.

Implementation constraints and cost guidelines for AdHP application in DHN

The **operational constraints** and **conditions of operation** of the AdHP were developed. Two modes of operation were studied: (1) return temperature reduction mode and (2) cooling production mode with specific constraints for each mode. The operational constraints and conditions of operation were mainly defined by reviewing the **current conditions of operation of existing DHNs** in Switzerland and the **thermodynamic constraints** of AdHP cycle. After this, the **integration/cost guidelines and best practices** for the two modes of operation of a substation integrating a reversible AdHP were compiled. Different hydraulic integration schemes between existing DHN and buildings have been developed. The performances of the new adsorption heat pump integrated in a substation have been evaluated by simulation using inputs of operating conditions, sorbent heat and mass exchanger and sorbent materials properties. The basis of the TRNSYS numerical model is the PhD thesis by A. Dalibard [8]. But due to the material properties and hydraulics, the model had to be modified and adapted for the substation application.

Results and discussion

Temperature reduction mode - AdHP in DHN substation

The temperature reduction operating mode will only be feasible with a high temperature difference between the primary and secondary loop. Thanks to this mode of operation the return temperature on the DHN could be lower than the return temperature on the secondary loop (Figure 2 right). The temperature evolution on each side of the substation incorporating an AdHP is also shown on this Figure.

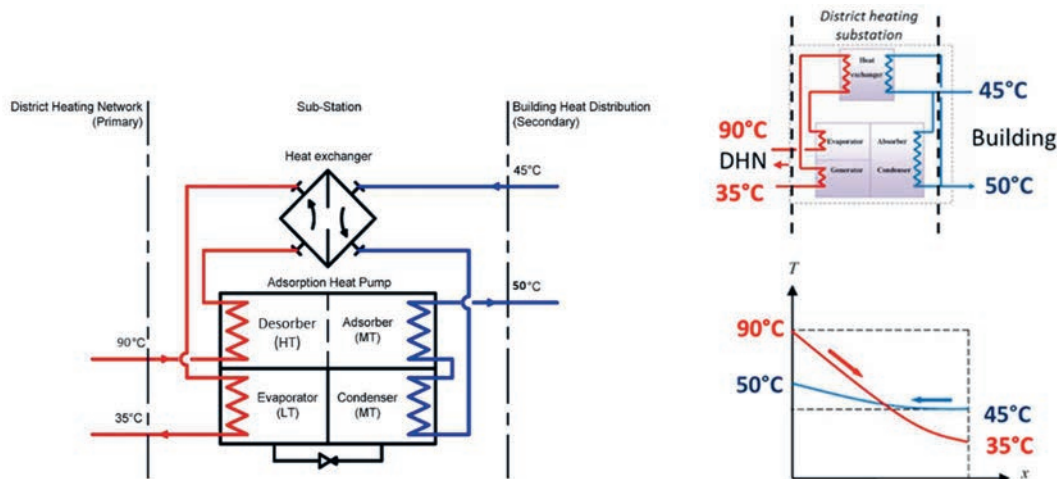


Figure 2: AdHP hydraulic integration in DHN substation in “heating” mode (left). Desorption (high temperature HT), Adsorption & Condensation (middle temperature MT), Evaporation (low temperature LT). Hydraulic configuration and temperature profile for a substation integrating an AdHP (right).

On the DHN circuit, there are three successive temperature drops:

- **Generator/desorber (HT):** high temperature heat is used to desorb the refrigerant from an adsorbent.
- **Conventional exchanger:** cools the primary side with the building heating circuit return flow below the condensation temperature of the refrigerant (necessary for proper thermodynamic operation of the AdHP).
- **Evaporator (LT):** the refrigerant is evaporated with heat from the DHN return flow reducing the primary return temperature below the secondary return temperature.

On the other side, on the building heating circuit, there are three temperature gains:

- **Conventional exchanger (HX):** the heat from the DHN is used to pre heat the heating circuit return flow (similarly to what happen in a standard substation).
- **Condenser (MT):** the refrigerant condensing heat is used to increase the Heat Transfer Fluid (HTF) temperature on the building heating circuit side.
- **Adsorber (MT):** the heat of adsorption is here used to increase further the HTF temperature on the building heating circuit to reach the final desired heating circuit forward temperature.

The thermal coefficient of performance of the AdHP in heating mode ($COP_{th,h}$) is around 1.5-1.8, indicating a high energy efficiency. The $COP_{th,h}$ is as follows (Equation 1):

$$COP_{th,h} = \frac{Q_{LT} + Q_{HT}}{Q_{HT}} \quad \text{Equation 1}$$

where: Q_{LT} is the low temperature energy (DHN or ambient) supplied to the building and Q_{HT} the high temperature heat supplied by the DHN.

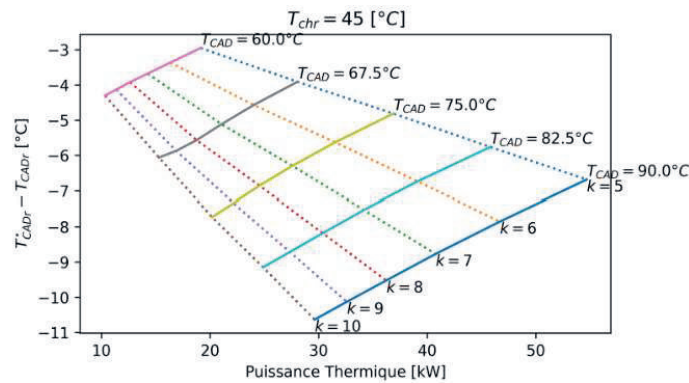


Figure 3: Temperature reduction potential ($T_{CADr}^* - T_{CADr}$) in heating mode for heating circuit return temperature of 45 °C for different DHN forward temperature (T_{CAD}). k corresponds to the flowrate on the heating loop divided by the flowrate on the DHN side.

And the new substation thermal performance can be evaluated using the concept of temperature efficiency, analogous to the analysis of classical heat exchangers. The efficiency (ε) is defined as the ratio of the potential heat gain ($T_{DHN,in} - T_{Heating,in}$) to the actual heat exchanged ($T_{DHN,in} - T_{DHN,out}$):

$$\varepsilon = \frac{T_{DHN,in} - T_{DHN,out}}{T_{DHN,in} - T_{Heating,in}} \quad \text{Equation 2}$$

Figure 3 shows the potential temperature reduction on the DHN return flow for a building heating circuit return temperature of 45 °C, this temperature difference is calculated between the return temperature of the AdHP substation and the return temperature of heat exchanger with

an efficiency of 0.9 under the same boundary conditions. The graph shows that to maximize the temperature reduction, the forward DHN temperature should be as high as possible. For a typical DHN forward temperature of 90 °C, the return temperature could be reduced up to 10 K (i.e. down to 35 °C) compared to a standard substation with a plate heat exchanger.

A temperature reduction of the return flow results often in a higher efficiency of heat production in the thermal power plant. For example, for a thermal grid using fresh wood chips boiler (moisture content up to 40 %), the use of a condenser unit can increase the heat production by 20-25 % for the same quantity of wood. A reduction in DHN return temperature can thus reduce significantly the wood consumption (up to 20 to 25 %) and thus the heat production cost.

Cooling production mode - AdHP in DHN substation

In the cooling mode, the adsorption heat pump integrated in the substation uses heat from the thermal grid to produce cooling (see Figure 4). The heat extracted from the building has then to be dissipated either in the environment using an aero cooler or valorised to satisfy a low temperature heat need. The heat rejection could for example be used for DHW production (pre-heating). In cooling mode, the AdHP is operated as a chiller, utilizing the primary heat source (HT) from the district heating network to produce cooling energy (MT) for the building at the evaporator. The heat extracted from the building (internal and external heat sources) is dissipated to the environment through the absorber and condenser (LT).

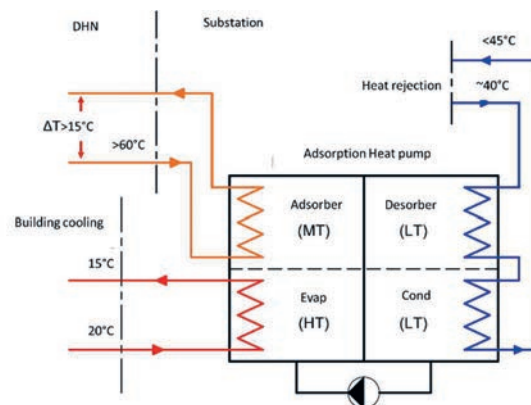


Figure 4: Summary of the temperature constraints for the cooling mode. Building loop energy (left below) used to evaporate the refrigerant of the AdHP.

The key components of the AdHP in cooling mode are the following (Figure 4):

- **Desorber (HT):** uses the heat from the DHN for the refrigerant desorption.
- **Adsorber and Condenser (LT):** are used to extract heat to the environment. Alternatively, the rejected heat could be valorized locally to satisfy a medium to low temperature heat need (DHW pre-heating etc.).
- **Evaporator (MT):** absorbs heat from the building to evaporate the refrigerant at low pressure.

The cooling mode offers several important advantages:

- **High-Temperature Heat Utilization:** Enables cooling production using high-temperature heat, which is abundant in summer and can be generated from sources like solar thermal panels or industrial waste heat.
- **Efficient Utilization of District Heating Networks:** Consumes excess heat from DHN during summer for renewable cooling production, reducing environmental impact and improving energy efficiency.

The performance of AdHPs in the cooling mode is evaluated using the cooling coefficient of performance ($COP_{cooling}$ or thermal $COP_{th,c}$) which is calculated as follows (Equation 3):

$$COP_{th,c} = \frac{Q_{HT}}{Q_{MT}} \quad \text{Equation 3}$$

where: Q_{LT} is the cooling energy supplied to the building and Q_{HT} the high temperature heat supplied by the DHN. In cooling mode, commercially available AdHPs have $COP_{th,c}$ of typically 0.6-0.8. Both COPs, $COP_{th,c}$ and $COP_{th,h}$ are strongly depending on the operating temperatures HT, MT and LT [9].

The benefits of operating an AdHP in the cooling mode using heat from a DHN are:

- **Sustainable Cooling Solution:** Provides an environmentally friendly cooling option with a low electricity consumption by utilizing waste heat sources.
- **Enhances District Heating Network Efficiency:** Optimizes energy utilization in a DHN by consuming excess heat during summer (seasons of cooling demand).
- **Cost-Effective Cooling:** Offers a potentially cost-effective cooling solution compared to traditional chiller systems.

AdHPs in cooling mode present a promising technology for sustainable, efficient, and cost-effective cooling solutions, particularly in urban surroundings and applications of DHN using industrial waste heat. As research and development progress, AdHPs are expected to play an increasingly significant role in reducing energy consumption and environmental impact in the cooling sector.

Operational constraints and temperature level requirements for AdHP integration in DHN

For a good integration of AdHPs in either building heating and/or building cooling mode several technical and operating constraints have to be respected. In this section, the constraints are listed below for the heating and cooling operation mode.

Heating mode:

The DHN forward temperature $T_{DHN,f}$ should be above the minimum desorption temperature. In case the forward temperature is too low, the amount of refrigerant which can be desorbed at a given pressure difference (refrigerant vapour pressure: $\Delta p = p(\text{generator}) - p(\text{condenser})$) is too low. A typical minimum desorption temperature is 60 °C. In wintertime, most of the DHN operates at higher temperatures [10]. This constraint is therefore respected. The building heating circuit should be as low as possible in order to condense the refrigerant in the condenser at low pressure ($p(\text{condenser})$). This low condensation temperature facilitates the refrigerant desorption. A too high condenser temperature limits the amount of refrigerant which is cycled in the desorption / adsorption cycle. In Geneva, one study [11] has shown that existing building heating systems typically operate with a forward temperature ranging from 65 °C at -10 °C ambient temperature to down to 35 °C at 15 °C. The corresponding temperature difference ($T_{SH,Avg} - T_{DHN,r}$) varies between 10-15 K and falls below 5 K at milder ambient temperatures.

In addition, the difference between the heating system average temperature $T_{SH,Avg}$ and the targeted DHN return temperature $T_{DHN,r}$ should be inferior to 20 K. And finally, the difference between the DHN forward $T_{DHN,f}$ and average building heating temperature $T_{SH,Avg}$ should be superior to 30 K in order to get a high $COP_{th,h}$.

The various constraints described above can be summarized with the following equations:

$$T_{DHN,f} > 60 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{Equation 4}$$

$$T_{SH,Avg} - T_{DHN,r} < 20 \text{ K} \quad \text{Equation 5}$$

$$T_{DHN,f} - T_{SH,Avg} > 30 \text{ K} \quad \text{Equation 6}$$

Where $T_{SH,Avg} = \frac{T_{SH,f} + T_{SH,r}}{2}$ is defined as the average temperature of the heating system, $T_{DHN,f}$ and $T_{DHN,r}$ are respectively the DHN forward and return temperature.

Using the Equations 4-6, it is possible to estimate the heating system average temperature by knowing the DHN forward temperature. For examples, for a DHN operating at 90 °C in wintertime, the heating system average temperature should be inferior to 60 °C and the targeted DHN return temperature should be less than 40 °C.

Cooling mode:

In the cooling mode, the three temperature levels (HT, MT, LT) should be defined (Figure 4):

- The desorber temperature (MT): this temperature corresponds to the DHN forward temperature.
- The adsorber and condenser temperature (LT): this temperature corresponds to the temperature at which heat is extracted either to a cooling tower or to the DHW pre-heating.
- The cooling (evaporator) temperature (HT): the temperature (lower than room temperature) used to cool the building has an important impact on the thermal COP_{th,c} of the AdHP: the lower the evaporator temperature, the lower the COP_{th,c}.

In the cooling mode, the temperature constraints are shown in Figure 4. Those constraints guarantee good performances of the AdHP and consequently an efficient conversion of DHN heat to cooling energy.

In order to have a sufficiently high cooling (COP_{th,c} > 0.6), the DHN forward temperature should be above 60 °C. A high COP_{th,c} is important because it limits the amount of DHN heat needed to produce cooling. It also limits the amount of heat to be rejected to the environment (or to be locally valorised). In addition, the DHN forward/return temperature difference at the desorber should be at least above 15 K in order to ensure that the cooling production will not reduce the DHN forward/return temperature difference. A small temperature difference results in higher cost for heat distribution (important pumping cost and higher heat losses) and limits the efficiency of heat production.

Concerning the temperature at which heat is extracted from the building (room cooling) to further use (DHW pre-heating) or to the ambient (heat rejection), the LT has to be high enough in order to facilitate heat valorisation or dissipation. But on the other hand, the LT should be kept as low as possible in order to cycle a high amount of refrigerant at each cycle (the cycled mass correlates with AdHP power): the lower the LT temperature, the higher the AdHP cooling COP_{th,c}. A LT values below 40-45 °C is typically given for commercially available adsorption chiller.

Finally, the cooling temperature (HT) should be low enough in order to efficiently extract heat from the building depending on the cold distribution technology chosen. But, to avoid water vapour condensation and impeding the cooling COP_{th,c} it should not be too low. The forward cooling temperature should not be below 15 °C and the return ideally around 20 °C (Figure 4).

AdHP DHN integration guidelines for the cooling and heating modes

The integration of an AdHP into a district heating substation can significantly enhance the efficiency and sustainability of the network. In addition, it offers to the DHN operators the possibility to develop new energy services like cooling.

The most sensitive points to take into account for a successful integration in a substation are summarized below:

- **Temperature levels:** first it is important to ensure that the temperature levels on the primary side (DHN) and on the secondary side (building) respects the constraints described above (heating / cooling mode). A good performance of the AdHP will result.
- **Heating and cooling demand:** the AdHP and the plate heat exchanger should be sized in order to satisfy the heating and cooling demand. It is therefore important to have a good estimation / determination of the heating/cooling demand. The demand should be based ideally on energy measurements. If measurements or energy bills are not available, the estimation could also be done using SIA norms [12].
- **Available volume:** AdHP are relatively bulky compared to plate heat exchangers for an identical thermal power. It is therefore important to make sure that the volume available in the boiler room / heat transfer station room is sufficient. As an example, a 100 kW AdHP (cooling mode) has a volume between 2 m³ and 3 m³ [13].
- **Temperature difference on the primary side in a DHN:** as mentioned above, for a successful integration in a DHN, it is important to ensure a forward/return temperature difference on the DHN of at least 15 K in the cooling mode.
- **DHW production:** the substation described above does not take into account DHW production. The DHW production could be realized using a dedicated heat exchanger inserted in parallel or in serial as depicted in Figure 5.

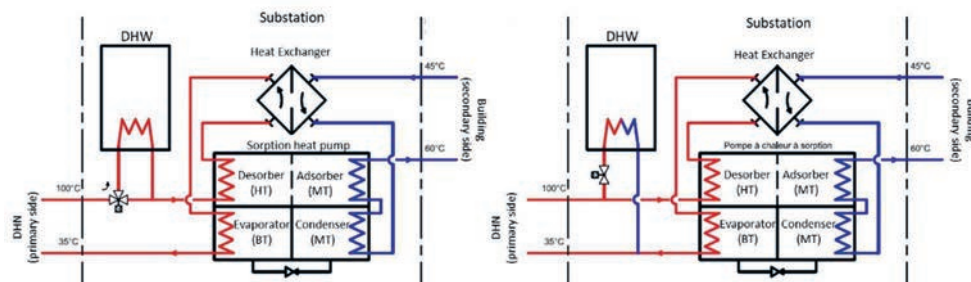


Figure 5: Two examples of possible hydraulic integration for DHW production: serial integration (left) and parallel integration (right).

Finally, in order to facilitate the amortization of the substation with an AdHP, it is essential to maximize the number of hours where the AdHP is in operation. There are mainly two strategies to maximize the number of operating hours:

- **Reversible substation with AdHP:** a reversible substation can be used to reduce the DHN return temperature during the heating season and for cooling production in summer. This double functionality increases the AdHP operating hours.
- **Integration of a substation with AdHP between a high temperature DHN and a low temperature DHN branch:** it is more and more frequent that a low temperature DHN branch (new neighbourhood) are connected to a high temperature existing DHN. Usually, the two

thermal grids are hydraulically separated with a plate heat exchanger. This heat exchanger could be replaced by a substation with an AdHP (sometimes called in the literature sorption Heat Exchanger). This application is very attractive for two reasons: (i) the large size of AdHP needed bring important scale economy on the cost of the substation with AdHP (see Figure 6) and (ii) with this application, the AdHP will be operated for longer periods of time reducing its amortization time.

AdHP cost – review of cost of commercially available AdHP

It is essential to have an estimate of the cost of a substation including an AdHP in order to assess and optimize the integration of this technology in an existing DHN. In particular, it is important to make sure that the financial benefits brought by this technology exceed the cost (including investment, maintenance and operating cost) of the substation. In this section, the cost of AdHP as a function of its nominal power is estimated based on a literature review.

There is limited information available in the literature on the cost of commercially available AdHPs. The main commercial application is cooling using either waste heat or solar heat. In order to estimate the cost of the substation including an AdHP, two sources of data will be used:

- For small AdHP up to 50 kW, the estimation will be based on a recent paper [14] where a bottom-up estimation of the selling cost of a 10 kW AdHP has been done.
- For larger units ($Q_{\text{cooling}} > 50 \text{ kW}$), the cost estimation will be based on a recent project [15] where offers were asked to the major absorption chiller manufacturers. A cost-function has been derived from the data obtained.

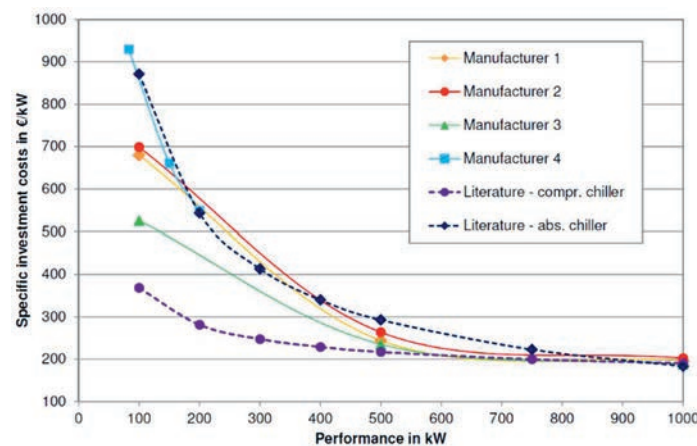


Figure 6: Specific cost of commercially available absorption chiller from 100 up to 1'000 kW_{cold} and comparison with cost function from the literature for absorption chiller and compression chiller [15].

In the first source of data for small AdHP, the specific selling cost was evaluated to roughly 1'000 €/kW or 1'000 CHF/kW (with the current CHF/Euro exchange rate). This specific cost can be used to estimate the cost for AdHP up to 50 kW. Above, scale economy will certainly drive the specific cost down. As a comparison, a 10 kW_{cold} adsorption chiller was bought in 2018 by HEIG-VD for a price of approx. 17'000 € corresponding to a specific cost of 1'700 €/kW.

For larger AdHP, there is a lack of data. Indeed, the current market of AdHP is focused on 10 kW unit and up to a maximum of 100 kW. Moreover, the larger units are often composed of smaller AdHP operated in parallel. Consequently, to estimate the cost of AdHP above 100 kW, it has been chosen to use cost function derived for absorption chiller. In a 2015 report [16], the cost function for absorption chiller from 100 to 1'000 kW were estimated based on offers obtained from 4 different manufacturers (Figure 6).

Figure 6 illustrates the important scale of economy for sorption chillers with specific cost divided by a factor 3-4 between a cooling power of 100 kW and 1'000 kW depending on the manufacturer. A similar trend is also expected with adsorption chillers. The graph shows also that at 100 kW, the specific cost varies between 500 €/kW and almost 1'000 €/kW depending on the manufacturer. This specific cost is similar to the specific cost derived for a 10 kW adsorption chiller. Therefore, it seems reasonable to use data from absorption chiller to estimate the AdHP chiller cost above 100 kW cooling power. With those data, the cost of a 100 kW AdHP can be estimated in the range of 50'000 CHF to 90'000 CHF with a mean value of 70'000 CHF. Using those cost functions, it is possible to estimate the cost of a 100 kW substation including an AdHP. The first step is to size the nominal thermal power of the AdHP. Indeed, as depicted in Figure 2 left, the building heating needs are satisfied by combining heat transferred through the AdHP with heat transfer through a regular heat exchanger. In a typical DHN, the forward/return temperature is in around 90 °C / 50 °C. After the integration of an AdHP, the return temperature could be reduced to 40 °C (Figure 3). So, one can estimate that roughly 20 % of the heat is transferred to the building through the AdHP corresponding to a 20-kW nominal cooling power AdHP. Using the recent AdHP cost estimation, the cost of this 20 kW AdHP could be estimated to 20'360 CHF. In addition, the cost of a regular substation has to be estimated. HSLU has developed an excel spreadsheet³ to estimate the heating cost for various heat production technologies. Using this tool, the cost of 100 kW has been estimated to ~15'800 CHF. So, in total, this substation with an AdHP would cost 36'160 CHF (only for the material). On top of that, the delivery and connection (tubing etc.) cost have to be added.

Items	Cost [CHF]
Standard substation	15 800
adHP (20kW cooling power)	20 360
Connection fees (100kW nominal power)	102 000
TOTAL Cost	138 160

Table 1: Cost breakdown of a 100-kW substation integrating an AdHP.

And these costs can also be estimated, using the mentioned HSLU tool, to 4'300 CHF and 102'000 CHF. Therefore the total cost would be 138'160 CHF. As we can see, the main cost driver is the connection to the DHN. Table 1 contains a summary of the cost's breakdown.

This substation could also be operated in cooling mode to cool the building during summertime. It is important to note that the peak cooling power, especially for older buildings with limited thermal insulation and small window surfaces, is always lower than the peak heating power, even when accounting for the effects of global warming [16].

³ Heizkostenvergleichsrechner 2.0 tools available on [this website](#), last visit: 05.06.2024

For a typical existing multi-family building, the annual heating energy needs are in the range of 100-200 kWh/m² (including domestic hot water) [3], corresponding to a peak thermal power demand of 40-70 W/m² (estimated with 2,700 equivalent full load hours). In contrast, for the same type of building, the cooling energy demand is estimated to be between 10-20 kWh/m², with a peak cooling power demand of 10-20 W/m² under the RCP4.5 scenario (median scenario) [17].

Those data indicate that the sizing of the adsorption heat pump in heating mode is consistent with the cooling needs of existing buildings constructed before the year 2000. In heating mode, approximately 20-25 % of the heat is transferred to the building by the AdHP. For these buildings, the peak cooling power demand is at most one-third of the peak heating power demand. Consequently, the same substation with an AdHP could be used reversibly to lower the DHN return temperature during the heating season and to meet cooling needs in the summertime.

For more newer buildings (constructed after the year 2000), the heating and cooling needs are more balanced in terms of energy. These buildings have annual heating energy needs of 60-80 kWh/m². For the same category of buildings, cooling energy needs are estimated to be around 30-35 kWh/m² under the RCP4.5 scenario. In terms of thermal power, the peak cooling power can even exceed the peak heating power. The peak heating power for newer buildings is around 20-30 W/m², whereas the peak cooling power is around 40-60 W/m². For this category, cooling needs and peak power could be significantly reduced by combining night ventilation with window shading [18].

Hydraulic integration

In this section, the hydraulic integration of a substation integrating an AdHP is given for the two operation modes described above. As mentioned above, in order to maximize the number of operating hours of the AdHP, a hydraulic concept allowing to operate the AdHP in a reversible way has also been defined. This hydraulic concept gives the possibility to operate the AdHP for cooling application in summertime and to reduce the thermal grid return temperature during the heating season. A possible hydraulic integration **for the heating mode** is given below in Figure 7. This hydraulic scheme is particularly adapted to replace a standard plate heat exchanger between a large high temperature DHN and a low temperature DHN branch (for example for a new neighbourhood with low energy buildings).

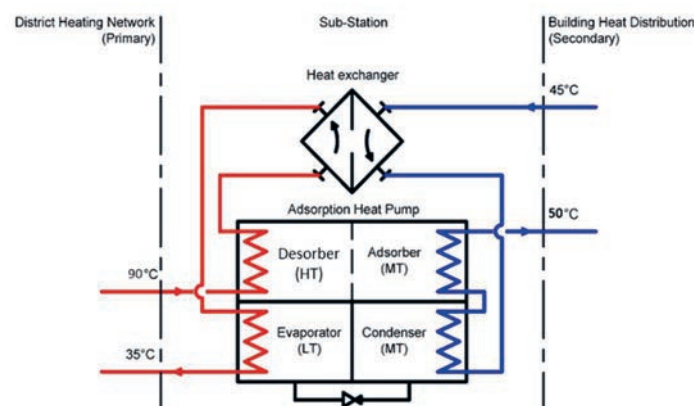


Figure 7: Hydraulic integration of a substation incorporating an AdHP in “heating mode”.

This type of integration is particularly interesting since the AdHP in the substation could be operated outside the heating season (providing that the temperature difference between the high temperature DHN and the low temperature DHN branch respects the constraints described in the previous chapters). As we have seen, a substation integrating an AdHP requires high initial investments. To reduce its financial amortization time, the operation time per year should be increased. In literature, this kind of configuration have been called sorption heat exchanger and it has already been successfully implemented in China on a large scale for waste heat transfer over a long distance [16].

Further, in order to lower the cost of cooling, it is important to avoid using an aero cooler for heat rejection to the ambient. Consequently, a possible hydraulic integration for cooling is shown in Figure 8 (top) and have been proposed where the heat extracted from the building is used for DHW pre-heating. Figure 8 (bottom) presents an alternative hydraulic configuration where the heat evacuated from the building is used as the low temperature heat source of a compression heat pump for DHW production. The main disadvantage of this kind of integration is that potential of cooling production is limited by the DHW demand of the building.

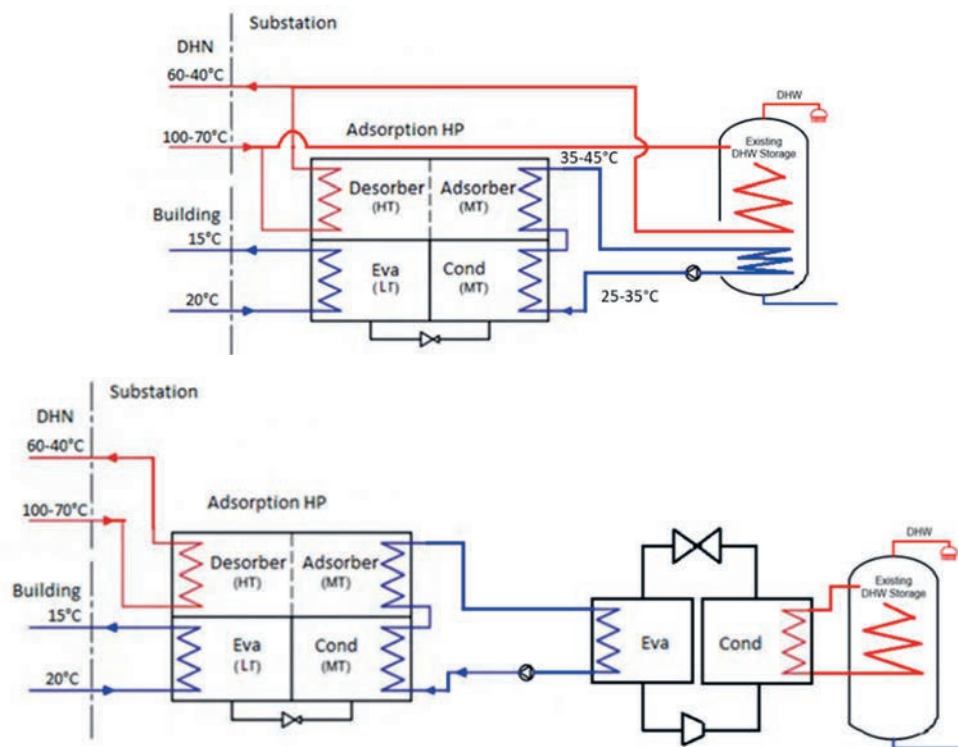


Figure 8: Hydraulic integration for the “cooling mode” with (top) direct valorisation of the building heat for DHW pre-heating and (bottom) valorisation of the building heat as the low temperature source of a compression heat pump for DHW production.

Conclusions & Outlook

The CharacSorb project advanced the development and evaluation of reversible adsorption heat pumps for district heating networks, yielding significant insights and achievements across technical and economic dimensions, while highlighting areas for further improvement.

In the temperature reduction mode, AdHPs demonstrated the ability to lower DHN return temperatures by up to 10 K, significantly enhancing the network efficiency. This improvement increases the heat distribution capacity, reduces thermal losses, and will optimize energy utilization. In the cooling mode, AdHPs provided renewable cooling using DHN heat, offering a balanced cost distribution between heat and electricity, which mitigates exposure to energy price fluctuations. Validated simulation models guided the formulation of comprehensive implementation guidelines, which address hydraulic configurations, temperature and flowrate requirements, and strategies to maximize system operation hours. Case studies investigated gave promising results for the temperature reduction mode and for district cooling applications, especially for large projects (>1 MW), where scale effects can be found. Commercial project is already being implemented in Europe but with Asian technology providers. For units like small building substations, further studies are required to determine if reversible substations are feasible at cost and compactness adapted to dense urban areas. In summary, the CharacSorb project highlights the significant potential of reversible AdHPs to improve the efficiency and sustainability of DHNs while offering renewable cooling as an additional valuable energy service.

In this contribution to the 31st conference of the SFOE research program “Wärmepumpen und Kältetechnik”, an extract of the guidelines for the implementation of AdHPs in DHN has been presented. For the full report of the SFOE financed «CharacSorb» project, the authors refer to the Swiss Federal ARAMIS information system [7].

References

- [1] C. Gonseth, P. Thalmann and M. Vielle: Impacts of Global Warming on Energy Use for Heating and Cooling with Full Rebound Effects in Switzerland. *Swiss Journal of Economics and Statistics* 153, no. 4 (October 2017): 341–69.
- [2] EnDK, 2022. MuKEN. Accessed September 24, 2024. <https://www.endk.ch/de/energiepolitik-der-kantone/muken>
- [3] K.N. Streicher, P. Padey, D. Parra, M.C. Bürer, S. Schneider and M. K. Patel: Analysis of Space Heating Demand in the Swiss Residential Building Stock: Element-Based Bottom-up Model of Archetype Buildings. *Energy and Buildings* 184 (February 2019): 300–322.
- [4] M. Rüetschi: The Return Temperature in DH Networks : A Key Factor for the Economical Operation of DH. *Euroheat and Power*, 1997.
- [5] P. Ruch, A. Duret, M. Rommel, P. Gantenbein, B. Michel, E. Frank, M. Koebel, P. Burgherr: THRIVE Thermally driven adsorption heat pumps for substitution of electricity and fossil fuels, 2015.
- [6] PACs-CAD – Interreg France-Suisse. Accessed September 24, 2024. <https://www.interreg-francesuisse.eu/beneficiaire/pacs-cad/>

- [7] Swiss federal ARAMIS information system. <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=48861>
- [8] A. Dalibard: Advanced control strategies of solar driven adsorption chillers, Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins e.V. DKV e.V., Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, Hannover, 2017.
- [9] H.Demir, M. Moghtada, S. Ülkü: A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 12(2008), 2381–2403.
- [10] L. Quiquerez : Quel rôle pour le chauffage à distance dans la transition énergétique? In: Cycle de formation Energie-Environnement 2016-2017. Genève. 2017.
- [11] L. Quiquerez et al. : Températures de distribution de chauffage du parc immobilier genevois, July 5, 2013. <https://www.unige.ch/sysener/fr/services/wwwelectricite-vertech/energie/tempdist/>
- [12] SIA, 2024 - Données d'utilisation des locaux pour l'énergie et les installations du bâtiment 2015:154.
- [13] FAHRENHEIT, eCoo 40X. Accessed December 20, 2024. <https://fahrenheit.cool/en/product/ecoo-40x/>
- [14] S. AL-Hasni, G. Santori: The Cost of Manufacturing Adsorption Chillers. *Thermal Science and Engineering Progress* 39 (March 2023): 101685.
- [15] M. Schöpfer: Absorption Chillers : Their Feasibility in District Heating Networks and Comparison to Alternative Technologies, 2015.
- [16] R. Silva, S. Eggimann, L. Fierz, M. Fiorentini, K. Orehoung, and L. Baldini: Opportunities for Passive Cooling to Mitigate the Impact of Climate Change in Switzerland. *Building and Environment* 208 (January 2022): 108574.
- [17] R. Kapeller, M. Bügelmayer-Blaschek, B. Herndler, L. Kranzl, A. Müller, S. Moser, T. Natiesta, Jo. Reichl and R. Schwalbe. The Effects of Climate Change-Induced Cooling Demand on Power Grids. *Energy Reports* 11 (June 2024): 674–91.
- [18] H. Zhang, Y. Yuhao and X. Xiaoyun: Performance and Optimization of Absorption Heat Exchanger under Different Flow Rate Ratio Conditions. *Applied Thermal Engineering* 212 (July 2022): 118603.

Jonas Schönenberger, Erik Wiedenmann, Frigo-Consulting AG

BFE P&D-Projekt **SI/502435** (in Bearbeitung 2022 – 2025)

CO₂-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System ETS

Zusammenfassung

Im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojektes ging im Herbst 2022 in einem Cash and Carry Markt im Raum Zürich die erste CO₂-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System (ETS) in Betrieb. Letzteres (ETS) wandelt die Hochtemperatur-Abwärme der CO₂-Kälteanlage mittels eines Rankine-Kreisprozesses in nützliche Kälte um und entlastet dabei wiederum die CO₂-Kälteanlage. Das Potential der Hochtemperatur-Abwärme wird genutzt um die Exergieverluste der CO₂- Kälteanlage zu senken, wodurch der Stromverbrauch vom Gesamt-System reduziert wird.

Basierend auf den gesammelten Erfahrungen konnte das Konzept massgeblich weiterentwickelt werden. Dazu gehört insbesondere eine neu-entwickelte, für diese Anwendung massgeschneiderte, halb-hermetische Radial-Pumpe und deren Einbindung ins Gesamtsystem. Seit Herbst 2024 ist eine weitere CO₂-Kälteanlage mit integriertem ETS erfolgreich in Betrieb. Aus einer detaillierten Untersuchung und Hochrechnung von Betriebsdaten, resultiert die Erkenntnis, dass die einst prognostizierte Energieeinsparung von 8 % erreicht oder übertroffen wird.

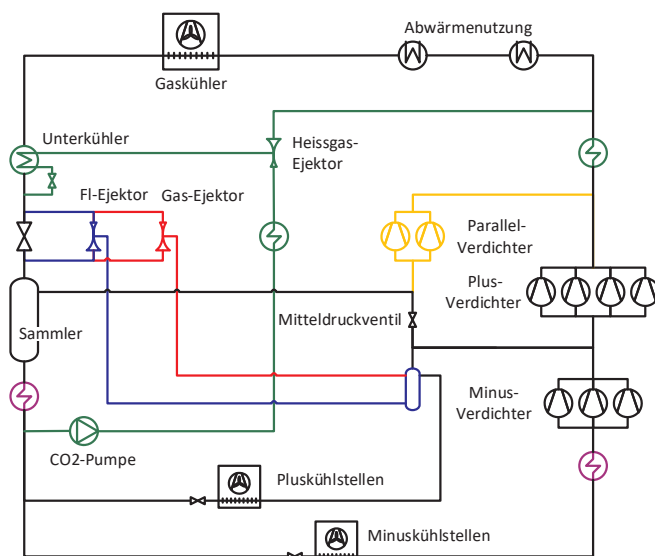
Abstract

As part of a pilot and demonstration project, the first CO₂ refrigeration system with an integrated Energy Transfer System (ETS) was commissioned in a cash-and-carry market in the Zurich area in autumn 2022. The ETS converts the high-temperature waste heat from the CO₂ refrigeration system into useful cooling capacity by means of a Rankine cycle process, thereby relieving the CO₂ refrigeration system. The potential of the high-temperature waste heat is harnessed, reducing the exergy losses of the CO₂ refrigeration system and consequently lowering the overall system's electricity consumption.

Based on the experience gained, the concept has been significantly further developed. This includes in particular, a newly developed, custom-designed semi-hermetic radial pump tailored for this application and its integration into the overall system. Since autumn 2024, another CO₂ refrigeration system with an integrated Energy Transfer System (ETS) has been successfully in operation. A detailed analysis and extrapolation of operational data revealed that the originally forecasted energy savings of 8% are being achieved or even exceeded.

Einleitung

Grosse Kälteanlagen sind in der Schweiz gemäss dem Bericht «Elektrizitätsbedarf fürs Kühlen in der Schweiz» des BFE aus dem Jahr 2012 für einen Strombedarf von ca. 1.3 TWh pro Jahr verantwortlich, was einem Anteil am Gesamtstrombedarf von ca. 2% entspricht. Zusätzlich dazu sind Kälteanlagen teilweise noch mit klimaschädlichen Kältemitteln befüllt. Im Gegensatz dazu ist für Kälteanlagen im Supermarktbereich in der Schweiz seit Jahren das natürliche Kältemittel CO₂ die standardmässige Wahl. CO₂ wird in der Schweiz seit ungefähr dem Jahr 2006 breit für diesen Zweck eingesetzt und hat seit diesem Zeitpunkt, als eines der ältesten Kältemittel eine erfolgreiche Wiederbelebung erfahren. Während diesen Jahren wurden die CO₂-Kältesysteme stets weiterentwickelt, wobei neben der Erhöhung der Zuverlässigkeit der Fokus insbesondere auf der Steigerung der Energieeffizienz lag. Die wesentlichen Meilensteine dieser energetischen Optimierung sind insbesondere die Parallelverdichtung und später deren Kombination mit Ejektoren sowie die Teilflutung von Kühlstellen. Die Abbildung 1 fasst die wichtigsten energetischen Entwicklungsschritte der CO₂-Technologie zwischen 2006 und heute in Retail- und Industriellen Anwendungen zusammen. Verschiedene Studien sowie Pilot- und Demonstrationsprojekte in Zusammenarbeit mit dem Bundesamt für Energie haben diesen Entwicklungen zusätzlich vorangetrieben. [1] [2]



Größenordnung der Effizienzsteigerung im Vergleich zu Standard CO₂-Booster:

Parallelverdichtung	5 %
Flüssigejektor	8 %
Gasejektor	7 %
Teilgeflutete Tiefkühlung	5 %
Energie-Transfer-System	8 %

Effizienzsteigerung Total 33 %

Abbildung 1: Energetische Entwicklungsschritte der CO₂-Technologie zwischen 2006 und heute in Retail- und industriellen Anwendungen.

Dieses Pilot- und Demonstrationsprojekt zielt darauf ab, die Exergieverluste bei der Abgabe der Wärme von CO₂-Kälteanlagen zu reduzieren. Mit Exergieverluste ist in diesem Zusammenhang der Umstand gemeint, bei dem die Abwärme der Kälteanlage durch die hohe Temperatur von bis zu über 100°C ein hohes Potential besitzt, welches nicht genutzt wird, da die Abwärme an die Aussenluft abgegeben wird, welche maximal eine Temperatur von ca. 36°C hat. Ein minimaler Exergieverlust wäre somit eine Abgabe der Abwärme mit einer Temperatur, welche nur knapp über der Aussentemperatur zu liegen kommt. Diese Verluste werden mittels dem ETS reduziert, welches die hohen Temperaturen durch den Einsatz eines Heissgas-Ejektors nutzt und in Kälteleistung umwandelt. Diese erzeugte Kälteleistung wird dann wiederum genutzt, um die Kälteanlage intern zu unterkühlen resp. zu entlasten. Durch diesen Vorgang bleibt die Leistung und Menge der Abwärme in etwa gleich, jedoch befindet sich die Temperatur auf

einem niedrigeren Niveau, was dann zu der beschriebenen Reduzierung des Exergieverluste bei solchen Systemen führt (siehe Abbildung 2).

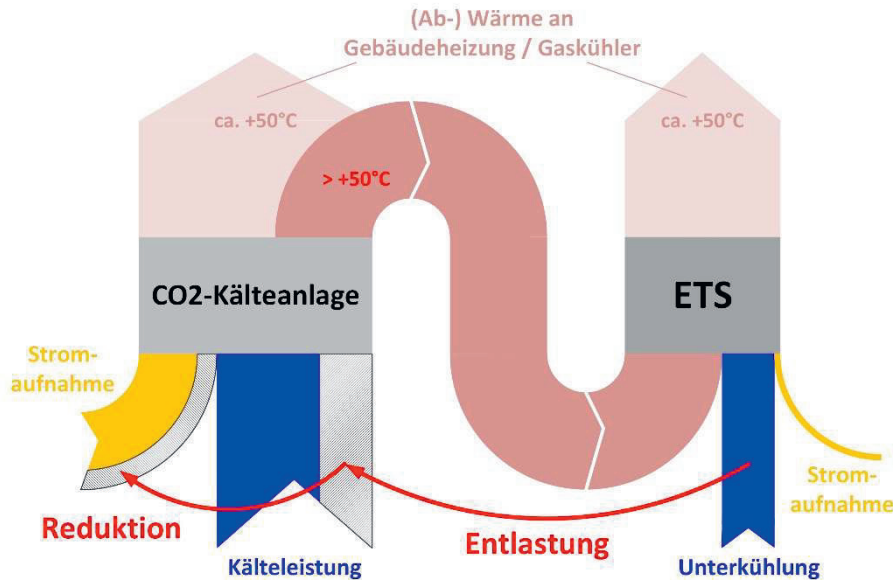


Abbildung 2: Energie-Fluss-Diagramm einer CO₂-Kälteanlage mit integriertem ETS (vereinfachte Darstellung, nicht massstabsgerecht).

Projektziele

Durch die Senkung der Exergieverluste soll der Strombedarf einer nach dem aktuellen Stand der Technik gebauten Kälteanlage um 8 % zu reduziert werden. Durch das Projekt sollen mehrere Aspekte beantwortet werden. In erster Linie soll aufgezeigt werden, ob der Bau und Betrieb eines Energie-Transfer-Systems (ETS) in einer Kälteanlage möglich ist. In einem weiteren Schritt soll ermittelt werden, welche Regelparameter für einen effizienten Betrieb möglich und sinnvoll sind. Zusätzlich soll geprüft werden, welche Bedingungen gegeben sein müssen, damit eine Integration eines ETS betriebswirtschaftlich tragbar ist. Insbesondere soll ebenfalls die Machbarkeit sowie die allfällige Stromreduktion auf Basis einer Feldanlage validiert werden.

Abgrenzung

Der Fokus dieses Pilot- und Demonstrationsprojektes sowie dieses Berichtes und darin gewählter Formulierung, fokussiert auf die Kombination von einer CO₂-Kälteanlage mit einem ETS. Die Überlegungen und Anwendungen in diesem Bericht in Bezug auf CO₂-Kälteanlagen und/oder ETS, lassen sich grösstenteils, mit entsprechender Anpassung der Begrifflichkeiten und/oder thermodynamischer Interpretation, auf andere Kälteanlagen, Wärmepumpen oder vergleichbare Prozesse übertragen. Je nach System und Anwendung macht es gegebenenfalls Sinn, Begrifflichkeiten anzupassen, wie zum Beispiel «Abwärme» als «Wärme» zu bezeichnen. Darüber hinaus liegt der Fokus auf Energieeffizienz. Allfällige Komponenten mit anderweitiger Funktion, beispielsweise für die Betriebssicherheit, werden wenn nicht explizit anders erwähnt, in diesem Bericht nicht zwingend erwähnt und/oder teilweise nicht in Abbildungen dargestellt. Die im Rahmen dieses Pilot- und Demonstrationsprojektes effektiv umgesetzte Implementation des ETS in die CO₂-Kälteanlage erfolgte mit diversen zusätzlichen Komponenten, sodass

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 124
------------------------------------	---	-----------

beispielsweise im Fall einer Störung seitens ETS, die CO₂-Kälteanlage vollständig losgelöst vom ETS betrieben werden kann und letztere volle Leistungsfähigkeit erlangt. Mit zunehmend positiven Betriebserfahrungen dieser Kombination kann bei weiteren (Folge-) Projekten auf zusätzliche Komponenten verzichtet werden.

Projektverlauf und Ausgangslage

Im Herbst 2022 ging in einem Cash und Carry Markt im Raum Zürich die erste CO₂-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System in Betrieb. Dazu wurde das ETS vorgängig entwickelt, gebaut und vor Ort in die neu installierte CO₂-Kälteanlage integriert. Im Anschluss an die Installation wurde die CO₂-Kälteanlage zusammen mit dem ETS in Betrieb genommen und erste Betriebserfahrungen und Messdaten gesammelt. Auf der Basis der positiven Erfahrungen konnte ein Pumpenhersteller dazu gewonnen werden, um eine auf diese Anwendung massgeschneiderte halb-hermetische Radial-Pumpe zu entwickeln und zu fertigen. Die halb-hermetische Bauweise der neu-entwickelten Radial-Pumpe reduziert einerseits die Leckagen des Gesamtsystems und andererseits erlaubt deren höhere Druckbeständigkeit, die Pumpe direkt ab dem Hochdruck der CO₂-Kälteanlage einzubinden, was weitere energetische Vorteile bringt.

Rund zwei Jahre nach der ersten ETS-Inbetriebnahme folgte im Herbst 2024 eine weitere ETS-Inbetriebnahme in einem Cash und Carry Markt im Raum St. Gallen (Folgeobjekt), dessen Konzept geringfügig auf die neu-entwickelte Radial-Pumpe angepasst wurde. Die Anwendung und die CO₂-Kälteanlage des Folgeobjektes gemäss Abbildung 3 ist gleichwertig dem Cash und Carry Markt im Raum Zürich. Im Folgenden wird auf die Erfahrungen mit der weiter-entwickelten Einbindung und Radial-Pumpe fokussiert, da deren Vorteile in Punkto Leakage und Energieeffizienz eindeutig überwiegen. [3]

ETS-Betriebserfahrung mit Radial-Pumpe

Die Einbindung und der Betrieb der neu-entwickelten Radial-Pumpe erfolgte vereinfacht dargestellt gemäss Abbildung 3. Im Unterschied zur zuvor eingesetzten Plunger-Pumpe, welche eine ähnliche Betriebs- und Regel-Charakteristik aufweist wie ein Hubkolben-Verdichter (Drehzahl, Massen- oder Volumenstrom nahezu unabhängig von Druck-Differenz), bedarf es gewissermassen ein Umdenken bei der Radial-Pumpe. Die Radial-Pumpe ist eine Strömungsmaschine und somit sind Drehzahl, Massen- oder Volumenstrom abhängig von der Druck-Differenz und umgekehrt. Nebst den hydraulischen Anpassungen für die Einbindung der Pumpe ab Hochdruck, mussten natürlich auch solche Abhängigkeiten in Mess-, Steuer- und Regelkonzept berücksichtigt werden. Im Grundsatz jedoch beruht das Regelkonzept auf bisherigen Regelkreisen. [3]

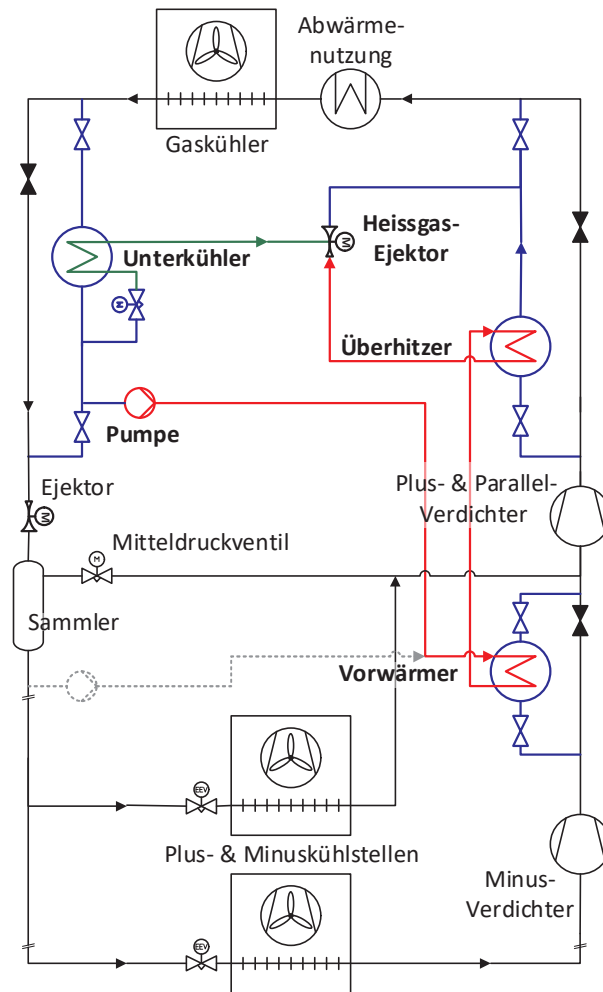


Abbildung 3: CO₂-Kälteanlage des Folgeobjektes mit integriertem ETS mit Pumpe ab Hochdruck.

Halb-hermetische Radial-Pumpe

Die Abbildung 4 zeigt den Betrieb der neu-entwickelten, halb-hermetischen Radial-Pumpe vom ETS des Folgeobjektes bei einer konstanten Drehzahl. Während der dargestellten Zeitspanne liegt der Hochdruck zwischen 67 bara und 75 bara (blaue Kurve), dieser Druck entspricht zugleich dem Druck am Pumpen-Eintritt. Der Druck am Pumpen-Austritt (rote Kurve) bewegt sich während dieser Zeitspanne zwischen 81 bara und 88 bara und entspricht dem ETS-Treibdruck. Aus der roten und blauen Kurve ist ersichtlich, dass der Druck am Pumpen-Austritt dem Druck am Eintritt folgt. Die Druck-Differenz, erzeugt durch die Radial-Pumpe, während dieser Zeitspanne, liegt bei ca. 13 bis 14 bar. Auffallend sind die drei Einbrüche der Druck-Differenz beginnend bei ca. 12:25 Uhr, 13:20 Uhr und ansatzweise bei ca. 14:15 Uhr. Diese sind auf eine geringere, mittlere Dichte vom Fluid im Zulauf der Pumpe zurückzuführen. Es kann nicht ausgeschlossen werden, resp. es ist davon auszugehen, dass sogar Gasanteile im Zulauf der Pumpe vorhanden waren. Die geringere, mittlere Dichte resp. allfällige Gansanteile im Zulauf der Pumpe sind auf die Hochdruck-Regelung resp. auf das Zusammenspiel zwischen Temperatur am Pumpen-Eintritt (Gaskühler-Austritt, Senken-Austritt) sowie den effektiven Hochdruck Soll- und Ist-Werten zurückzuführen.

In anderen Worten ist die Hochdruck-Regelung der CO₂-Kälteanlage und dessen Regelgüte von zentraler Bedeutung. Schwankungen und kurzzeitige Gasanteile vor dem Hochdruck-Regelventil, welche bei herkömmlichen Systemen kaum bemerkbar sind, werden durch Einbrüche der Druck-Differenz der Pumpe ab Hochdruck ersichtlich und sollten möglichst vermieden werden. Dazu gilt es einerseits die Regelparameter der Hochdruck-Regelung aufmerksam zu optimieren, um Schwankungen zu vermeiden (Ursache weitestgehend beheben). Andererseits kann gemäss folgendem Kapitel mittels einem Phasentrenner im Zulauf der Pumpe, allfällige Gasanteile zum Hochdruck-Regelventil, und nicht zur Pumpe geführt werden (verbleibende Symptome beheben). Die Abbildung 4 zeigt den Betrieb ohne Phasentrenner (Umgehung). Nach dessen Aktivierung (Durchströmung) sind keine Einbrüche der Druck-Differenz der Radial-Pumpe mehr zu erkennen.

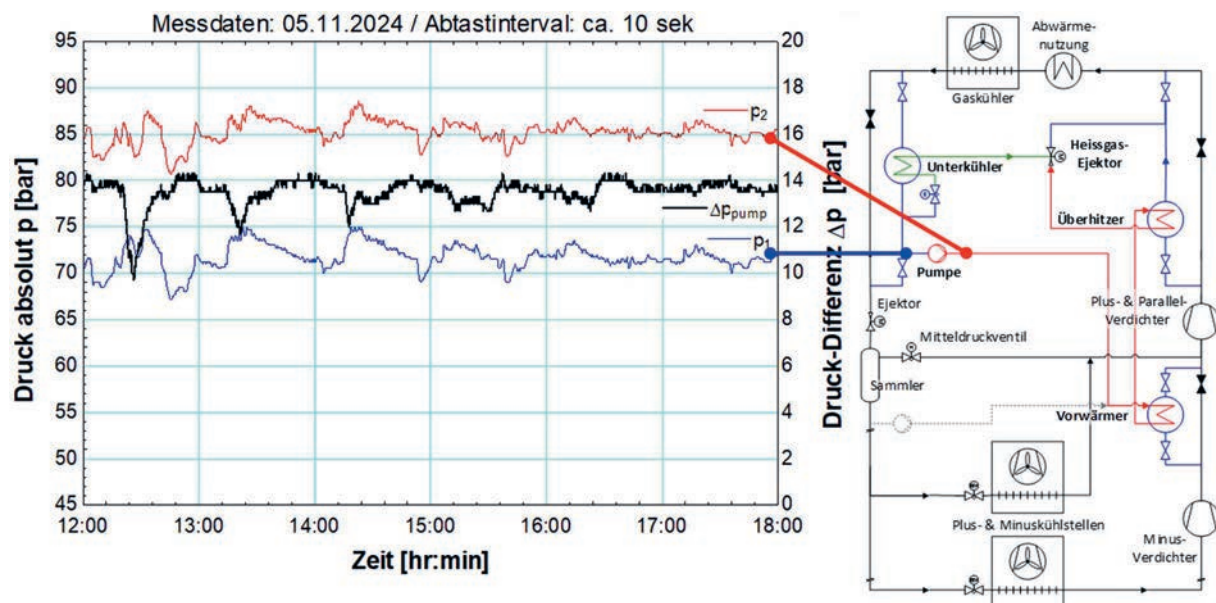


Abbildung 4: Messdaten der Radial-Pumpe, Druck am Pumpen-Eintritt (blau), Druck am Pumpen-Austritt (rot), Druck.-Differenz zwischen Ein- und Austritt.

Phasentrenner

Der Phasentrenner gemäss Abbildung 5 sorgt dafür, dass allfällige Gasanteile im gesamten Kältemittel-Massenstrom, nach dem Unterkühler, tendenziell nicht zur Pumpe, sondern zur Hochdruck-Regelung gelangen. Darüber hinaus begünstigt der Phasentrenner, durch seine vertikale Anordnung, dass der Vordruck am Pumpen-Zulauf ausreichend ist. Er besteht lediglich aus einer spezifischen Anordnung von Rohrleitungen mit unterschiedlichen Dimensionen.

Der gesamte Kältemittel-Massenstrom, bestehend aus dem Anteil, welcher zur Hochdruck-Regelung und jenem welcher zur Pumpe geht, strömen oben links vom Unterkühler herkommend in den Phasentrenner. Der Anteil an Kältemittel-Massenstrom, welcher zur Hochdruck-Regelung geht, steigt nach oben, bevor er das grosse, vertikale Rohr oben rechts wieder verlässt. Der Anteil an Kältemittel-Massenstrom, welcher zur Pumpe gelangt, strömt im grossen, vertikalen Rohr nach unten, bevor er unten links, das grosse vertikale Rohr zur Pumpe hin wieder verlässt. Die Strömungsgeschwindigkeit im grossen, vertikalen Rohr nach unten ist gering. Zum einen strömt nur der Kältemittel-Anteil zur Pumpe gelangend nach unten, andererseits weist das grosse, vertikale Rohr ein Vielfaches an Strömungsquerschnitt auf. Allfällige Gasanteile in der

Zuleitung vom Unterkühler herkommend, werden durch den Phasentrenner dazu begünstigt, nach oben zu steigen und gelangen entsprechend bevorzugt zur Hochdruck-Regelung. Zuun-
terst am grossen, vertikalen Rohr führt eine Verbindung mit einem kleinen Strömungsquer-
schnitt, allfälliges Öl in die Zuleitung zur Hochdruck-Regulierung. Die Zuleitung zur Hoch-
druck-Regulierung wird U-förmig nach unten geführt, um allfälliges Öl mitzuführen. In erster
Linie geht es bei der Ölrückführung darum, grössere Ölabsammlungen und Ölverlagerungen
im Phasentrenner zu vermeiden. Die Pumpe bedarf kein Öl im Kältemittel-Massenstrom zur
Schmierung. Darüber hinaus ist Öl im Zulauf zur Pumpe energetisch nicht vorteilhaft, ein ver-
nachlässigender Anteil Öl im Kältemittel-Massenstrom sollte jedoch in der Pumpe keinen Scha-
den verursachen.

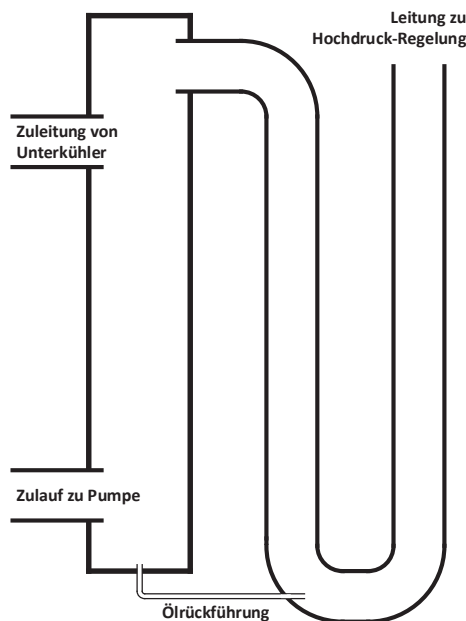


Abbildung 5: Phasentrenner im Zulauf der Radial-Pumpe bei einem Betrieb ab Hochdruck (vereinfachte Darstellung, nicht massstäblich).

Heissgas-Ejektor

Ergänzend zu den geschilderten, bisherigen Beobachtungen und Erfahrungen in den vorherge-
henden Kapiteln, insbesondere aufbauend auf der Abbildung 4, werden in der Abbildung 6 zu-
sätzlich die Funktion vom Heissgas-Ejektor dargestellt. Die grüne Kurve stellt den Saugdruck
am Eintritt in den Heissgas-Ejektor dar. Dieser Druck entspricht zugleich dem Verdampfungs-
druck im Unterkühler und stellt somit die maximal mögliche Unterkühlung im Unterkühler dar.
Die graue Kurve stellt die Saugdruck-Differenz dar, sprich den Druck-Differenz zwischen der
blauen und grünen Kurve.

Ähnlich wie bei der Druck-Differenz der Radial-Pumpe folgt der Saugdruck des Ejektors dem
Hochdruck. Die Druck-Differenz vom Ejektor beläuft sich in der dargestellten Zeitspanne zwi-
schen 3 bis 5 bar. Die Sprünge in der Druck-Differenz sind auf unterschiedliche Öffnungsgrade
vom Ejektor zurückzuführen. Der Öffnungsgrad vom Ejektor (zwei Ejektoren parallel, seriell
angesteuert mit einem einstellbaren Übergangsbereich) hängt massgeblich von der Anzahl Ver-
dichter, Treibtemperatur und Temperatur vor der Abwärmenutzung ab. Insbesondere die
Sprünge sind auf das Zu- und Wegschalten von einzelnen Verdichtern zurückzuführen.

Im Unterschied zum Betrieb mit Plunger-Pumpe, bei welchem der Treibdruck beliebig einstellbar ist, resultiert beim Betrieb mit der Radial-Pumpe ein maximaler Druckhub der Pumpe von ca. 14 bar. Entsprechend liegt der Treibdruck beim Betrieb mit Radial-Pumpe tendenziell tiefer als beim Betrieb mit der Plunger-Pumpe. Daraus resultierend liegt die Saugdruck-Differenz vom Heissgas-Ejektor erwartungsgemäss tiefer als beim Betrieb mit der Plunger-Pumpe. Da wie eingangs erwähnt, die maximale Unterkühlung von dieser Saugdruck-Differenz abhängt, ist es von hoher Wichtigkeit, die Saugwirkung vom Ejektor zu maximieren.

Nebst der Optimierung der neu-entwickelten Radial-Pumpe hinsichtlich eines höheren Druckhubes, führen die Erkenntnisse auch zu konzeptionellen Überlegungen, inskünftig allenfalls zwei oder mehrere Radial-Pumpen in Serie einzusetzen, sodass ein höherer Treibdruck resultiert. Darüber hinaus macht es Sinn, die Hochdruck-Regelung der CO₂-Kälteanlage gemäss folgendem Kapitel «Hochdruck-Sollwert und -Regelung» genauer unter die Lupe zu nehmen.

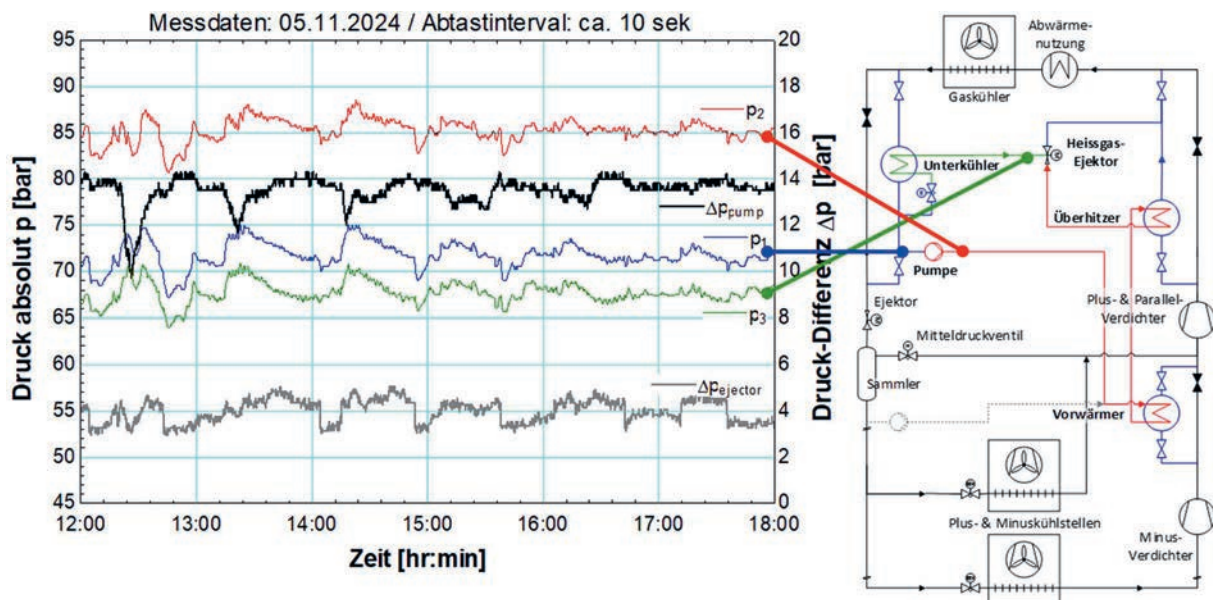


Abbildung 6: Messdaten der Radial-Pumpe und vom Ejektor, ergänzend zu den Daten aus Abbildung 4, Saugdruck Ejektor (grün), Saugdruck-Differenz Ejektor (grau).

Hochdruck-Sollwert und -Regelung

Die Hochdruck-Regelung bei CO₂-Kälteanlagen stellt ein zentrales Element für einen effizienten Betrieb dar. Folglich erfordern Senken-Temperaturen über dem kritischen Punkt (+31°C) einen transkritischen Betrieb. Im transkritischen Betrieb besteht keine Abhängigkeit zwischen Temperatur und Druck verursacht durch den Phasenwechsel. Entsprechend erfordert der transkritische Betrieb eine Hochdruck-Regelung, bei welcher der Hochdruck-Sollwert in Abhängigkeit der Temperatur geregelt wird. Die Abbildung 7 und die Abbildung 8 stellen den Hochdruck-Sollwert in Abhängigkeit der CO₂-Temperatur dar. Die Abbildung 7 stellt die Kurven in einem Log-p-h-Diagramm dar. Die Abbildung 8 stellt die gleichen Kurven in Abhängigkeit der CO₂-Temperatur dar. Die in Abbildung 7 und Abbildung 8 jeweils ausgezogene blaue Linie repräsentiert den Hochdruck-Sollwert analog herkömmlicher Steuerungen. Die herkömmliche Hochdruck-Sollwert-Kurve variiert geringfügig, je nach Hersteller der Steuerung. Daraus ist ersichtlich, dass im herkömmlichen Betrieb der Hochdruck-Sollwert so gewählt wird, dass im subkritischen Betrieb in der Regel eine Unterkühlung von ca. 3 K resultiert. Energetisch

betrachtet, wäre eine geringere Unterkühlung, resp. ein tieferer Hochdruck-Sollwert bei gegebener CO_2 -Temperatur vorteilhaft. Jedoch kann mit abnehmender Unterkühlung, resp. mit der Annäherung an den Zweiphasendom der Gasanteil vor der Entspannung, je nach Regelgüte der Hochdruck-Regelung und Schwankungen im System, zunehmen. Entsprechend hat sich zu Gunsten erhöhter Betriebssicherheit eine herkömmliche Unterkühlung von 3 K in der Branche als Standard etabliert.

Anders sieht es aus, wenn nach dem eigentlichen Gaskühler noch eine zusätzliche Unterkühlung erfolgt, z.B. durch das ETS. Die darauffolgende zusätzliche Unterkühlung erlaubt es, den Hochdruck-Sollwert tiefer zu wählen, sprich näher am Zweiphasendom zu regeln, ohne dabei erhöhte Gasanteile vor der Entspannung in Kauf zu nehmen, da ja gerade die nachfolgende Unterkühlung dem entgegenwirkt. Die rot ausgezogene Linie stellt die beim ETS-Betrieb herangezogene Hochdruck-Sollwert Kurve dar. Diese entspricht einer Unterkühlung von ca. 1 Kelvin im subkritischen Betrieb.

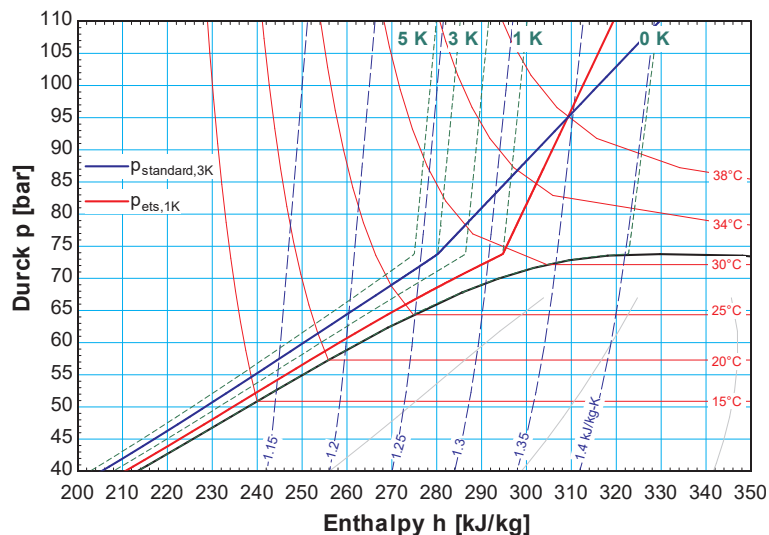


Abbildung 7: Hochdruck-Sollwert, dargestellt im Log-p-h-Diagramm.

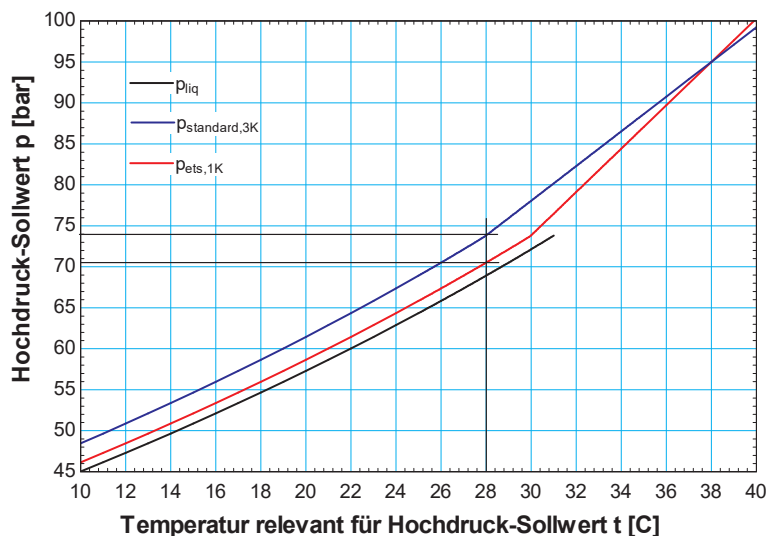


Abbildung 8: Hochdruck-Sollwert, dargestellt in Abhängigkeit der CO_2 -Temperatur.

In der Abbildung 8 wird beispielhaft gezeigt, dass bei einer CO_2 -Temperatur von $+28^\circ\text{C}$ bei einem Betrieb ohne ETS (ohne nachfolgender Unterkühlung) ein Hochdruck-Sollwert von

74 bara und bei gleicher CO₂-Temperatur bei einem Betrieb mit ETS (mit nachfolgender Unterkühlung) ein Hochdruck-Sollwert von 71 bara gewählt wird. Der tiefere Hochdruck bei gleicher CO₂-Temperatur während des ETS-Betriebes, möglich dank der nachfolgenden Unterkühlung, bringt energetische Vorteile mit sich. Die Verdichtungsenthalpie nimmt in der geschilderten Anwendung, im Hochdruck-Bereich zwischen 70 und 75 bara um 1.5 kJ/kg pro bar tieferen Hochdruck ab. Entsprechend benötigen die Verdichter für den gleichen Massenstrom resp. eine vergleichbare Kälteleistung 2 bis 3 % weniger elektrischen Strom pro bar tieferen Hochdruck. Entsprechend resultieren während dem ETS-Betrieb allein aus dem tieferen Hochdruck gemäss Abbildung 7 und Abbildung 8 bei bspw. einer CO₂-Temperatur von +28°C eine reduzierte elektrische Leistungsaufnahme von 6 bis 9 %. [4]

Weiter trägt die eigentliche, nachfolgende Unterkühlung durch das ETS massgeblich zur Effizienzsteigerung bei. Durch die Unterkühlung wird die Verdampfungsenthalpie erhöht, woraus ein geringerer Massenstrom für die gleiche Kälteleistung resultiert. Ein geringerer Massenstrom bei gleichbleibender Kälteleistung geht wiederum einher mit einer geringeren elektrischen Leistungsaufnahme bei gleichbleibender Kälteleistung. Wie früher erwähnt, hängt die maximal mögliche Unterkühlung durch das ETS von der Saugwirkung vom Ejektor ab, resp. wird von dessen Saugwirkung limitiert. Ergänzend oder präzisierend dazu gilt an dieser Stelle festzuhalten, dass die maximale, nachträgliche Unterkühlung durch das ETS zusätzlich von der Hochdruck-Regelung und dessen gewählten Hochdruck-Sollwert abhängt. Genauer gesagt wird die maximale, nachträgliche Unterkühlung durch das ETS durch die Saugdruck-Differenz vom Heissgas-Ejektor abzüglich der durch die Hochdruck-Regelung geregelten Unterkühlung limitiert. Entsprechend gilt, je höher die herkömmliche Unterkühlung resultierend von der Hochdruck-Regelung ist, desto geringer fällt die maximal mögliche, nachträgliche Unterkühlung durch das ETS aus. Sprich die an den ETS-Betrieb angepasste Hochdruck-Regelung und der entsprechend angepasste Hochdruck-Sollwerte gewinnen zusätzlich an Bedeutung bei ETS-Betrieb mit der Radial-Pumpe gegenüber der Plunger-Pumpe. Dies ist auf die beschriebenen, tendenziell tieferen Treibdrücke und die entsprechend geringere Ejektor-Saugwirkung zurückzuführen.

Unterkühler

Nebst den energetischen Vorteilen resultierend aus dem tieferen Hochdruck gemäss Kapitel «Hochdruck-Sollwert und -Regelung», stellt die nachträgliche Unterkühlung durch das ETS einen zentralen Bestandteil der Effizienzsteigerung durch das ETS dar. Im Unterschied zum tieferen Hochdruck-Sollwert, welcher während dem laufenden Betrieb, zu einem bestimmten Zeitpunkt nur theoretisch quantifiziert werden kann, lässt sich die effektive, nachträgliche Unterkühlung messtechnisch darstellen. Die Abbildung 9 stellt die CO₂-Temperaturen vor (rot) und nach (blau) dem Unterkühler, sowie die Verdampfungstemperatur (grün) und die effektive Unterkühlung dar. Es ist ersichtlich, dass die Verdampfungstemperatur die maximal mögliche Unterkühlung limitiert. Während dem dargestellten Zeitraum, schwankt die effektive Unterkühlung zwischen 0 und 2.2 K. Ein relevanter Teil der Schwankungen der Unterkühlung ist auf die Totzeit zwischen dem Eintritt und Austritt zurückzuführen. Zusätzlich erschwerend kommt hinzu, dass die Totzeit von der aktuellen Kälteleistung resp. der Anzahl Verdichter in Betrieb resp. dem aktuellen Massen- oder Volumenstrom abhängt. Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Temperatur nach dem Unterkühler tiefer ist als jene vor dem Unterkühler und dies einem energetischen Vorteil entspricht.

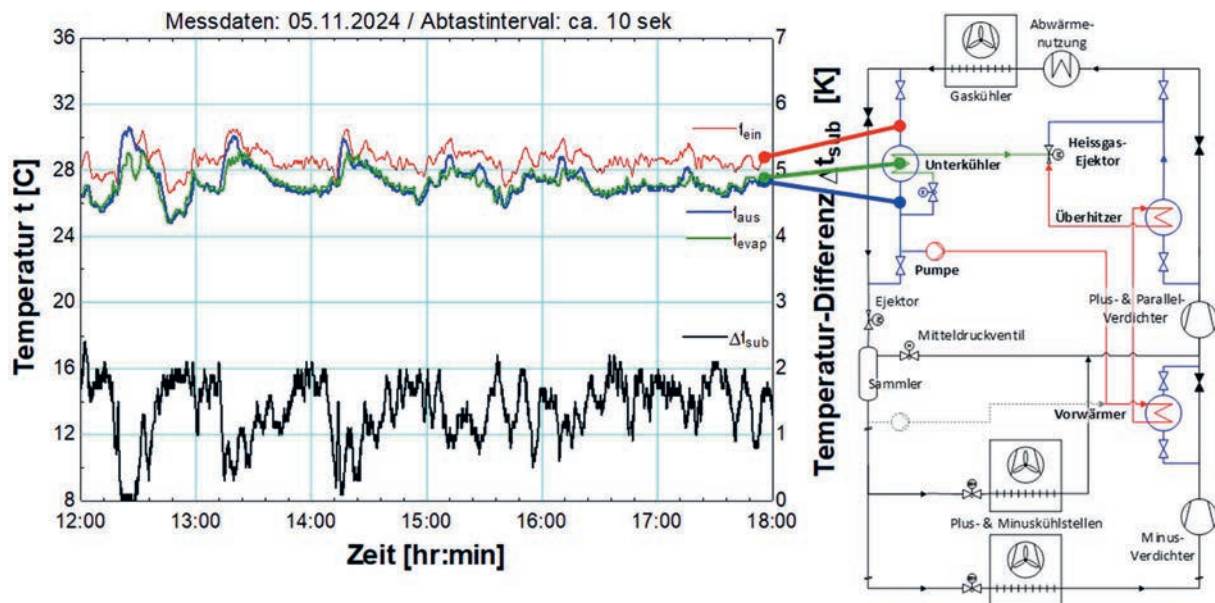


Abbildung 9: Messdaten vom Unterkühler, Temperatur vor (rot) und nach (blau) dem Unterkühler sowie die Verdampfungstemperatur (grün) und die effektive Unterkühlung (schwarz).

Die Abbildung 10 stellt die Effizienzsteigerung durch die effektive Unterkühlung, in Abhängigkeit der Temperatur dar. Es ist ersichtlich, dass die Effizienzsteigerung rund um den kritischen Punkt ein Maximum von ca. 6 % pro Kelvin Unterkühlung erreicht. Das Maximum ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass in dem Bereich um den Kritischen Punkt, bereits eine geringe Reduktion der Temperatur (Unterkühlung) zu einer verhältnismässig grossen Erhöhung der Verdampfungsenthalpie führt. Das Maximum befindet sich im Kritischen Punkt, abzüglich der Unterkühlung hervorgerufen durch die Hochdruck-Sollwert-Kurve. Die in Abbildung 10 dargestellte Kurve basiert auf der Hochdruck-Sollwert-Kurve p_{ets_1K} aus der Abbildung 8 mit 1 K Unterkühlung.

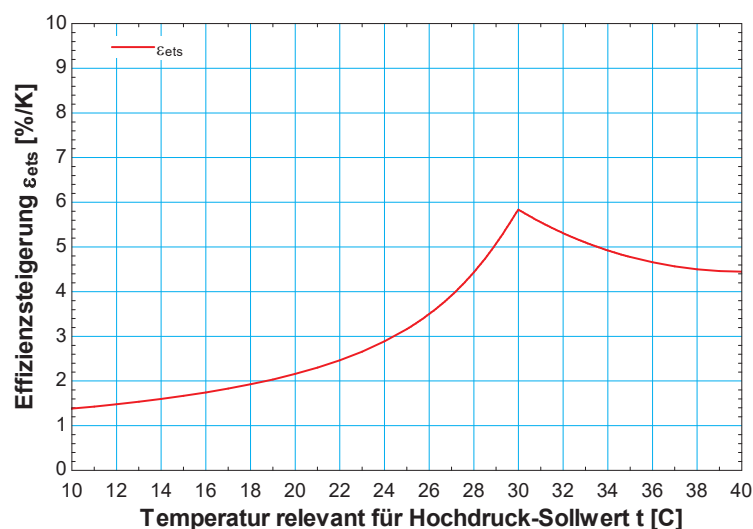


Abbildung 10: Effizienzsteigerung pro Kelvin Unterkühlung, Basis Hochdruck-Sollwert p_{ets_1K} nach Abbildung 8.

Werden die Temperatur-Messdaten vor und nach der Unterkühlung der Abbildung 9 in einem Log-p-h-Diagramm als Punkte-Wolke dargestellt, so resultiert die Abbildung 11. Daraus wird

die Unterkühlung durch das ETS ebenfalls ersichtlich. Es ist zu erkennen, dass die blaue Punkte-Wolke weiter links im Log-p-h-Diagramm liegt und entsprechend einen geringeren Massenstrom für die gleiche Kälteleistung erforderlich ist.

Weiter ist zu erkennen, dass einzelne rote Punkte, sprich vor dem Unterkühler im Diagramm sogar rechts am Zweiphasendom dargestellt werden. Dies kann auf Messabweichungen in Kombination mit der Tatsache zurückgeführt werden, dass es nicht möglich ist Punkte mit den Messgrößen Druck und Temperatur im Zweiphasendom darzustellen. Es ist davon auszugehen, dass Punkte, welche im Diagramm rechts am Zweiphasendom dargestellt werden, tatsächlich innerhalb des Zweiphasendoms am linken Rand liegen.

Weiter ist zu erkennen, dass die blaue Punkte-Wolke keine oder eine zu vernachlässigende Anzahl Punkte rechts am Zweiphasendom aufweist. Entsprechend ist davon auszugehen, dass es in gewissen Betriebspunkten resp. zu gewissen Zeitpunkten zuerst zu einer Auskondensation von Gasanteilen kommt bevor eine eigentliche Unterkühlung erfolgt. Die Auskondensation von Gasanteilen bringt natürlich einen energetischen Vorteil, kann aber messtechnisch kaum nachgewiesen werden.

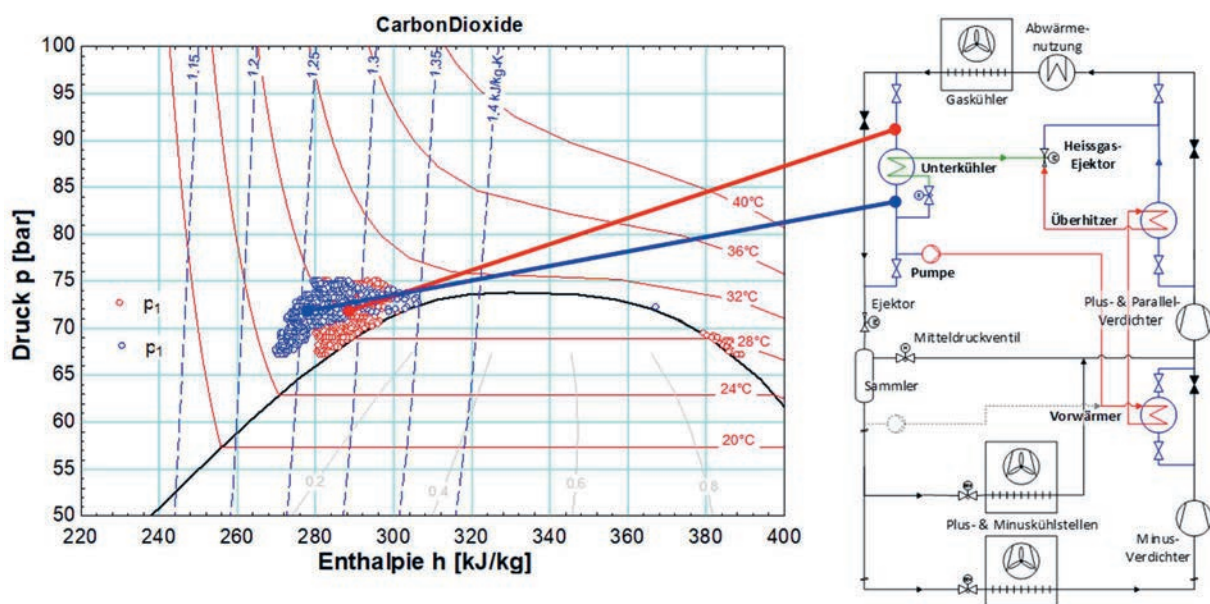


Abbildung 11: Messdaten vom Unterkühler, dargestellt als Punkte-Wolke in einem Log-p-h-Diagramm, Temperatur vor (rot) und nach (blau) dem Unterkühler.

Hochrechnung der Energieeffizienz

Der beispielhaft untersuchte Betriebspunkt in den vorhergehenden Kapiteln, ist über das Jahr hinweg betrachtet, ein energetisch relevanter Betriebspunkt. Rund die Hälfte der Betriebsstunden fallen bei diesem oder einem vergleichbaren Betriebspunkt an. Einerseits entspricht dieser Betriebspunkt dem Betrieb mit Abwärmennutzung im Winter-Halbjahr, andererseits ist er repräsentativ für Betriebspunkte im Bereich zwischen +25°C und +30°C Aussentemperatur. Rechnet man das Betriebsverhalten und die Energieeffizienz vom Gesamtsystem auf ein Betriebsjahr hoch, so resultiert eine Einsparung von 13 bis 15 % elektrischer Energie bei den Verdichtern der CO₂-Kälteanlage. Im Gegenzug verursacht die Pumpe vom ETS einen Mehrverbrauch an

elektrischer Energie von rund 4 % über das Jahr betrachtet. Unter dem Strich verbleibt eine Netto-Energie-Einsparung von 9 bis 11 %.

Mit einer Kälteanlage lässt sich der Unterschied in Punkto Energie-Effizienz beider Betriebsarten (mit/ohne ETS) nicht direkt messen, denn es kann gleichzeitig nur die eine oder andere Betriebsart gefahren werden. Folge dessen werden die Betriebsarten häufig gegenübergestellt, indem die Betriebsarten abwechselungsweise betrieben werden. Die Herausforderung dabei stellt die Bereinigung der gemessenen Werte in Punkto natürlicher Lastschwankungen und ändernden Betriebsbedingungen sowie bspw. Verlagerung von Kältemittel im System dar. Die Erfahrung hat gezeigt, dass je häufiger die Betriebsart gewechselt wird, desto grösser wird der unerwünschte Einfluss von Kältemittel-Verlagerung. Umgekehrt je seltener zwischen den Betriebsarten gewechselt wird, desto grösser wird der unerwünschte Einfluss durch natürlicher Lastschwankungen und ändernden Betriebsbedingungen. Folge dessen hat man sich darauf fokussiert die Teil-Energie-Einsparungen auf 1 Jahr hochzurechnen.

Fazit und Aussicht

Die Betriebserfahrungen aus den ersten Monaten ETS-Betrieb mit Radial-Pumpe bei dem erwähnten Folgeobjekt ist sehr vielversprechend. Die Beobachtungen und Messdaten aus dem Betrieb der Radial-Pumpe decken sich mit den prognostizierten Angaben vom Pumpen-Hersteller. Im Betrieb wird ein Hebedruck der Pumpe von bis zu 14 bar gemessen. Es konnte bislang keine Leckage, verursacht durch die Pumpe festgestellt werden. Es ist auch keine nennenswerte Leckage zu erwarten, denn die neu-entwickelte Pumpe ist halb-hermetischer Bauart. Der Umstieg zur Radial-Pumpe mit Betrieb ab Hochdruck bringt nebst energetischen Vorteilen weitere nennenswerte Vorteile in Punkto Pulsationen und Geräuschbildung mit sich.

Weiter konnte in einer Versuchsreihe, der Nutzen vom Phasentrenner untersucht werden. Es hat sich herausgestellt, dass dieser einen wertvollen Beitrag leistet. Insbesondere dann, wenn die Hochdruck-Sollwert-Kurve auf den ETS-Betrieb optimiert wird. Wie erwartet ist die Saugwirkung vom Ejektor tendenziell geringer als beim ETS-Betrieb mit Plunger-Pumpe mit höheren Treibdrücken. Entsprechend wichtig ist die optimale Ansteuerung des Ejektors wie auch die an den ETS-Betrieb angepasste Hochdruck-Sollwert-Kurve. Unter Berücksichtigung meist relevanter, energetischer Einfluss-Faktoren resultiert im dargestellten Zeitraum eine totale Effizienzsteigerung zwischen 9 und 11 %, inklusiv Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Pumpe. Aktuell laufen Bestrebungen den Betrieb und die messbare Unterkühlung vom Folgeobjekt weiter zu optimieren und auszureizen.

Dank der wertvollen, teils auch negativen Erfahrungen aus der ersten CO₂-Kälteanlage mit ETS konnte das Konzept gezielt weiterentwickelt werden. Eine zentrale Rolle spielt dabei die neu-entwickelte, massgeschneiderte halb-hermetische Radial-Pumpe, geeignet für einen Betrieb ab Hochdruck. Dank dieser Pumpe wird die einstige Energie-Effizienz-Prognose tendenziell übertroffen. Darüber hinaus sind Prozessoptimierungen denkbar, die in weiteren Folgeobjekten in vergleichbaren Anwendungen eine zusätzliche Verbesserung der Energie-Effizienz mit sich bringen wird. Darüber hinaus ist die ETS-Technologie nicht nur für Anwendungen in Kombination mit CO₂-Kälteanlagen, sondern bspw. auch in Kombination mit CO₂-Wärmepumpen denkbar. Oder bspw. als alleinstehendes ETS, welches beliebige überschüssige Abwärme in eine Kälteleistung, knapp unter der Senken-Temperatur, umwandelt.

Literaturverzeichnis

- [1] E. Wiedenmann, J. Schönenberger: Prozessoptimierung einer CO₂-Kälteanlage mittels Ejektoren und Liquid-Overfeed, <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=35841>, 2015.
- [2] J. Schönenberger, E. Wiedenmann,: Effizienzsteigerung einer transkritischen CO₂-Kälteanlage mittels Ejektor, <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=33448>, 2014.
- [3] J. Schönenberger, E. Wiedenmann: CO₂-Kälteanlage mit Energie-Transfer-System, DKV-Tagung Hannover, 2023.
- [4] BITZER Software, Version v7.0.4.0, 2024.

Leon P. M. Brendel, Cordin Arpagaus, Stefan S. Bertsch;
Institute for Energy Systems (IES), OST Eastern Switzerland University of Applied Sciences

SNF Bridge Discovery Project
supported by BFE SWEET DeCarbCH WP5 SI/502260 (in Bearbeitung 2021 – 2025)

Practical Design Guidelines for High-Glide Mixtures in Industrial Heat Pumps using Hydrocarbon Refrigerants

Zusammenfassung

Kältemittelgemische mit hohem Temperaturgleit wurden in der Kälteindustrie lange Zeit vermieden. Für industrielle Wärmepumpen sind diese Gemische jedoch wichtig, da hier häufig große Temperaturunterschiede zwischen Wärmequellenein- und austritt sowie Wärmesenken- ein- und austritt auftreten. In diesem Beitrag werden Kältemittelgemische, insbesondere mit Kohlenwasserstoffen, vorgestellt. Anhand eines hypothetischen Beispiels wird die Auslegung des Gemischs über die Leistungszahl (COP) und die volumetrische Heizleistung (VHC) hinaus unter Berücksichtigung praktischer Auslegungskriterien diskutiert. Abschließend wird die Rolle eines geeigneten Verdichtermodells anhand eines weiteren Modellierungsbeispiels erläutert.

Résumé

Les mélanges de réfrigérants à haut coefficient de glissement ont été évités pendant longtemps par l'industrie de la réfrigération. Cependant, les pompes à chaleur industrielles, devant couramment s'adapter à de grandes différences entre les températures d'entrée et sortie de la source de chaleur ainsi que du puit de chaleur, peuvent profiter grandement des avantages spécifiques qu'apportent ces mélanges. Ce document présente en détails les effets des mélanges de réfrigérants, en particulier à base d'hydrocarbures. La détermination des mélanges en fonction du coefficient de performance (COP) et de la capacité de chauffage volumétrique (VHC) est discutée à l'aide d'un exemple hypothétique. Enfin, le rôle d'un modèle de compresseur approprié est illustré par un exemple de modélisation supplémentaire.

Abstract

High-glide refrigerant mixtures have been avoided for the longest time by the refrigeration industry. However, industrial heat pumps specifically call for these blends due to the common scenario of large temperature differences in the heat source and heat sink. This paper introduces suitable refrigerant mixture design, specifically using hydrocarbons. Mixture design beyond the coefficient of performance (COP) and volumetric heating capacity (VHC), obeying practical design criteria, is discussed through a hypothetical example. Lastly, the role of a suitable compressor model is exemplified with an additional modeling example.

Introduction

Refrigerant mixtures have been a topic of scientific and engineering interest for decades, with their development dating back to the mid-20th century. One of the earliest examples is R-500, a binary mixture of R-12 and R-152a, with a mass fraction of 74% R-12. Data on R-500 was published in 1971 [1], suggesting its development likely occurred in the 1960s.

As indicated by its designation number starting with "5," R-500 is an azeotropic or near-azeotropic refrigerant blend, meaning it exhibits no temperature glide during phase change at constant pressure. Being azeotropic is precisely the characteristic that distinguishes it from mixtures starting with "4," such as R-410A, which have a glide. For most mixture design engineers, the glide is an undesired byproduct and is designed to be as small as possible.

The evolution of refrigerant mixtures has led to many formulations registered with ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), culminating in R-489A in the latest update [2]. These mixtures range from binary blends to more complex compositions involving up to six refrigerants. Most mixtures consist of three components, as shown in Figure 1, which analyzes the ASHRAE-registered mixtures.

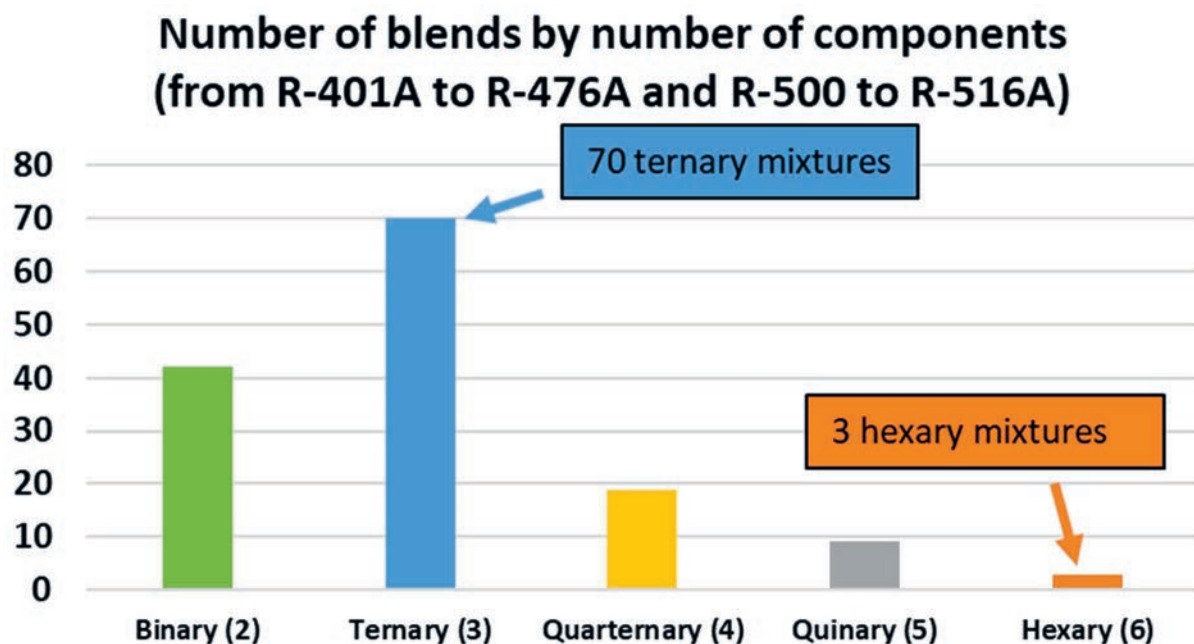


Figure 1: Number of refrigerant blends in the ASHRAE database as a function of the number of their components.

Unlike pure refrigerants, which maintain constant temperature during phase change, mixtures inherently exhibit temperature glide. This glide can vary depending on pressure and dew point temperature, as illustrated by the vapor dome with four isobars of propane/isopentane (R-290/R-601a) shown in Figure 2. In this figure, three isobars are defined by the dew point temperatures at 0 °C, 60 °C, and 120 °C; the fourth is determined by the atmospheric pressure of 1 bar. The lower the isobar, the higher the glide, as seen from the line labels. Hence, when discussing the glide of a mixture, the reference point must be declared.

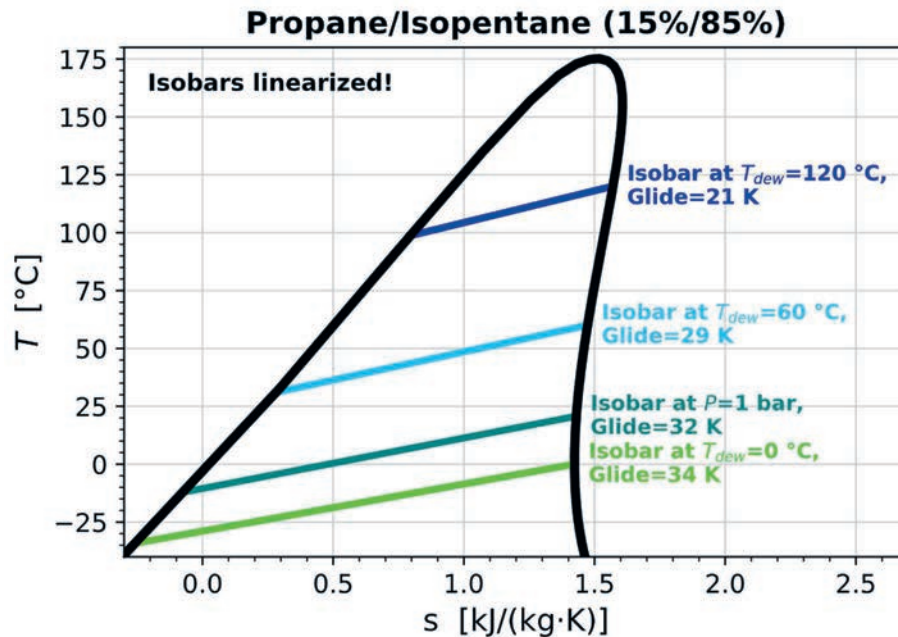


Figure 2: Different temperature glides of one refrigerant mixture (propane/iso-pentane, R-290/R-601a) depending on the definition shown in a T - s diagram.

Engineers typically design refrigerant mixtures to have a small glide, as evidenced by ASHRAE data showing that nearly all registered mixtures have glides below 10 K at a dew point temperature of 60 °C and 1 bar, shown in Figure 3. Only four mixtures, i.e., R-441A, R-445A, R-470A, and R-470B, exceed a temperature glide of 15 K at a dewpoint temperature of 60 °C.

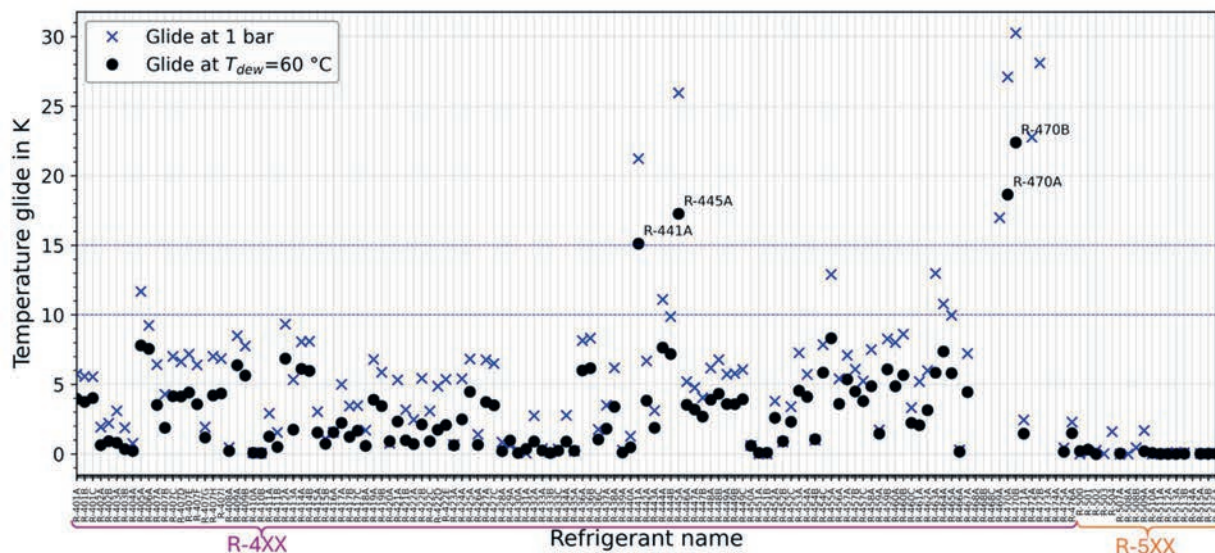


Figure 3: Temperature glide at 60 °C dew point and 1 bar for all refrigerants in the ASHRAE database. The x-axis shows the zeotropic and azeotropic refrigerant mixtures R-401A, R-401B, R-401C, R-402A, ..., R-476A, R-500, R-501, ..., R-516A.

Despite concerns about fractionation, refrigerant handling/recharging challenges, and heat transfer inefficiencies associated with high-glide mixtures, recent experimental research ([3], [4]) has demonstrated significant performance benefits. These studies have confirmed theoretical predictions ([5], [6], [7], [8]) that refrigerant mixtures can achieve substantial

improvements in coefficient of performance (COP) compared to pure fluids under identical operating conditions. COP enhancements of up to 20% were experimentally shown in a laboratory-scale high-temperature heat pump set-up at OST IES in Buchs, along with an increased volumetric heating capacity (VHC), resembling a “win-win situation” ([9]).

Such improvements from refrigerant mixtures are possible when the heat source and the heat sink have strong temperature differences, as in the hypothetical application example in Figure 4, where the heat source is cooled from 70 to 40 °C (30 K temperature difference). The heat sink is heated from 90 to 120 °C (30 K).

Figure 4 (a) shows pure butane (R-600) for these operating conditions, the most efficient pure hydrocarbon, with a COP of 2.75. In contrast, Figure 4 (b) shows a mixture of propane (R-290) and pentane (R-601) at equal shares with a COP of 2.97. The COP improvement is only 8%, but the heating capacity rises from approximately 2'600 to 3'800 kJ/m³. Even the pressure ratio decreases, typically yielding higher compressor efficiencies. Hence, COP improvement is not the only usecase for mixtures. In some cases, the COP improvement is merely a side benefit of increasing the volumetric heating capacity allowing for lower upfront investment cost.

This paper aims to guide the navigation through the landscape of pure hydrocarbon refrigerants and their potential mixtures. It explains mixture design through a case study that identifies an ideal refrigerant mixture tailored for a specific application. By leveraging experimental findings and theoretical insights, this work seeks to optimize the design and selection of refrigerant mixtures for enhanced performance in industrial heat pump systems.

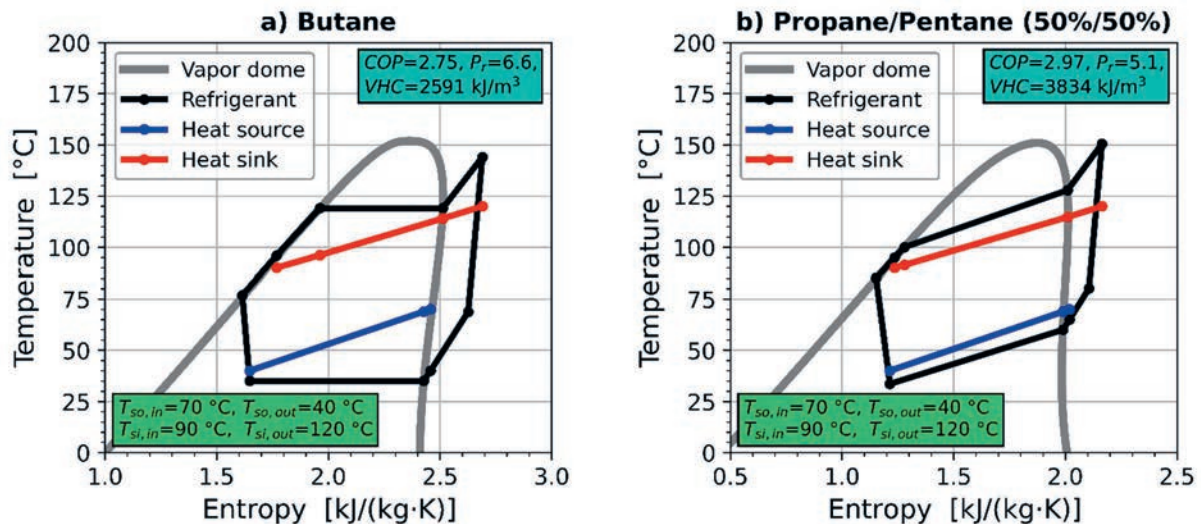


Figure 4: Comparison of a pure refrigerant (butane, R-600) (left) and a refrigerant mixture (propane/pentane, R-290/R601) with temperature glide (right) for the same operating conditions (heat source in/out: 70/40 °C, heat sink in/out: 90/120 °C).

crit: critical, *nb*: normal boiling point, T_c : saturation temperature. *EoS*: Equation of State

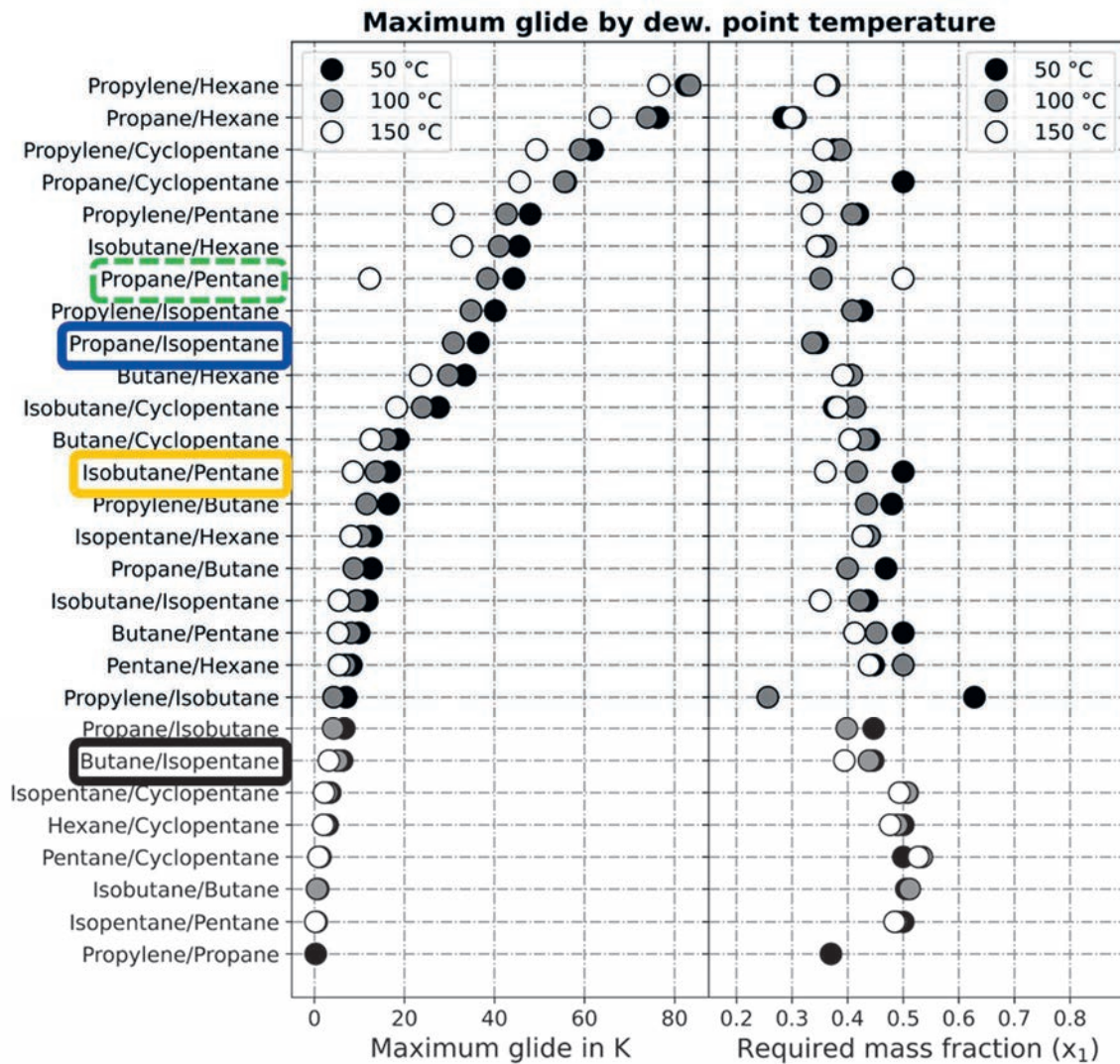


Figure 5: Overview of possible refrigerant mixtures when considering the hydrocarbons of Table 1. The highlighted mixtures are used for modelling examples in this article.

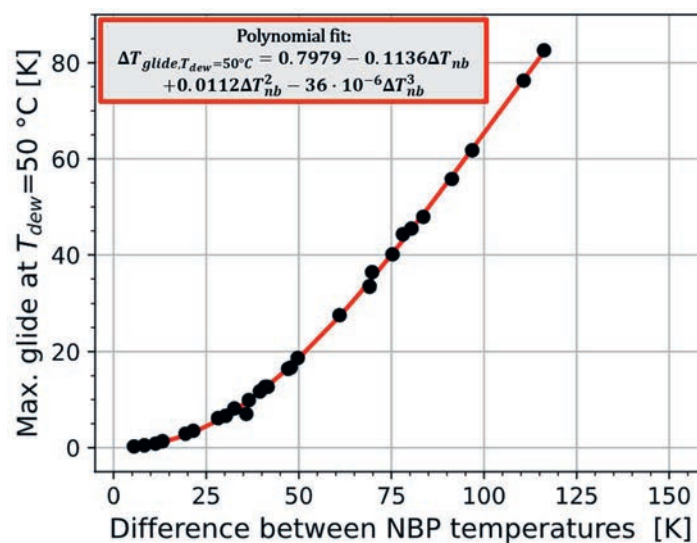


Figure 6: Maximum glide of all binary hydrocarbon mixtures consisting of substances from Table 1 as a function of the difference in the normal boiling point (NBP) of their components.

Theoretically, any two fluids from Table 1 can be combined to form a mixture. The temperature glide of such a binary mixture depends strongly on its composition (e.g., 30%/70% or 40%/60% mass ratio, etc.). Each mixture has one specific composition that results in the maximum temperature glide for a given dew point temperature.

Figure 5 presents all possible binary mixtures from Table 1, sorted by their maximum achievable temperature glide at three dew point temperatures (50 °C, 100 °C, and 150 °C). The left column shows the maximum glide, while the right column indicates the corresponding mass fraction. For example, propylene/hexane at $T_{dew} = 50$ °C reaches a temperature glide of 83 K when mixed at a ratio of 36%/64% (x_1/x_2). No white marker is drawn when the critical temperature of the mixtures is below 150 °C. Figure 5 offers useful intuition for selecting high- or medium-glide mixtures, although the values represent only the maximum glide, which can be tuned down by adjusting the composition.

Predicting the maximum glide of a binary mixture from Table 1, even without Figure 5, is straightforward. The most reliable indicator is the difference in normal boiling points (NBP) of the two components. This relationship is visualized in Figure 6, which plots the maximum glide of binary hydrocarbon mixtures from Table 1 at a 50 °C dew point against the NBP difference, along with a polynomial fit that shows the trend.

Case example for mixture design

When selecting a refrigerant mixture for a specific application, two primary performance indicators are typically targeted:

- a high coefficient of performance (COP), and
- a high volumetric heating capacity (VHC).

The COP directly impacts operating costs (i.e., electricity costs to run the heat pump), while the VHC is closely related to capital cost, as it determines the size and cost of system components like compressors and heat exchangers.

However, real-world selection is rarely this straightforward. Additional constraints and practical considerations, such as safety, availability, glide behavior, compressor compatibility, and temperature limits, must be accounted for. These cannot always be reduced to a single figure of merit and often require human reasoning in combination with modeling results.

To illustrate this process, the following example presents a hypothetical case study involving an industrial heat pump. The method highlights the application of engineering judgment alongside simulation data. The operating conditions and key parameter settings used for the analysis are summarized in Table 2.

In this example, the goal is to identify the most suitable refrigerant binary mixture from the following three candidates:

- Butane/Isopentane (R-600/R-601a) - (plotted in black)
- Isobutane/Pentane (R-600a/R-601) - (plotted in orange)
- Propane/Isopentane (R-290/R-601a) - (plotted in blue)

While the example limits itself to this small set for clarity, the same method could easily be extended to include more mixture candidates.

Table 2: Operating conditions and model settings for the case study.

Parameter/setting	Value
Heat source inlet temperature	70 °C
Heat source outlet temperature	40 °C
Heat sink inlet temperature	90 °C
Heat sink outlet temperature	120 °C
Evaporator approach temperature difference	5 K
Condenser approach temperature difference	5 K
Evaporator outlet superheat	5 K
Subcooling	Maximized
Heat losses other than from the compressor	None
Compressor heat losses	15% of power draw [17]
Effectiveness of internal heat exchanger	0.8
Compressor model	Simple (compare with Table 3)
Pressure drops in lines and piping	None
Delivery rate of the compressor	1'308 m ³ /h
Refrigerants:	
- Butane/Isopentane (R-600/R-601a) – (black mixture) - Isobutane/Pentane (R-600a/R-601) – (orange mixture) - Propane/Isopentane (R-290/R-601a) – (blue mixture)	

The refrigerant model used in this case study is designed to produce visual outputs for quick comparisons, assisting humans in the mixture design process. Figure 7 illustrates the results. Each chart represents one performance indicator, such as the COP or VHC. Each mixture is plotted in a distinct color, with the x-axis representing the mass fraction of the second component (x_2) in the binary pair. As a result, the pure substances appear at the far left and far right of the charts, while intermediate compositions show the behavior of the corresponding mixtures.

Among the candidates, the blue mixture propane/isopentane (R-290/R-601a) achieves the highest COP of 3.32 at a composition of $x_2 = 0.6$ ($x_1 = 0.4$). The orange mixture isobutane/pentane (R-600a/R-601) follows closely behind with a COP of 3.28 at $x_2 = 0.6$. However, as shown in Figure 7 (b), the blue mixture significantly outperforms the other options in terms of heating capacity ($\dot{Q}_{si}$), delivering roughly double the capacity of orange at all compositions. This distinction is crucial: although both mixtures offer competitive COPs, the higher heating capacity of blue means that smaller and less expensive components (particularly the compressor) can be used, reducing capital cost. A closer look reveals that adjusting the composition of the blue mixture from $x_2 = 0.6$ to $x_2 = 0.4$ results in a notable gain in heating capacity, with only a minor reduction in COP. This trade-off between VHC and COP appears favorable, offering lower equipment costs without substantially increasing energy consumption a common and practical engineering compromise. Nevertheless, more data must be considered before finalizing the refrigerant choice.

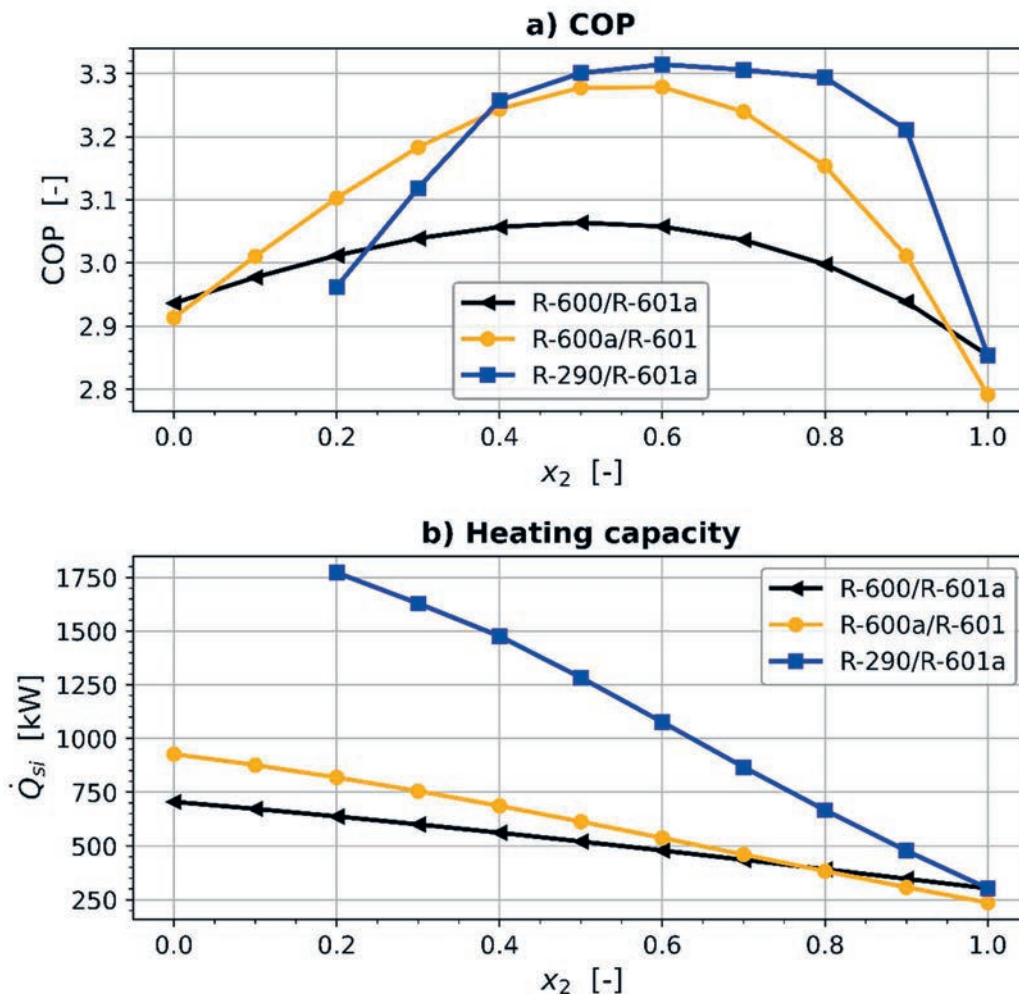


Figure 7: COP and heating capacity for three mixtures (R-600/R-601a, R-600a/R-601, R-290/R-601a) as observed for the specified operating condition and model settings.

Figure 8 (a) to (f) shows six more model outputs, which must be considered in the selection process:

- Pressure ratio:** Most positive displacement compressors reach their maximum efficiency for pressure ratios between 3 and 5. Hence, x_2 must not be too large for the three mixtures.
- Discharge pressure:** Depending on the supplier and compressor size, different maximum discharge pressures apply. If the maximum pressure is 25 bar, then the blue mixture cannot be chosen with $x_2 = 0.4$ (which seemed promising based on the heating capacity values in Figure 7). The other mixtures would not be constrained by the discharge pressure.
- Suction pressure:** Similar constraints as for the discharge pressure could apply.
- Glide of the mixture** (here at $T_{dew} = 60^\circ\text{C}$): The high COPs of the blue mixture coincide with glides of more than 30 K, while the orange mixture stays below 20 K for all mass fractions. A manufacturer unfamiliar with high glides and their composition determination may prefer to work with lower glides and, therefore, rule out the blue mixture.
- Discharge temperature:** The discharge temperature is often limited by the available oils and the compressors. If the limit was 150°C , all pure refrigerants would be ruled out in this example.

- f) **Normal boiling point temperature:** Some manufacturers may demand at least 1 bar(a) system pressure when the system is turned off and in a room at 20 °C. Then the orange and black mixture would have an upper limit for x_2 at about 0.7.

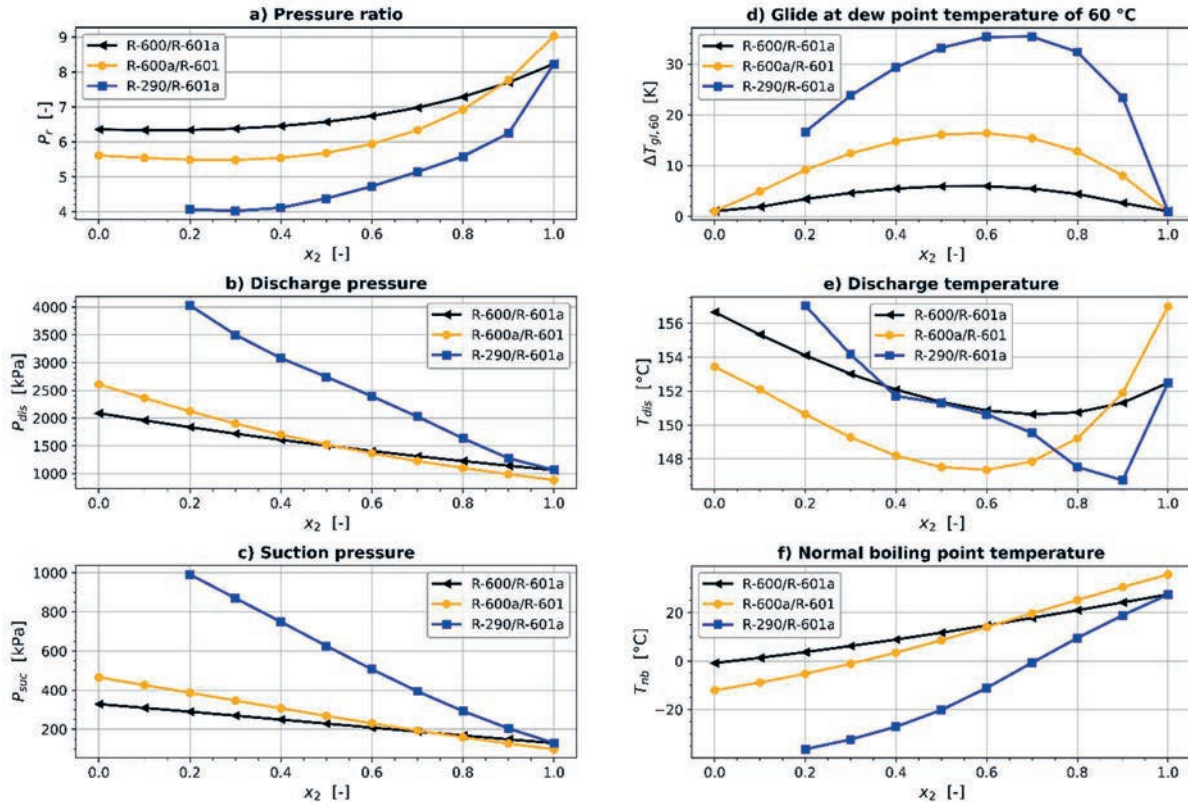


Figure 8: Additional model outputs important for mixture selection.

This example illustrates how binary refrigerant mixture selection can be guided by both performance metrics and practical engineering trade-offs. While the decision-making process relies on human reasoning supported by model outputs, it is possible to automate the evaluation and constraint-checking, which is necessary when conducting large-scale mixture screenings.

Moreover, refrigerant mixtures can be optimized across multiple operating conditions simultaneously, with the option to apply weighting factors based on system priorities or usage patterns. In such cases, it becomes essential to formulate and solve larger, more complex optimization problems, enabling a more comprehensive and systematic approach to refrigerant selection. An example of such an optimization routine can be found in [18].

Effect of different compressor models on performance outcomes

In many studies published in the open literature, the compressor efficiency is treated as a fixed value, often ranging between 65% and 75% overall isentropic efficiency (η_{ois}). This approach assumes the existence of a good compressor, specifically designed for the target operating conditions and working fluids, thereby achieving consistently high performance. While this assumption can be valid in some cases, it is not guaranteed in practice.

Moreover, even the best-performing compressors (mostly piston, screw or turbo compressors in industrial heat pumps) experience a drop in efficiency at higher pressure ratios. Additionally,

heat pump manufacturers are often constrained by the limited portfolios of a few available compressor suppliers, further complicating the selection of an optimal refrigerant-fluid combination. To better reflect these practical limitations, Table 3 and Figure 9 introduce two alternative compressor models, presented alongside the **fixed-efficiency** assumption ($\eta_{ois}=65\%$) for comparison.

- The first is the **"Simple" model**, a manually fitted correlation with 5 coefficients that reflects a sharp decline in efficiency with increasing pressure ratio. This model does not incorporate suction pressure effects and is perhaps most representative of a screw compressor. It is the same model used in the mixture evaluation presented in the previous section.
- The second model is called the **"London correlation"**, derived from a large dataset of data points for a reciprocating piston compressor using HFO refrigerants. This correlation captures a key physical behavior: at a given pressure ratio, efficiency drops as suction pressure decreases. This relationship is reflected mathematically by the presence of the suction pressure term in the exponential part of the denominator. The full derivation and application ranges of the correlation can be found in reference [19].

To illustrate the influence of compressor modeling on performance outcomes, Figure 10 presents results from a case study evaluating a propane/pentane (R-290/R-601) mixture under operating conditions specified in the chart (i.e., heat source in/out: 50/10 °C, heat sink: in/out: 60/100 °C). For propane-rich mixtures (left side of the chart up to about x_2 of 0.4 to 0.5), the solid and dashed lines, representing different compressor models, are nearly identical. This is because the suction pressures remain relatively high, and thus, compressor efficiency is stable.

Table 3: Three different compressor models.

Label	Model	Comment
Fixed	$\eta_{ois} = 0.65$	Fixed efficiency across all operating conditions
Simple	$\eta_{ois} = a_0 - \frac{a_1}{P_r^{a_2}} - a_3 P_r^{a_4}$ $a_0 = 0.87$ $a_1 = 1.257$ $a_2 = 0.0085$ $a_3 = 0.7$ $a_4 = 1.51$	5 coefficients - Dependency on pressure ratio only, no dependency on temperatures - Fitted manually without data, no validation - Target: Industrial screw compressors
London	$\eta_{ois} = a_0 - \frac{a_1}{(P_r - a_2)^{a_3 P_{suc}}} - a_4 P_r^{a_5}$ $a_0 = 0.66981$ $a_1 = 0.6$ $a_2 = 0.01466$ $a_3 = 0.00838 \frac{1}{kPa}$ $a_4 = 0.00102$ $a_5 = 1.8$	6 coefficients - Dependency on pressure ratio and suction pressure, no dependency on temperatures - Fitted to more than 100 datapoints collected with different pure refrigerants and blends from a 10-kW reciprocating compressor - Reference: [19]

However, as the mass fraction x_2 of pentane (R-R01) increases, suction pressure decreases, reducing compressor efficiency. This results in a significant divergence between the modeling results, underscoring the sensitivity of system performance to compressor assumptions.

This example highlights the critical role of submodel selection in refrigerant mixture evaluation studies. Similar performance deviations may also arise from heat pump system architecture choices, such as whether to include an internal heat exchanger or a subcooler. These components, like the compressor model, can significantly alter both absolute performance and relative comparisons among candidate refrigerant mixtures.

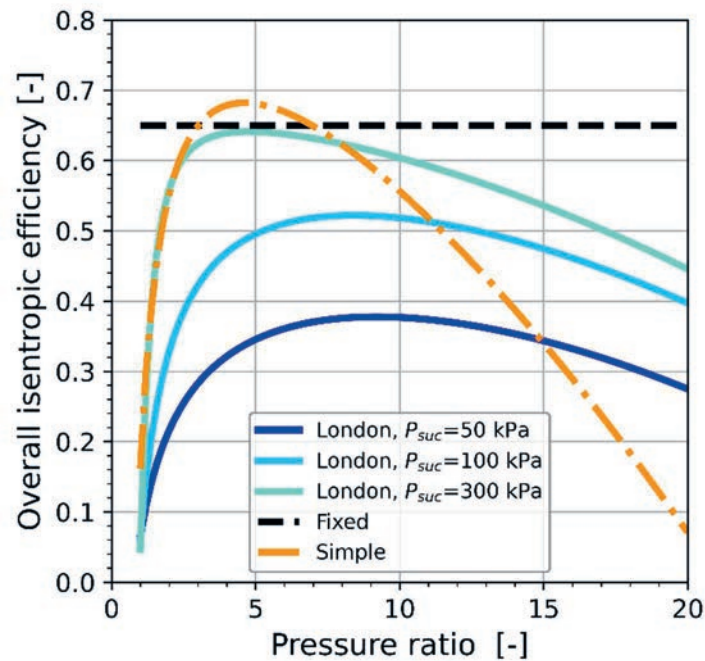


Figure 9: Plot of efficiency as a function of pressure ratio (and suction pressure) for the three different models shown in Table 3.

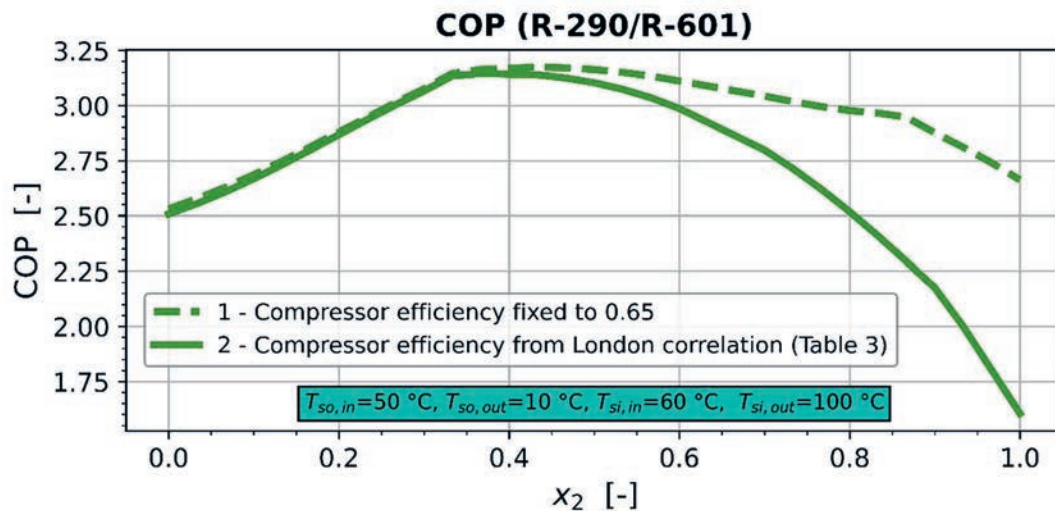


Figure 10: Modeling results for two different compressor submodels at otherwise equal settings and operating conditions. The refrigerant mixture is propane/pentane (R-290/R-601) with the operating conditions as shown in the chart, i.e., heat source in/out: 50/10 °C, heat sink in/out: 60/100 °C.

Summary

Refrigerant mixtures with temperature glides greater than 15 K offer significant potential for improving both the coefficient of performance (COP) and volumetric heating capacity (VHC) in industrial heat pumps. COP and VHC are two critical performance indicators in refrigerant selection.

This article provides an overview of mixtures consisting of eight common hydrocarbon refrigerants used in industrial heat pumps and shows their maximum glide as three dew point temperatures.

A hypothetical industrial heat pump case example walks the reader through the refrigerant mixture selection process, comparing three candidate mixtures (i.e., R-600/R-601a, R-600a/R-601, and R-290/R-601a) across all possible compositions.

The analysis demonstrates that optimizing for COP and VHC alone often falls short in practical applications. Engineers must also consider other factors such as maximum high-side pressure, discharge temperature, absolute glide, and in some cases, normal boiling point temperature.

Additionally, the choice of submodels, particularly the compressor model, plays a significant role in influencing modeling outcomes, highlighting the need for careful consideration during the design process.

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge the financial support of the Swiss National Science Foundation (Bridge Discovery project with grant number 203645) and SWEET DeCarbCH (SI/502260, www.sweet-decarb.ch).

References

- [1] R. C. Downing and B. W. Knight, “Computer Program for Calculating Properties for the ‘FREON’ Refrigerants,” DuPont Technical Bulletin RT-52, 1971.
- [2] ASHRAE, “Update on New Refrigerant Designations and Safety Classifications,” 2024.
- [3] L. P. M. Brendel et al., “High-glide refrigerant blends in high-temperature heat pumps: Part 1 – Coefficient of performance,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 165, pp. 84–96, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.05.005.
- [4] L. P. M. Brendel et al., “High-glide refrigerant blends in high-temperature heat pumps: Part 2 – Inline composition determination for binary mixtures,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 165, pp. 45–57, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.05.012.
- [5] Y. Cao, H. A. Dhahad, A. M. Mohamed, and A. E. Anqi, “Thermo-economic investigation and multi-objective optimization of a novel enhanced heat pump system with zeotropic mixture using NSGA-II,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 194, p. 116374, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116374.
- [6] A. Fernández-Moreno, A. Mota-Babiloni, P. Giménez-Prades, and J. Navarro-Esbrí, “Optimal refrigerant mixture in single-stage high-temperature heat pumps based on a multiparameter

- evaluation,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 52, p. 101989, Aug. 2022, doi: 10.1016/j.seta.2022.101989.
- [7] H. Hu et al., “Thermodynamic performance of heat pump with R1234ze(E)/R1336mzz(E) binary refrigerant,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 230, p. 120795, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120795.
- [8] B. Zuehlsdorf, “High-performance heat pump systems - Enhancing performance and range of heat pump systems for industry and district heating,” Doctoral, Technical University of Denmark, Lyngby, 2019.
- [9] L. P. M. Brendel, S. N. Bernal, C. Arpagaus, D. Roskosch, A. Bardow, and S. S. Bertsch, “Experimental Performance Comparison of High-Glide Hydrocarbon and Synthetic Refrigerant Mixtures in a High-Temperature Heat Pump,” *Energies*, vol. 17, no. 8, Apr. 2024, doi: 10.3390/en17081981.
- [10] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, U. Overhoff, and W. Wagner, “A Reference Equation of State for Propylene for Temperatures from the Melting Line to 575 K and Pressures up to 1000 MPa,” to be submitted to *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 2018.
- [11] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, and W. Wagner, “Thermodynamic Properties of Propane. III. A Reference Equation of State for Temperatures from the Melting Line to 650 K and Pressures up to 1000 MPa,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 54, no. 12, pp. 3141–3180, Dec. 2009, doi: 10.1021/je900217v.
- [12] D. Bücker and W. Wagner, “Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid Phase n-Butane and Isobutane,” *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, vol. 35, no. 2, pp. 929–1019, Jun. 2006, doi: 10.1063/1.1901687.
- [13] E. W. Lemmon and R. Span, “Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 51, no. 3, pp. 785–850, May 2006, doi: 10.1021/je050186n.
- [14] M. Thol, T. Uhde, E. W. Lemmon, and R. Span, “Fundamental equations of state for hydrocarbons. Part I,” *Fluid Phase Equilib.*, 2019.
- [15] M. Thol, Y. Wang, E. W. Lemmon, and R. Span, “Fundamental equations of state for hydrocarbons. Part II,” *Fluid Phase Equilib.*, 2019.
- [16] H. Gedanitz, M. J. Davila, and E. W. Lemmon, “Speed of Sound Measurements and a Fundamental Equation of State for Cyclopentane,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 60, no. 5, pp. 1331–1337, May 2015, doi: 10.1021/je5010164.
- [17] L. P. M. Brendel, C. Arpagaus, F. Bless, S. Paranjape, and S. S. Bertsch, “Compressor waste heat utilization for high-temperature heat pumps,” in *World Sustainable Energy Days - Young Energy Researchers Conference 2023*, Wels, Austria, Feb. 2023.
- [18] P. Widmaier, L. P. M. Brendel, S. S. Bertsch, A. Bardow, and D. Roskosch, “One Mixture to Rule Them All: Enhancing Efficiency and Standardization of Industrial High-Temperature Heat Pumps,” to be published in *ACS Engineering*, 2025.
- [19] L. P. M. Brendel, S. N. Bernal, D. Roskosch, C. Arpagaus, and S. S. Bertsch, “Compressor performance for varying compositions of high-glide mixtures R1233zd(E)/R1234yf and R1336mzz(Z)/R1234yf,” in *13th International Conference on Compressors and their Systems*, London, England, Sep. 2023. doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-42663-6_60

News aus der Wärmepumpen- Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 150
--	---	-----------

Cordin Arpagaus, Frédéric Bless, Leon P.M. Brendel, Daniel Gstöhl, Stefan S. Bertsch,
Institut für Energiesysteme (IES), OST Ostschweizer Fachhochschule, 9471 Buchs

BFE F&E-Projekte: HTHP-CH **SI/502336** (abgeschlossen 2021-2024)

IEA HPT TCP Annex 59 Heat Pumps for Drying **SI/502606** (in Bearbeitung 2022-2025)

BFE SWEET DeCarbCH **SI/502260** (in Bearbeitung 2021-2028)

Wärmepumpen für industrielle Trocknungsprozesse

Zusammenfassung

Der vorliegende Bericht bietet einen aktuellen Überblick über den Einsatz von Wärmepumpen (WP) in industriellen Trocknungsprozessen. Zu Beginn wird das Projekt IEA HPT TCP Annex 59 Heat Pumps for Drying vorgestellt, gefolgt von einer Literaturübersicht zum Einsatz von WP in Trocknungsanwendungen. Anschließend werden mehrere realisierte Fallbeispiele mit aktuellen Erkenntnissen präsentiert, darunter:

- die Kältetrocknung von Bündnerfleisch mit CO₂-Booster- und CO₂-Wärmepumpe,*
- Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) für die Ziegel- und Stärketrocknung,*
- der elektrifizierte Futtermitteltrockner von Geelen Counterflow,*
- die transkritische HTWP TRANSPAC in der Zellulose Trocknung sowie*
- die transkritische CO₂-WP (GEA AddCool®) für Sprühtrocknungsanlagen.*

Die Fallbeispiele verdeutlichen den erfolgreichen Einsatz von WP-Technologie zur Elektrifizierung industrieller Trocknungsprozesse. Dabei zeigt sich ein erhebliches Potenzial zur Energieeinsparung, da Abwärme auf niedrigem Temperaturniveau zurückgewonnen und in Form von entfeuchteter, erwärmter Trocknungsluft erneut im Prozess genutzt werden kann. Die realisierten Fallbeispiele verdeutlichen dieses Potenzial eindrucklich.

Abstract

This report provides an up-to-date overview of the use of heat pumps (HPs) in industrial drying processes. It begins with an introduction to the IEA HPT TCP Annex 59 Heat Pumps for Drying project, followed by a literature review on the application of HPs in drying processes. Several realized case studies with recent findings are then presented, including:

- the refrigeration drying of Bündnerfleisch using CO₂-booster and CO₂-HP,*
- high-temperature heat pumps (HTHP) for brick and starch drying,*
- the electrified feed dryer from Geelen Counterflow,*
- the transcritical HTWP TRANSPAC in cellulose drying and*
- the transcritical CO₂-HP (GEA AddCool®) for spray drying systems.*

The case studies illustrate the successful use of HP technology to electrify industrial drying processes. This shows considerable potential for energy savings, as waste heat can be recovered at a low temperature level and reused in the process in the form of dehumidified, heated drying air. The realized case studies impressively illustrate this potential.

Einleitung und Motivation

Die Trocknung ist nach wie vor das wichtigste Verfahren zur industriellen Konservierung einer Vielzahl von Produkten. Trocknungsprozesse sind in der Industrie weit verbreitet, darunter in der Lebensmittel-, Papier-, Chemie- oder Keramikindustrie, sowie in gewerblichen Wäschereien und im Haushalt (z.B. Wäschetrockner).

Das «Handbook of Industrial Drying» [1], [2] beschreibt über 15 verschiedene industrielle Trocknertypen und mehr als 20 verschiedene industrielle Trocknungsprozesse. In Industrieländern entfallen etwa 10% bis 25% des industriellen Energieverbrauchs auf Trocknungsprozesse [1]–[3] und werden hauptsächlich mit fossilen Brennstoffen betrieben.

Die Industrialisierung hat wesentlich zur Optimierung von Trocknungsprozessen beigetragen. Konvektive Trockner zählen dabei nach wie vor zu den am häufigsten eingesetzten Trocknern. Die dem zu trocknenden Material entzogene Feuchtigkeit wird in der Regel in gasförmigem Zustand oder zusammen mit einem Trocknungsmedium (z.B. Luft oder Dampf) an die Umgebung abgegeben. Diese feuchte Abluft enthält erhebliche Energiemengen, die durch Wärmerückgewinnung nutzbar gemacht werden kann.

Wärmepumpen (WP) können hier einen wesentlichen Beitrag zur Wärmerückgewinnung leisten, indem sie die Temperatur der feuchten Abluft unter den Taupunkt senken, um die latente Wärme des Wasserdampfs zurückzugewinnen [4]. Die WP-Technologie ermöglicht dadurch die Aufbereitung von Wärme für Trocknungsprozesse in entfeuchteter und wieder erwärmter Trocknungsluft. Durch den Einsatz von elektrisch-angetriebenen WP lassen sich in Trocknungsprozessen Energieeinsparungen von bis zu 80% im Vergleich zu herkömmlichen Systemen mit fossilen Energieträgern erzielen [5], [6] (Abbildung 1).

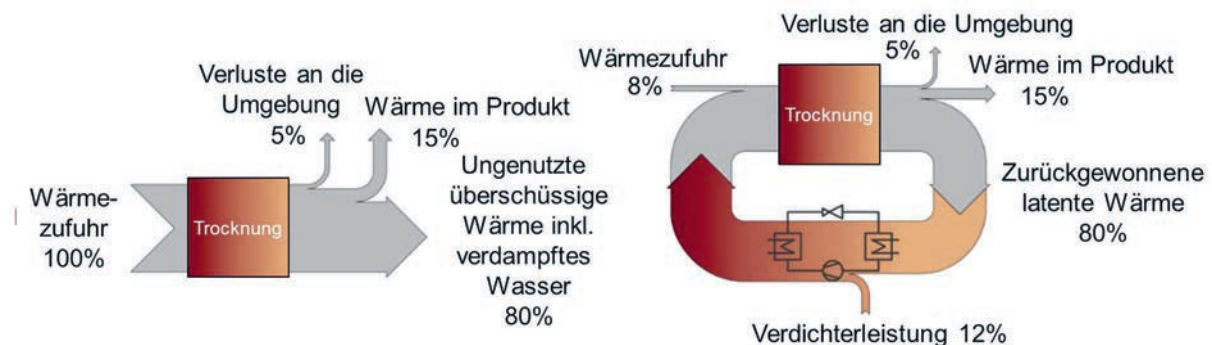


Abbildung 1: Vergleich zwischen konventioneller Trocknung (offener Kreislauf) und Trocknung mit Wärmepumpen (geschlossener Kreislauf). Der Einsatz von Wärmepumpen ermöglicht Energieeinsparungen von bis zu 80% durch Wärmerückgewinnung (Quelle: Lauermann et al. (2023) [5] und HPT TCP Annual Report (2025) [6]).

Der vorliegende Bericht zielt darauf ab, einen aktuellen Überblick über WP für industrielle Trocknungsprozesse zu geben.

- Zunächst wird das Projekt IEA HPT TCP Annex 59 Heat Pumps for Drying vorgestellt.
- Dann folgt eine Auflistung von Literatur zu WP in Trocknungsprozessen.
- Danach werden verschiedene realisierte Fallbeispiele vorgestellt.
- Abschließend werden Schlussfolgerungen und ein Ausblick gegeben.

IEA HPT TCP Annex 59 Heat Pumps for Drying

Das Annex 59 Projekt [7] (2022 bis 2025) untersucht den Einsatz von WP in verschiedenen Trocknungsprozessen. Das Ziel besteht darin, das Potenzial für Energieeinsparungen in verschiedenen industriellen, gewerblichen und Haushaltsanwendungen zu bewerten.

Die Zielgruppen sind [5]:

- Hersteller von WP für industrielle und kleine Anwendungen, sowie Komponentenhersteller
- Hersteller von Haushaltsgeräten
- Anlagenbauer und Trocknerhersteller
- Endnutzer in den angesprochenen Industriezweigen
- Politische Entscheidungsträger

Das Ziel soll durch folgende Aktivitäten erreicht werden:

- Task 1: Überblick schaffen über Trocknungsprozesse (Temperatur, Kapazität, Relevanz für Energiesysteme, Eignung für WP) und Hervorhebung der vielversprechendsten Trocknerkonzepte, welche in die WP integriert werden können.
- Task 2: Bewertung des theoretischen Optimums für wichtige/relevante Trocknungsprozesse (KPIs, Referenzen für die Kennzeichnung) im Hinblick auf die Prozessgestaltung (z.B. Senkung der Temperaturen), den Prozessablauf (Verlängerung der Trocknungszeiten), sowie Empfehlungen zur Auslegung und Integration von WP.
- Task 3: Sammeln von Erfahrungen aus Demonstrationsprojekten durch Überwachung und Simulation verschiedener Trockner mit integrierten WP.
- Task 4: Überblick über den Markt für Haushaltsgeräte (z.B. Wäschetrockner), gewerbliche und industrielle Trockner (z.B. Durchlauftrockner), sowie Zusammenstellung relevanter Daten zum Stand der Technik.
- Task 5: Dissemination der Ergebnisse

Teilnehmende Länder sind:

- Österreich (AIT als Projekt Koordinator, AEE INTEC),
- China (Chinese Academy of Science),
- Deutschland (ILK Dresden, Fraunhofer IEG, DLR),
- Norwegen (SINTEF Energy Research),
- USA (Oak Ridge National Laboratory, EPRI),
- Schweden (RI.SE), und die
- Schweiz (OST, Institut für Energiesysteme (IES) als Schweizer Vertretung).

OST IES betreibt F&E im Bereich WP und unterstützt Industrieprojekte sowie Studien zur Integration von WP. Es trug zum IEA HPT Annex 58 Task 1 Report bei [8], der über 34 HTWP-Technologien, 14 Demonstrationsbeispiele und Entwicklungsperspektiven aus 13 Ländern informiert. Eine aktuelle Übersicht zu Industrie- und Großwärmepumpen wurde auf der 30. BFE WP-Tagung 2024 vorgestellt [9].

Im 2. Quartal 2025 organisiert OST-IES einen Online-Workshop mit zahlreichen Vertretern der Schweizer Trocknungsindustrie, um das Potenzial von WP zur Dekarbonisierung von Trocknungsprozessen aufzuzeigen und die Grundlagen für zukünftige Forschungsprojekte vorzubereiten. Dabei werden verschiedene Schweizer Unternehmen einbezogen:

- Hersteller von industriellen WP,
- Hersteller von Trocknungsmaschinen,
- Hersteller und Betreiber von Wäschetrocknern,
- Produzenten von Lebensmitteln in Trockenform,
- Auf Trocknung spezialisierte Ingenieurbüros,
- Energieberater und Planer,
- Vereine, Verbände, Netzwerke, sowie
- weitere Firmen aus dem industriellen Netzwerk von OST IES und dem SWEET DeCarbCH Konsortium (<https://www.sweet-decarb.ch/consortium/partners>)

Realisierte Fallbeispiele

Neben einer Literaturrecherche werden im Folgenden realisierte Fallbeispiele aus industriellen Trocknungsprojekten mit integrierten WP näher beschrieben (Tabelle 1), d.h. im Speziellen:

- Kältetrocknung von Bündnerfleisch mit CO₂-Booster und CO₂-WP,
- Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) für die Ziegel- und Stärketrocknung,
- Trocknung von Fischfutterpellets,
- Zellstofftrocknung mittels transkritischer R-1234ze HTWP (TRANSPAC), sowie
- Sprühtrocknung für Milchpulver mit CO₂-WP (GEA AddCool®).

Tabelle 1: Realisierte Fallbeispiele aus industriellen Trocknungsprojekten mit integrierten Wärmepumpen (T: transkritischer Kreislauf).

Anwendung	Wärmequelle	Wärmesenke	Heizleistung	Kältemittel	Quellen
Fleischtrocknung	Kältetrocknung (12 bis 18 °C)	25 bis 43 °C	330 kW	R-744 (CO ₂) (T)	-
Stärketrocknung	Abwärme (62 bis 73 °C)	110 bis 160°C	400 kW	R-1336mzz(Z)	[10]–[12]
Ziegeltrocknung	Abwärme (84 bis 89 °C)	110 bis 160°C	400 kW	R-1336mzz(Z)	[10]–[12]
Futtermittel-trocknung	Abluft (40 °C)	90 bis 120 °C	1.2 to 3.3 MW	R-1233zd(E)	[13]–[18]
Zellstofftrocknung	Abluft (70 bis 80 °C)	97 bis 138 °C	580 kW	R-1234ze(E) (T)	[19]–[23]
Sprühtrocknung	Wasser (2 bis 15 °C)	90 bis 130 °C	90 kW	R-744 (CO ₂) (T)	[24]–[30]

Literaturrecherche zu WP in Trocknungsprozessen

Tabelle 2 fasst wissenschaftliche Literatur zu WP in Trocknungsprozessen zusammen (ergänzt aus Arpagaus (2023) [31]. Die Liste ist nach Büchern, Übersichtsartikeln und Artikeln mit Fallstudien sortiert. Die aufgeführten Anwendungen umfassen, u.a.:

- Sprühtrocknung von Fischfutter oder Milchpulver,
- Trocknung von Fischfutterpellets,
- Stärketrocknung, Fruchttrocknung,
- Wäschetrocknung,
- Trocknung von Ziegeln und Fliesen,
- Holztrocknung,
- Laminattrocknung, Schlamm-trocknung, und weitere.

Tabelle 2: Literatur zu WP für Trocknungsprozesse (ergänzt aus Arpagaus (2023) [31]).

Titel (teilweise von Englisch auf Deutsch übersetzt)	Quelle
Bücher	
Advances in Heat Pump-Assisted Drying Technology	Minea (2016) [4]
Heat Pump Dryers: Theory, Design and Industrial Applications	Alves-Filho (2015) [32]
Heat Pump Drying Systems: Chapter 47	Kiang und Jon (2006) [33]
Übersichtsartikel	
Optimal Designs of Air Source Heat Pump Dryers in Agro-food Processing Industry	Fernando und Rosentrater (2023) [34]
Integration of heat pumps in drying systems	Eikevik (2023, 2024) [35], [36]
Heat pump heat recovery options for food industry dryers	Wang et al. (2018) [37]
A comprehensive review of heat pump wood drying technologies	Gao et al. (2024) [38]
Review of heat pump systems for drying application	Goh et al. (2011) [39]
Overview of Heat-Pump-Assisted Drying Systems, Part II: Data Provided vs. Results Reported	Minea (2015) [40]
Improvements in high-temperature drying heat pumps	Minea (2010) [41]
A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies	Colak und Hepbasli (2009) [42]
A review of heat-pump drying: Part 2 – Applications and performance assessments	Colak und Hepbasli (2009) [43]
Heat pump drying: Recent developments and future trends	Chua et al. (2002) [44]
Heat pump assisted continuous drying part 1: Simulation model	Jolly et al. (1990) [45]
Heat pump assisted continuous drying part 2: Simulation results	Jia et al. (1990) [46]
Artikel mit Fallstudien	
Sprühtrocknungsverfahren mit HTWP, Rekuperator und elektrischer Heizung	Arpagaus et al. (2023) [47]
Sprühtrockner für die Herstellung von proteinreichem Fischfutter	Andersen et al. (2023) [48]
Integration einer Hochtemperatur-CO ₂ -Wärmepumpe in einen Sprühtrocknungsprozess	Bellemo et al. (2022) [28]
Integration von CO ₂ -HTWP und konventionellen Heizgeräten für Sprühtrockner	Bellemo und Bergamini (2022) [49]
Milchpulverherstellung mit Sprühtrocknung	Bühler et al. (2019) [50]
Integration von HTWP mit zeotropen Arbeitsflüssigkeiten für Sprühtrocknungsanlagen	Zühlsdorf et al. (2017) [51]
Tixotherm Process for drying milk permeate powder	Arpagaus et al. (2023a) [52]
Trocknung von Fischfutterpellets bei BioMar	Petersen und Zühlsdorf (2022) [53]
Industrietrockner	Holder und Schlehuber (2022) [54]
Ziegel- und Stärketrocknung	Wilk et al. (2021, 2022, 2023) [10], [55], [56]
Elektronische Spulentrocknung	Schlosser (2022) [57]
Analyse der Integration von WP in den Trocknungsprozess zur Dekarbonisierung in der Industrie	Kaida et al. (2020) [3]
Industrielle Wäscherei (Tunnelwaschmaschine, Wäschetrockner)	Bühler et al. (2020) [58]
DryFiciency: Großwärmepumpen in Europa - HTWP für die Ziegeltrocknung, Stärketrocknung, Tiernahrungstrocknung	Lauermann (2017) [59]
Laminattrocknung	Jakobs (2017) [60]
Schlamm-trocknung	Warthmann (2006) [61]
Trocknung, Prozessintegration und Hochtemperatur-Wärmepumpen	Bertsch (2023) [62]
Kostengünstiger Wärmepumpen-Fruchtetrockner für Entwicklungsländer: Technologie und Möglichkeiten	Bless et al. (2022) [63]
Wärmepumpen-Fruchtetrockner für Afrika (Low-cost heat pump dryer for Burkina Faso)	Gschwend and Bertsch (2013) [64]

Kältetrocknung von Bündnerfleisch (Trockenfleisch)

Das Trocknen ist eine der ältesten und wirksamsten Konservierungsmethoden für leicht verderbliches Fleisch. Durch den Entzug von Feuchtigkeit wird die mikrobielle Aktivität reduziert. Neben der Temperatur spielen auch die Luftfeuchtigkeit und die Hygiene eine entscheidende Rolle, zumal es sich um ein Naturprodukt handelt, das oft roh verzehrt wird. So entstehen traditionelle Spezialitäten wie Bündnerfleisch, Schinkenspeck oder Rohschinken.

Bündnerfleisch ist ein traditionelles, luftgetrocknetes Rindfleisch, welches im Kanton Graubünden hergestellt wird [65]. Es ist seit September 2000 als geschützte geographische Angabe (GGA/IGP) im schweizerischen Handelsamtsblatt eingetragen und wird nach strengen Vorgaben im Kanton Graubünden in einer Höhe von mehr als 800 m.ü.M. getrocknet [66].

Für die Produktion von jährlich rund 2'500 Tonnen getrocknetem Bündnerfleisch (Inland und Export) werden etwa 5'000 Tonnen Frischfleisch benötigt (d.h. hochwertiges Rindfleisch). Das Fleisch wird mit einer Mischung aus Salz, Pfeffer, Wacholder, Lorbeer, Piment, Knoblauch, Ingwer und teils Wein eingerieben [65], [66]. Es lagert etwa 1 bis 5 Wochen in einer Salzlake [65] und verliert dabei Flüssigkeit, während es gleichzeitig die Gewürzaromen aufnimmt. Nach dem Pökeln wird das Fleisch in einen Baumwollschlauch (Binde) gelegt, um Ausfransen zu verhindern. Das Fleisch wird wiederholt gepresst, zunächst nach dem Pökeln, dann regelmäßig während der Trocknung, um Flüssigkeit auszutreiben und eine gleichmäßige Form zu erhalten.

Der Trocknungsprozess erfolgt in mehreren Schritten in klimatisierten Räumen bei 12 °C bis 18 °C, 70% bis 80% relativer Luftfeuchtigkeit und kontrollierter Luftzirkulation für eine gleichmäßige Trocknung. Nach dem Antrocknen folgt eine Schwitzphase bei etwa 21 °C bis 26 °C, damit sich das Gewürz im Fleisch entfalten kann. Die Trocknung dauert 3 bis 6 Monate. Während dieser Zeit verliert das Fleisch zwischen 45% und 55% seines ursprünglichen Gewichts [67].

Die Brasser Kälte AG mit Sitz in Rhäzüns (GR) ist ein ausgewiesener Spezialist für industrielle Fleischtrocknung und hat Trocknungsanlagen bei zahlreichen renommierten Fleischproduzenten realisiert

Abbildung 2 (oben) zeigt das CO₂-Booster-Kühlsystem mit Wärmerückgewinnung und CO₂-Luft/Wasser-WP bei Micarna SA in Tinizong (GR), sowie einige Aufnahmen der Bündnerfleisch-Trocknung in einem Kühlraum (Abbildung 2, unten). Die bei Micarna installierte Kältetrocknungsanlage ist als transkritische CO₂-Booster-Anlage ausgeführt und versorgt den gesamten Betrieb mit Kälte und Wärme für den Tiefkühlbereich sowie für die Kühlräume und Schwitztrocknungsräume:

- Kälteleistung gesamt: 200 kW
- Tiefkühlung: Direktverdampfung mit CO₂
- Pluskühlung: Indirekt über ein 34 % Glykol-Wasser-System (-10 °C VL / -4 °C RL)

Die bei der CO₂-Verdichtung entstehende Abwärme (330 kW nutzbar) wird vollständig zurückgewonnen und genutzt für:

- Prozesstrocknung: +43 °C VL / +25 °C RL
- Erwärmung von Brauchwarmwasser (BWW) und Heizwasser.

Wenn die Abwärme nicht ausreicht, ergänzt eine integrierte CO₂-Luft/Wasser-WP (80 kW Heizleistung) die Wärmeerzeugung. Sie nutzt Umgebungsluft über einen externen Verdampfer und speist die erzeugte Wärme ebenfalls in die vorhandenen Wärmekreise ein.

Eingebaut sind Kolbenverdichter von Dorin: 2 Stück für die WP, 1 für die Minuskühlung, und 4 für die Pluskühlung. Ein Verdichter pro Stufe ist FU-gesteuert, was eine flexible und energieeffiziente Leistungsanpassung ermöglicht. Eine bedarfsgerechte Abtattung der Gaskühler sorgt für weitere Energieeinsparungen. Typische Leistungskennzahlen sind eine Energy Efficiency Ratio (EER) von 1,5 bis 2 im Kühlmodus und ein COP von 3 bis 5 im Heizmodus.

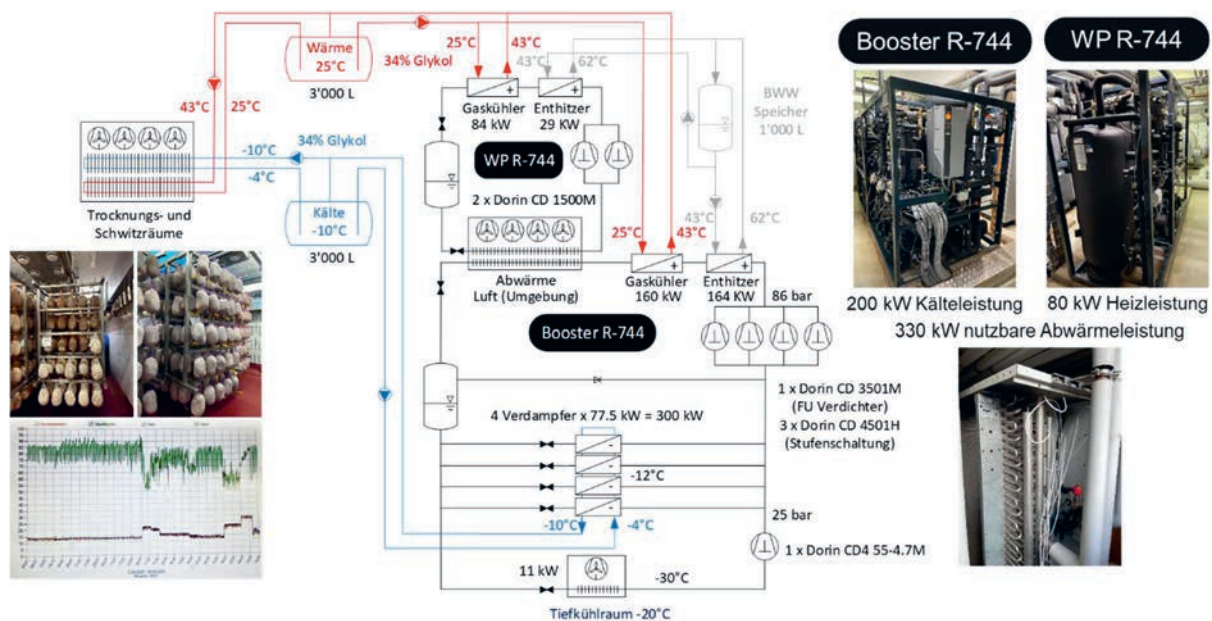


Abbildung 2: Oben: CO₂-Booster-Kühlsystem mit Wärmerückgewinnung und CO₂-Luft/Wasser-WP bei Micarna in Tinizong (GR). Hersteller: Kältering AG / Enex srl (IT), Anlagenbauer: Brasser Kälte AG (Fotos: C. Arpagaus, 25. April 2025). Unten: Fleischtrocknung (Bündnerfleisch) in einem Kühlraum. Die Trockenapparate sind an der Decke montiert (Fotos: Brasser Kälte AG).

Hochtemperatur-Wärmepumpen für die Ziegel- und Stärketrocknung

Im Rahmen des EU Horizon 2020 Projekts Dryficiency, koordiniert vom Austrian Institute of Technology (AIT), wurden zwei Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) Demonstratoren für industrielle Anwendungen entwickelt, für die:

- Ziegel Trocknung bei Wienerberger AG in Uttendorf (AT, weltweit rund 200 Ziegel Trockner) und
- Stärketrocknung bei AGRANA Stärke GmbH in Pischelsdorf (AT, betreibt zahlreiche Trockner in 54 Zucker- und Stärkefabriken) [10]–[12], [56].

Die HTWP nutzen Abwärme aus den bestehenden Trocknungsprozessen als Wärmequelle und liefern Heißluft an die Trockner, wodurch der Dampfverbrauch deutlich sinkt. Beide Systeme sind für Vorlauftemperaturen bis 160 °C und eine Heizleistung von etwa 400 kW ausgelegt. Durch die Substitution konventioneller Erdgasbrenner ermöglichen sie Energieeinsparungen von bis zu 84% und eine CO₂-Reduktion von 60% bis 80% im Vergleich zu Erdgas [10]–[12].

Eingesetzt werden halbhermetische Schraubenkompressoren von BITZER Kühlmaschinen GmbH, Kolbenverdichter von Heaten AS (ehemals Viking Heat Engines A/S), sowie neuartige Schmiermittel von FUCHS Lubricants Germany GmbH.

Beide WP sind in kompakte Containergehäuse (8 m x 3 m x 3 m, L x H x B) integriert. Für die Ziegel Trocknung kommt ein zweikreisiges WP-Konzept mit je vier Kolbenkompressoren, zum Einsatz. Die Kondensatoren sind in Serie, die Verdampfer parallel angeordnet. Als Kältemittel dient das Hydrofluorolefin (HFO) R1336mzz(Z) (OpteonTM MZ von Chemours, GWP von 2, kritische Temperatur von 171 °C, nicht brennbar, und ungiftig).

Abbildung 3 zeigt die realisierten Integrationskonzepte der beiden HTWP-Demonstratoren. Bei der Ziegelproduktion erfolgt die Trocknung in einem kontinuierlichen Tunnelofen, wobei der Feuchtigkeitsgehalt von ca. 28 % auf 2% reduziert wird. Bei der Stärketrocknung dient ein Wärmerückgewinnungskreis (Wasser mit etwa 70 °C) als Wärmequelle für den Verdampfer, während die feuchte Abluft am Austritt des Flugstromtrockners (52 °C, 48% rel. Feuchte) nicht genutzt wird. Die im Kondensator erzeugte Wärme wird über einen Wasser-Zwischenkreislauf und einen Wasser-Luft-Wärmeübertrager an die Trocknungsluft übertragen.

Abbildung 4 zeigt die COP-Werte unter verschiedenen stationären Betriebsbedingungen (mindestens 10 Stunden) bei konstanten Temperaturen und gleichbleibender Verdichter Drehzahl. Beim Wienerberger-Demonstrator liegt der COP zwischen 5,0 (bei 84 °C Austrittstemperatur der Wärmequelle / 120 °C Austrittstemperatur der Wärmesenke) und 2,2 (89 °C/160 °C). Beim AGRANA-Demonstrator bewegt sich der COP zwischen 3,1 (62 °C/121 °C) und 2,7 (73 °C/153 °C) [10], [11]. Die gemessenen COP-Werte liegen im Bereich anderer veröffentlichter Daten zu industriellen WP [68]. Die durchgezogene Linie zeigt den theoretischen COP einer WP bei 120 °C Nutzungstemperatur, basierend auf 50% des idealen Carnot-COP. Der Gütegrad der Demonstratoren liegt somit bei bis zu 50%, was einen zufriedenstellenden Demonstrationsbetrieb darstellt.

Das Dryficiency Projekt ermöglichte die erfolgreiche Entwicklung zentraler Komponenten für HTWP, darunter Kompressoren, Schmierstoffe und Kältemittel, sowie deren Verifizierung mit mehr als 8,000 Betriebsstunden an beiden Demonstratoren [10], [11].

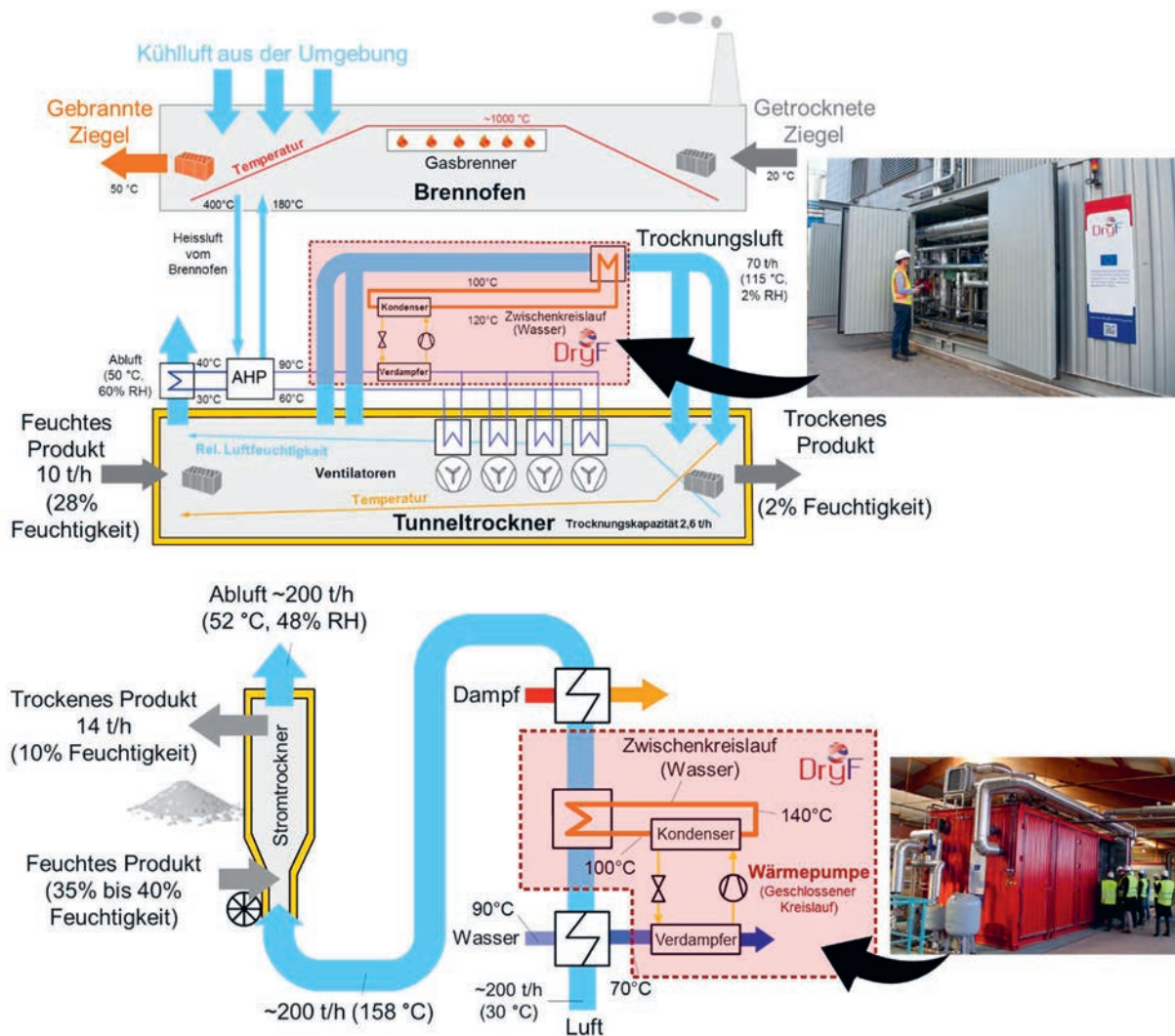


Abbildung 3: Schematische Darstellung und Illustration der WP-Integration für (oben) die Ziegel Trocknung bei der Wienerberger AG in Uttendorf und (unten) die Stärketrocknung bei der AGRANA Stärke GmbH in Pischelsdorf (Quellen: Wilk et al. (2021, 2023) [10], [11], [56]).

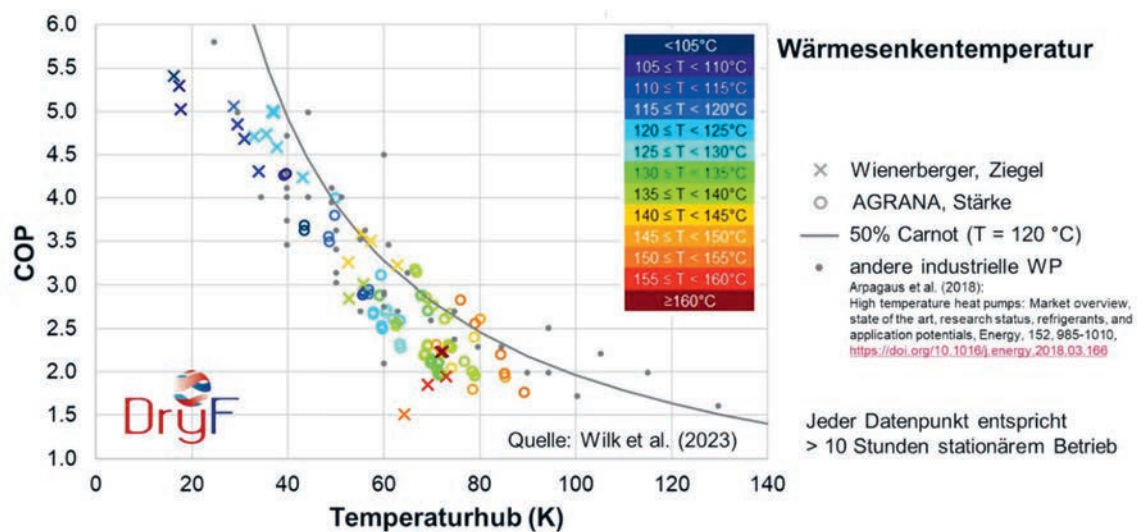


Abbildung 4: COP-Daten aus dem Betrieb der WP-Demonstrationsanlagen bei Wienerberger (Ziegel Trocknung) und AGRANA (Stärketrocknung) (Quelle: Wilk et al. (2023) [11]).

Elektrifizierter Futtermittelrockner von Geelen Counterflow

Die elektrifizierten Futtermittelrockner von Geelen Counterflow mit integrierter HTWP markieren einen wichtigen Schritt in Richtung nachhaltiger und energieeffizienter Trocknung. Seit 2018 sind die Trockner für die Integration von WP vorbereitet. Die Elektrifizierung kann modular erfolgen, was vorteilhaft bei steigenden Gas- und CO₂-Preisen ist. Wenn nötig, ermöglichen elektrische Heizspiralen oder Gasbrenner höhere Temperaturen. Die warme, feuchte Abluft aus dem Trocknungsprozess wird zunächst in einer Gegenstrom-Rückgewinnungseinheit durch einen Wärmeübertrager geleitet, wo die Wärme auf kaltes Wasser aus dem Kreislauf der HTWP übertragen wird. Durch den Temperaturunterschied kondensiert der in der Abluft enthaltene Wasserdampf, wobei Wärme freigesetzt und auf das Wasser übertragen wird, das anschließend zurück zur HTWP fließt und als Wärmequelle dient.

Gemeinsam mit dem Projektpartner Combitherm GmbH hat Geelen Counterflow einen elektrifizierten Futterrockner für extrudiertes Aquafeed (z. B. Lachs-Futter) bei Cargill-EWOS am Standort in Bergneset, Norwegen realisiert [15], [17], [18]. Die elektrisch angetriebenen HTWP vom Typ HWW 2/9583I R1233zd(E) erzeugen maximal 120 °C heißes Wasser in einem zweiten Wasserkreislauf. Diese Wärme wird über Wärmeübertrager zur Erzeugung von Heißluft genutzt, mit der das feuchte Produkt getrocknet wird. Zum Einsatz kommen CSH2T-Schraubenverdichter von BITZER, die Kondensationstemperaturen von bis zu 125 °C ermöglichen. Verwendet wird R1233zd(E) (GWP < 1, nicht brennbar, niedrige Toxizität).

Der mittlere COP über den gesamten Trockner beträgt etwa 2,8. Dieser Wert ergibt sich zu etwa zwei Dritteln der Heizleistung aus den Trocknerzonen, die mit einem Temperaturhub von 40 °C (Wärmequelle) auf 120 °C (Wärmesenke) und einem COP von rund 2,4 betrieben werden. Ein weiteres Drittel der Heizleistung wird mit einem Temperaturhub von 40 °C auf 90 °C und einem COP von etwa 4,0 bereitgestellt.

Die Anlage bei Cargill-EWOS ist seit April 2022 in Betrieb und besteht aus 15 Trocknungs-decks, 4 HTWP mit einer Gesamt-Heizleistung von 3,3 MW. Die Installation ermöglicht Energie- und CO₂-Einsparungen von jährlich 15'000 MWh (66% bis 75% Reduktion gegenüber konventionellen Systemen) bzw. 3'000 t CO₂.

Abbildung 3 zeigt den elektrifizierten Futtermittel-Trockner. Erklärvideos zur Funktionsweise des Trockners sind auf YouTube verfügbar [13], [14]. Das Foto zeigt die Anlage bei Cargill-EWOS in Norwegen mit 4 HTWP [15]).

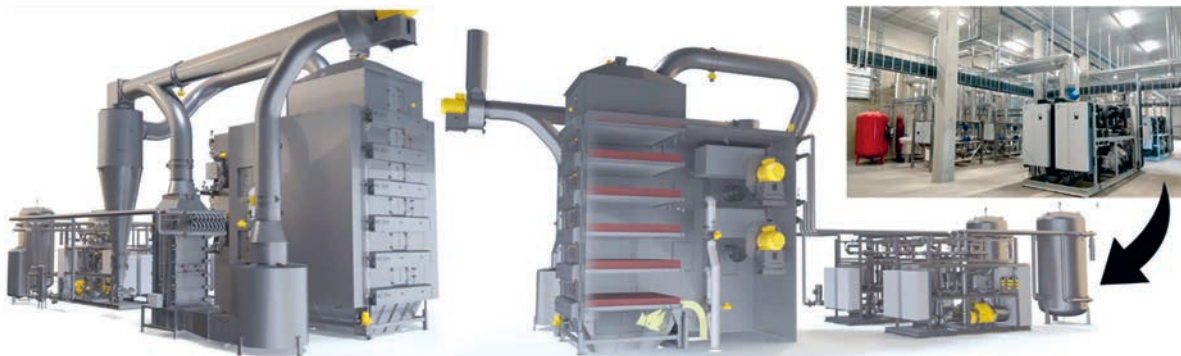


Abbildung 5: Elektrifizierter Futtermittelrockner von Geelen Counterflow mit zwei Combitherm HWW 2/9583I R1233zd(E) Wärmepumpen (je 1,2 MW) (siehe animierte YouTube Videos [13], [14], Foto: 4 HTWP bei Cargill-EWOS in Norwegen, Geelen [15]).

Geelen Counterflow setzt aktuell auf zwei Konfigurationen zur Elektrifizierung:

- Vollelektrifizierung mit 120 °C-HFO-WP (R1233zd(E)) und Schraubenverdichtern
- Teilweise Elektrifizierung mit 90 °C-NH₃-WP (R-717) und Hubkolbenverdichtern

Weitere Varianten mit natürlichen Kältemitteln sind denkbar, darunter Systeme mit Dampfkompensation (mehrstufige MVRs), Isobutan (R-600a), oder Butan (R-600).

Projekte in der Realisierungsphase sind [15], [16]:

- Südkorea: Royal Canin (eine Division von MARS Petcare) – Trocknung von extrudiertem Tierfutter, 1,2 MW Heizleistung, eine Linie ist seit Mai 2022 in Betrieb, COP 2,9. Wiederholungsbestellungen für zwei weitere Linien existieren zur Auslieferung im Jahr 2025.
- Thailand: Nestlé Purina Amata – Trocknung von extrudiertem Tierfutter, 2,4 MW Heizleistung, 7-Etagen-Gegenstromtrockner. Inbetriebnahme geplant im 2. Quartal 2025.

Verschiedene Projekte befinden sich derzeit in Planung in China, Deutschland, Frankreich, Belgien, Spanien, den Niederlanden, der Türkei und den USA.

Transkritische HTWP in der Papiertrocknung – TRANSPAC

Bei der TRANSPAC handelt es sich um die erste transkritische HTWP mit einem HFO als Kältemittel, die industriell zur Trocknung eingesetzt wird [19]. Transkritische WP-Prozesse werden sonst fast nur mit CO₂ als Kältemittel umgesetzt. Der HTWP-Demonstrator mit einer Heizleistung von rund 580 kW wurde bei WEPA Greenfield in Château-Thierry (Frankreich) installiert, einem Werk zur Zellstoffproduktion [20], [21].

Das Projekt wurde unter der Leitung von EDF R&D und Dalkia umgesetzt, mit finanzieller Unterstützung der französischen Umweltagentur ADEME (Agence de la transition écologique) in Höhe von 400'000 Euro [19]. Weitere Partner waren Armines, Dalkia Froid Solutions, ein Kompressoren Hersteller, und der Papierhersteller WEPA Greenfield. Der Demonstrator wurde im Rahmen eines fünfjährigen Projekts (2017 bis 2023) entwickelt und ist seit April 2023 zur Abwärmenutzung in Betrieb [19], [20]. Eine Videopräsentation ist über Dalkia verfügbar und gibt anschauliche Einblicke in das Projekt und die Technologie [22].

Die Anlage arbeitet mit dem HFO-Kältemittel R1234ze(E) (kritische Temperatur: 109,4 °C, siehe T-s-Diagramm in Abbildung 6). Erste experimentelle Betriebsergebnisse bestätigen die erwartete Leistung im industriellen Maßstab [19]. Bei einer Abwärme als Wärmequelle von 70 °C bis 80 °C und einer Erwärmung der Zuluft des Zellstofftrockners von 97 °C auf 138 °C wird ein COP von 3,6 bis 4,2 erzielt, mit einem Durchschnitt von 4 [20].

Die transkritische HTWP ersetzt rund 5 GWh Wärme, die zuvor durch einen Gaskessel erzeugt wurden, und spart dadurch jährlich etwa 1'000 Tonnen CO₂ ein (Annahme COP von 4) [20], [22]. Dies entspricht einer Reduktion des Energieverbrauchs um 75 % und CO₂-Emissionen, die 16- bis 20-mal niedriger sind als bei Dampferzeugung mit Erdgas [19].

Abbildung 6 zeigt das Konzept der Integration der transkritischen HTWP in den Zellstofftrocknungsprozess zur Abwärme Rückgewinnung und Trocknungsluftaufheizung. Die Fotos zeigen das Containergehäuse, sowie den eingesetzten Kolbenkompressor [19], [21], [23].

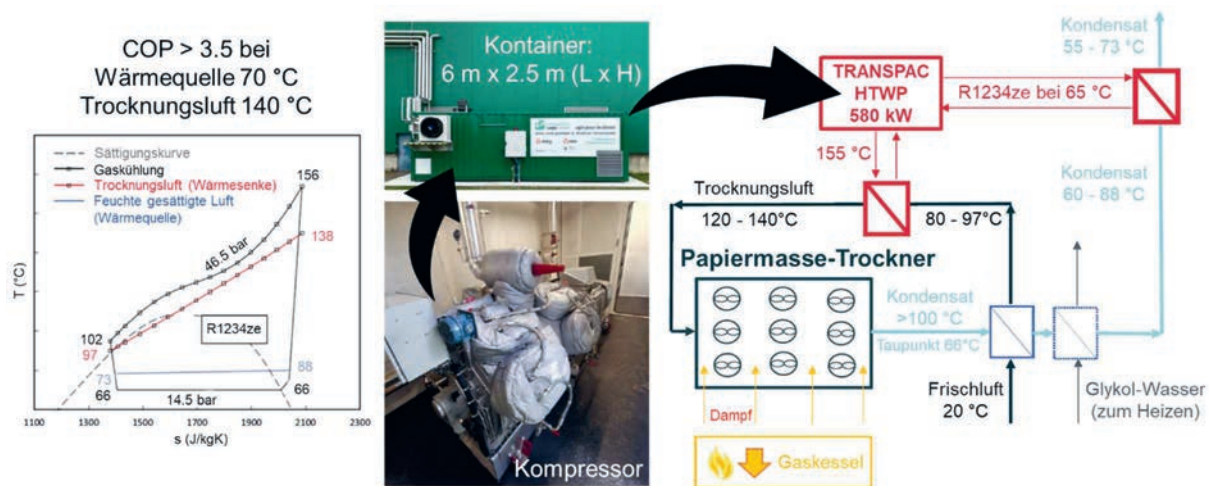


Abbildung 6: Konzept der Integration der transkritischen HTWP bei Wepa Greenfield in den Zellstofftrocknungsprozess zur Abwärme Rückgewinnung und Trocknungsluftaufheizung (Heizleistung: 580 kW, 120 bis 140 °C, Kältemittel: R-1234ze). Die Fotos zeigen das Containergehäuse (6 m x 2,5 m, L x H) und den verwendeten Kolbenkompressor (Quellen: Dalika Groupe EDF (2024) [19], [21], EDF R&D (2024) [23]).

TRANSPAC entstand aus einem 30 kW-Prototyp, der in den Laboratorien von EDF R&D und MINES ParisTech in Frankreich mit finanzieller Unterstützung der ADEME entwickelt wurde [69]–[72]. Die Technologie wurde von EDF patentiert (EP 2880 379 B1, WO 2014/020255).

Die erste Version nutzte das HFC Kältemittel R-32 [72], später wurde eine zweite Generation mit HFO R1234ze(E) ([69], [70]) entwickelt, um Luft auf bis zu 150 °C vorzuheizen – etwa für Tunnel-Trocknungsprozesse mit Abwärme bei 82 °C als Wärmequelle. Die technische Machbarkeit wurde durch Versuche bestätigt.

Für den Prototyp wurden marktverfügbare CO₂-Komponenten mit leichten Anpassungen verwendet, darunter ein halbhermetischer Hubkolbenverdichter (Bock HGX2/90), ein elektronisches Expansionsventil (Danfoss CCM10), Wärmeübertrager aus Edelstahlrohren mit Aluminiumlamellen als Gaskühler und Verdampfer, und synthetisches POE-Öl als Schmiermittel. Zur Effizienzsteigerung wurden technische Optionen mit internem Wärmeübertrager (+6 % COP) und parallele Verdichtung (+9 % COP) und Kombination beider Optionen (+12 % COP) untersucht [70].

Die transkritische HTWP TRANSPAC mit Vorlauftemperaturen zwischen 105 °C und 140 °C ist für nahezu alle Industrieanlagen mit Abwärmequellen zwischen 60 °C und 90 °C einsetzbar [22]. Typische Branchen sind die Papier-, Lebensmittel-, Chemie-, Metallurgie- und Textilindustrie.

Anwendungen umfassen u.a. Sprühtrocknung, Verdampfung oder Destillation [21]. Weitere Einsatzpotenziale bestehen in der Stärkeindustrie, bei Holzpellets, Fliesen und Ziegeln, technischen Fliesstoffen, Papierstoff sowie Tiernahrung [19], [21], [22], [69].

Transkritische CO₂-WP (GEA AddCool®) für Sprühtrocknungsanlagen

GEA betreibt seit 2016 F&E Arbeiten zur Integration von WP in Sprühtrocknungsanlagen. Pinch Analysen von mehreren Milchkpulver-Sprühtrocknungsanlagen zeigen, dass der Pinch-Punkt meist nahe der Ablufttemperatur des Trockners liegt, typischerweise zwischen 58 °C und 70 °C [24], und somit den größten nutzbaren Abwärmestrom darstellt.

Die einstufige transkritische CO₂-Wärmepumpentechnologie wurde als vielversprechendste Lösung für Sprühtrocknungsprozesse identifiziert – vor allem wegen der erreichbaren CO₂-Temperaturen von bis zu 150 °C mit halbhermetischen Kolbenkompressoren, der Möglichkeit zur gleichzeitigen Erzeugung von Heißluft und Kaltwasser in nur einer Verdichtungsstufe, dem hohen Heiz-COP bei großen Temperaturhüben sowie der Umweltverträglichkeit und einfachen Handhabung des Kältemittels CO₂.

GEA CO₂-WP [25] (d.h. GEA AddCool® [26]) können gleichzeitig Warmwasser mit 90 °C bis 130 °C und Kaltwasser bei etwa 2 °C erzeugen. Die spezifischen Investitionskosten ohne Integration liegen bei 200 bis 300 EUR/kW, der Heizleistungsbereich bei 0,1 bis 1,2 MW. Die Systeme erreichen einen Heiz-COP von bis zu 4,07 bei 12 °C/8°C (Quelle Ein/Aus) und 11 °C/90 °C (Senke Ein/Aus) bzw. einen COP von 3,13 bei 6 °C/4 °C zu 20 °C/130 °C [25].

GEA hat eine spezielle CO₂-WP-Integration patentiert (EP 3542114 B1, WO 2018/091049), die auf hohe Energieeinsparungen und gleichzeitig eine Steigerung der Trocknerproduktivität abzielt und dabei einen ganzjährig stabilen CO₂-WP Betrieb gewährleistet [27].

Ein CO₂-WP-Prototyp wurde im GEA-Trocknungsprüfzentrum in Søborg (Dänemark) aufgebaut. Abbildung 7 zeigt ein vereinfachtes Prozessflussschema sowie Fotos der Prototypeninstallation.

Der Prototyp ist an den Hauptluftstrom eines GEA MSD®20-Sprühtrockners [73] angeschlossen, der normalerweise mit 1.800 kg/h betrieben wird, sowie an separate Trocknungsluftströme für das Static Fluid Bed (SFB) und den Vibro-Fluidizer® (VF), mit einer gesamten Wasserverdampfungskapazität von etwa 80 kg/h. Der Trockner ist zusätzlich mit elektrischen Heizern ausgestattet, die für die vollständige Beheizung der Trocknungsluft ausgelegt sind, um einen schnellen Start für Testzwecke zu gewährleisten.

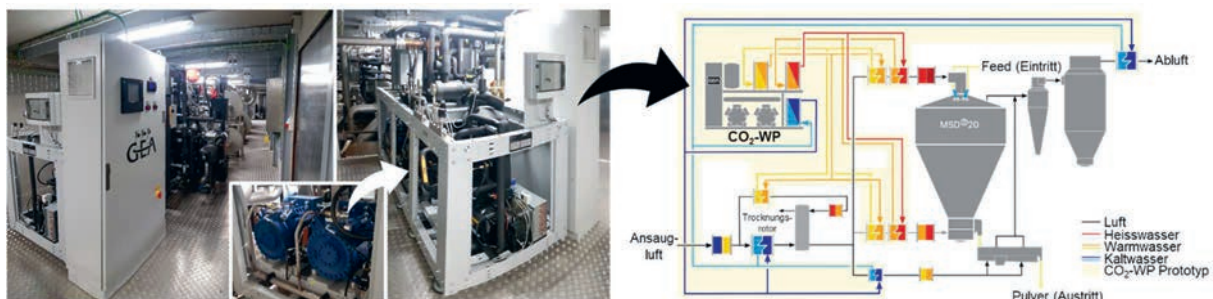


Abbildung 7: Vereinfachtes Prozessflussschema und Fotos des GEA CO₂-WP Prototyps mit Integration im GEA Sprühtrocknungstestzentrum in Søborg (DK). Im Bild sind die zwei halbhermetischen GEA Bock Kolbenkompressoren zu sehen (Quelle: GEA R&D Center for Drying Technology, Søborg (DK), Bellemo et al. (2020) [28]).

Das Prototypsystem umfasst eine CO₂-WP, die über CO₂-Wasser-Wärmeübertrager mit drei Wasserkreisläufen verbunden ist. Diese übertragen Wärme zu/von den Prozessluftströmen über Wasser-Luft-Wärmetauscher aus:

- Der Heißwasserkreislauf (135 °C bis 75 °C) ist mit den Haupt- und SFB-Luftströmen verbunden, um die Luft bis etwa 120 °C zu erwärmen
- Der Warmwasserkreislauf (75 °C bis 25 °C) ist mit den Haupt-, SFB- und Desorption-Luftströmen verbunden, um die Luft bis etwa 65 °C zu erwärmen.
- Der Kaltwasserkreislauf (2 °C bis 15 °C) wird verwendet, um die Zuluft zu entfeuchten, die Luft des Vibro-Fluidizers (VF) zu kühlen und Wärme aus der Abluft des Trockners zurückzugewinnen.

Die CO₂-WP ist mit zwei halbhermetischen GEA Bock Kolbenkompressoren ausgestattet, die CO₂ bis zu 115 bar und 150 °C verdichten. Das superkritische CO₂ wird in zwei seriellen Stufen in kupfergeschweißten Plattenwärmetauschern gekühlt, wobei der erste mit dem Heißwasserkreislauf und der zweite mit dem Warmwasserkreislauf verbunden ist. Das CO₂ wird dann ins Nassdampfgebiet expandiert, wobei flüssiges CO₂ verdampft, und Kaltwasser erzeugt wird. Anschließend wird das CO₂ überhitzt, um die erforderliche Auslasstemperatur nach dem Verdichter zu erreichen. Die CO₂-WP wurde für eine maximale Heizleistung von 90 kW ausgelegt und ist mit dem firmeneigenen GEA Omni-Controller [74] ausgestattet. Alle Komponenten sind kommerziell verfügbar.

Während der Testphasen wurde ein stabiler Betrieb erreicht, bei dem die CO₂-WP heißes Wasser bei etwa 130 °C, warmes Wasser bei etwa 75 °C und kaltes Wasser zwischen 2 °C und 10 °C erzeugte [29]. Die CO₂-Kompressoren, die mit Saugtemperaturen von bis zu 50 °C und Entladebedingungen von bis zu 110 bar und 150 °C betrieben wurden, haben gemäß den Herstellerangaben und innerhalb der in der EN12900 [75] festgelegten Toleranzen einwandfrei funktioniert. Unter diesen Bedingungen konnte die Trocknungsluft auf bis zu 115 °C erwärmt werden, bei einem Heiz-COP von 2,8 [28].

Im März 2023 erhielt GEA einen Auftrag von Arla Foods AKAFA, das neue GEA AddCool-System [26] in einen GEA MSD® 315 Sprühtrockner in deren Werk in Svenstrup (DK) zu integrieren [30]. An diesem Standort plant der weltweit führende Hersteller von Milchprodukten, Milchpulver mit einem nachhaltigeren Prozess zu produzieren. Seit 2024 ist das System in Betrieb und läuft mit der erwarteten Leistung. Die GEA AddCool-Technologie wird voraussichtlich den Verbrauch von fossilen Brennstoffen halbieren und reduziert somit den damit verbundenen CO₂-Fußabdruck des Werks.

Schlussfolgerungen und Ausblick

Die präsentierten Fallbeispiele verdeutlichen den erfolgreichen Einsatz der WP-Technologie zur Elektrifizierung industrieller Trocknungsprozesse – teils sogar vollständig ohne den Einsatz von Gas oder Dampf (z.B. bei Geelen Counterflow). Der Energieverbrauch kann durch den Einsatz von elektrisch-angetriebenen Wärmepumpen um 60% bis 80% im Vergleich zu herkömmlichen Systemen mit fossilen Energieträgern gesenkt werden. Die Nutzung feuchter Abluft und die Kondensation latenter Wärme im Wasserdampf setzt sich zunehmend als energieeffizienter Trocknungsmechanismus durch.

Die Bedeutung der Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) wächst und eröffnet neue Anwendungsbereiche in Trocknungsprozessen. Der transkritische CO₂-WP-Kreislauf ist besonders für die Aufheizung von Trocknungsluft geeignet (z.B. bei GEA AddCool®) und bietet größere Flexibilität bei der Temperaturspreizung. Der Einsatz natürlicher Kältemittel wie CO₂ (R-744) aber auch synthetische HFOs wie R-1336mzz(Z), R-1233zd(E) und R-1234ze(E) (im transkritischen Kreislauf bei TRANSPAC) gilt als zukunftsweisend.

Weitere Forschung ist notwendig, um die WP-Integration bei höheren Vorlauftemperaturen zu optimieren, da der COP bei größerem Temperaturhub sinkt. Zukünftige Entwicklungen konzentrieren sich auf Heißdampftrocknung, Dampfkompensation (mehrstufig), natürliche Kältemittel wie Isobutan (R-600a), Butan (R-600) (TU Graz [76]), oder Pentan (R-601), sowie Kältemittelmischungen (OST-IES [77], [78]) zur Optimierung der Temperaturspreizung auf der Wärmesenke und -quelle.

Das Projekt IEA HPT Annex 59 wird 2025 einen Online-Workshop mit Vertretern der Schweizer Trocknungsindustrie organisieren, um das Potenzial von WP für die Dekarbonisierung von Trocknungsprozessen aufzuzeigen.

Zukünftige Konferenzen wie das 5. HTHP-Symposium 2026 in Kopenhagen (21. bis 22. Januar 2026) und die 15. IEA Heat Pump Conference in Wien (26. bis 29. Mai 2026) werden weitere Fallbeispiele und Forschungsergebnisse zu WP-Technologien in Trocknungsprozessen präsentieren und zur Wissensverbreitung beitragen.

Dank

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (BFE) für die finanzielle Unterstützung der Projekte IEA HPT TCP Annex 59 – Heat Pumps for Drying (Projekt Nr. SI/502606, in Bearbeitung 2023-2027), SWEET DeCarbCH DeCarbCH – Decarbonisation of Cooling and Heating in Switzerland (Projekt Nr. SI/502260, in Bearbeitung 2021-2028), HTHP-CH – Integration of High-Temperature Heat Pumps in Swiss Industrial Processes (Projekt Nr. SI/502336, abgeschlossen 2021-2024).

C. Arpagaus bedankt sich insbesondere beim Schweizerischen Nationalfonds (SNF) für die Unterstützung im Rahmen des Scientific Exchanges Programms (Grant-Nummer IZSEZ0_226832) an der University of Waikato in Neuseeland (2. Dezember 2024 bis 28. Februar 2025). Besonderer Dank geht an Retus Bucheli von der Brasser Kälte AG (Rhäzüns, CH), Riccardo Bergamini von GEA Process Engineering A/S (Kopenhagen, DK), und Sander Geelen

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 166
------------------------------------	---	-----------

Literatur

- [1] A. S. Mujumdar, *Handbook of Industrial Drying, Second Edition Revised and Expanded*. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2019.
- [2] A. S. Mujumdar, “Handbook of Industrial Drying, Fourth Edition, CRC Press, <https://doi.org/10.1201/b17208>.” CRC Press, Jul. 11, 2014. doi: 10.1201/b17208.
- [3] T. Kaida, F. De Carlan, Y. Beucher, and J.-M. Fourmigué, “Analysis of heat pump integration into drying process for decarbonization in industry,” in *ECEEE Industrial Efficiency, 14th September, 2020, 2020*, pp. 345–355. [Online]. Available: https://www.ecee.org/library/conference_proceedings/ecee_Industrial_Summer_Study/2020/4-technology-products-and-systems/analysis-of-heat-pump-integration-into-drying-process-for-decarbonization-in-industry/
- [4] V. Minea, “Advances in Heat Pump-Assisted Drying Technology, CRC Press, <https://doi.org/10.1201/b20209>,” *Advances in Heat Pump-Assisted Drying Technology*. CRC Press, New York, pp. 1–116, Sep. 15, 2016. doi: 10.1201/b20209.
- [5] M. Lauermaun, V. Wilk, and T. Fleckl, “IEA HPT ANNEX 59 – HP FOR DRYING, IEA HPT Annex 58 Status Meeting, 12.12.2023, Vienna, online.” 2023.
- [6] IEA HPT TCP, “HPT TCP Annual Report 2024, Heat Pumping Technologies,” 2024. <https://etkhpccorderapi.extweb.sp.se/api/file/2911>
- [7] IEA HPT TCP Heat Pumping Technologies, “Website Annex 59 Heat Pumps for Drying,” 2025. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex59/>
- [8] IEA HPT, “Annex 58 High-Temperature heat Pumps, Task 1 - Technologies, Final Report, August 2023, Report no. HPT-AN58-2,” 2023. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2023/09/annex-58-task-1-technologies-task-report.pdf>
- [9] C. Arpagaus, F. Bless, and S. S. Bertsch, “Übersicht zu Industrie- und Großwärmepumpen,” *30. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 26. Juni 2024, Eventfabrik Bern*, 2024. <https://www.fws.ch/fachpublikationen>
- [10] V. Wilk, B. Windholz, J. Riedl, S. Dusek, and T. Fleckl, “High temperature heat pumps for industry: Demonstration experience,” in *ICR2023, 26th International Congress of Refrigeration, August 21-25, 2023, Paris, France*, 2023, pp. 1–9. doi: 10.18462/iir.icr.2023.0712.
- [11] EHPA, SPIRIT, and Push2Heat, “1st SPIRIT Webinar: High-temperature heat pumps: heading towards the decarbonisation of industry, 4 April 2023,” 2023. <https://www.youtube.com/watch?v=p2xLv0PUlz4>
- [12] European Heat Pump Association, “Large scale Heat Pumps in Europe, Vol. 2, Real examples of heat pump applications in several industrial sectors,” 2020. https://www.ehpa.org/wp-content/uploads/2022/11/Large-heat-pumps-in-Europe-and-industrial-uses_2020.pdf
- [13] Geelen Counterflow, “Electric / Hybrid Dryer, Animated YouTube Video, accessed on 30/04/2025,” 2025.
- [14] Geelen Counterflow, “Counterflow dryers, Animated video on website, accessed on 12/11/2023,” 2023. <https://www.geelencounterflow.com/dryers/>
- [15] EHPA and SPIRIT, “2nd SPIRIT Webinar: Fostering the decarbonization of industry with large-scale heat pumps: case studies and real-world applications, 28 June 2023,” 2023. <https://www.youtube.com/watch?v=p2xLv0PUlz4>
- [16] C. Arpagaus, “High-Temperature Heat Pumps Update,” *Australian Alliance for Energy Productivity, Webinar, 6 March 2024*, 2024. <https://www.a2ep.org.au/post/6-mar-2024-high-temperature-heat-pumps-update-webinar>
- [17] Geelen Counterflow, “Geelen Counterflow starts up first electric dryer for Cargill-Ewos in Norway,” 2022.
- [18] EWOS, “Cargill Bergneset CO2-free factory, YouTube Video, accessed on 30/04/2025,” 2022. <https://www.youtube.com/watch?v=keeBW6Y8OeQ>
- [19] Dalika Groupe EDF, “Innovation mondiale: Transpac, une pompe à chaleur haute performance au service d’une industrie décarbonée, Communiqué de presse, 3 Avril 2024,” 2024. https://www.dalkia.fr/sites/default/files/2024-04/CP_Dalkia_Transpac_PAC-THT_VDef.pdf
- [20] EDF, “Transpac, the high-performance heat pump for a low-carbon industry, 3 April 2024,” 2024. <https://www.edf.fr/groupe-edf/inventer-l-avenir-de-l-energie/rd-un-savoir-faire-mondial/toutes-les-actualites-de-la-rd/transpac-la-pompe-a-chaleur-haute-performance-au-service-d-une-industrie-decarbonee>
- [21] M. Pierrot and G. Varlet, “Project Transpac: L’expérimentation d’une pompe à chaleur haute performance dans l’industrie du papier,” *FIRE 2024, Session 4: Récupération de la chaleur industrielle – Partie 2, Lyon 19 Sept. 2024, organisé par Allice-Alliance*, 2024. <https://www.alliance-allice.com/fr/fire-2024-decouvrez-notre-programme-autour-de-la-chaleur-industrielle-decarbonee>
- [22] Dalkia Groupe EDF, “Transpac, la pompe à chaleur haute performance, YouTube Video, 4 April, 2024,” 2024. <https://www.youtube.com/watch?v=w9kA4mOAqM4>
- [23] C. Gachot, “Decarbonisation of industry,” *EMAK Workshop, 13 December 2024*, 2024. <https://energyefficiencyhub.org/wp-content/uploads/2024/01/EMAK12-EDF-Decarbonisation-of-Industry.pdf>
- [24] R. Bergamini, T.-V. Nguyen, L. Bellemo, and B. Elmegaard, “Identification of optimal measurement points for energy monitoring of industrial processes: The case of milk powder production,” *J. Clean. Prod.*, vol. 284, p. 124634, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.124634.
- [25] IEA HPT Annex 58, “GEA CO2 Heat Pump, Factsheet,” 2022. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/hthpannex58suppliertechologygea.pdf>
- [26] GEA, “GEA AddCool® Website, accessed on 30/4/2025,” 2025. <https://www.gea.com/de/products/dryers-particle-processing/spray-dryers/gea-add-cool/>

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 167
------------------------------------	---	-----------

- [27] B. Feuerriegel and L. Bellemo, "Drying system with improved energy efficiency and capacity control, Patent EP 3542114 B1, WO 2018/091049," 2019
- [28] L. Bellemo, E. Krauthammer, J. Gerritsen, K. Hoffmann, and J. S. Overgaard, "Integration of a high temperature CO₂ heat pump into a spray drying process," in *IDS'2020 - 22nd International Drying Symposium*, Worcester, Massachusetts, USA, 2022, p. 8.
- [29] L. Bellemo, J. Gerritsen, and K. Hoffmann, "High temperature CO₂ heat pump integration into the spray drying process," in *2nd Conference on High Temperature Heat Pumps*, Copenhagen, Denmark, 2019.
- [30] DAIRY INDUSTRIES international, "Arla Foods orders sustainable heat pump solution from GEA, Posted 10 May 2023," 2023. <https://www.dairyindustries.com/news/42384/arla-foods-orders-sustainable-heat-pump-solution-from-gea>
- [31] C. Arpagaus, "Integration Concepts for HTHPs," in *ICR 2023, Workshop 19 (Commissions B1-E2) - Heat pumps 24 August 2023, Paris, France*, 2023, pp. 1–59.
- [32] O. Alves-Filho, *Heat Pump Dryers*. CRC Press, 2015. doi: 10.1201/b18783.
- [33] C. S. Kiang and C. K. Jon, "Chapter 47: Heat Pump Drying Systems," in *Handbook of Industrial Drying*, 2006.
- [34] A. J. Fernando and K. A. Rosentrater, "Optimal Designs of Air Source Heat Pump Dryers in Agro-food Processing Industry," *Food Eng. Rev.*, vol. 15, no. 2, pp. 261–275, 2023, doi: 10.1007/s12393-023-09337-3.
- [35] T. M. Eikevik, "Integration of heat pumps in drying systems," in *EuroDrying 2023, 8th European Drying Conference, Lodz University of Technology, 4 to 7 July, 2023*, 2023.
- [36] T. M. Eikevik, "Heat Pumps in Industrial Drying Systems," in *2nd China Heat Pump Conference (CHPC2024), August 27-30, 2024, Shenzhen, China*, 2024, pp. 1–40. [Online]. Available: <https://chpc2024.scimeeting.cn/en/web/index/18230>
- [37] J. F. Wang, C. Brown, and D. J. Cleland, "Heat pump heat recovery options for food industry dryers," *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 48–55, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.028.
- [38] L. Gao *et al.*, "A comprehensive review of heat pump wood drying technologies," *Energy*, vol. 311, no. September, p. 133241, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.133241.
- [39] L. J. Goh, M. Y. Othman, S. Mat, H. Ruslan, and K. Sopian, "Review of heat pump systems for drying application," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 9, pp. 4788–4796, Dec. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.072.
- [40] V. Minea, "Overview of Heat-Pump-Assisted Drying Systems, Part II: Data Provided vs. Results Reported," *Dry. Technol.*, vol. 33, no. 5, pp. 527–540, Apr. 2015, doi: 10.1080/07373937.2014.952378.
- [41] V. Minea, "Improvements of high-temperature drying heat pumps," *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 1, pp. 180–195, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.010.
- [42] N. Colak and A. Hepbasli, "A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies," *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2180–2186, Sep. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.04.031.
- [43] N. Colak and A. Hepbasli, "A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments," *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2187–2199, Sep. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.04.037.
- [44] K. J. Chua, S. K. Chou, J. C. Ho, and M. N. A. Hawlader, "Heat pump drying: Recent developments and future trends," *Dry. Technol.*, vol. 20, no. 8, pp. 1579–1610, 2002, doi: 10.1081/DRT-120014053.
- [45] P. Jolly, X. Jia, and S. Clements, "Heat pump assisted continuous drying part 1: Simulation model," *Int. J. Energy Res.*, vol. 14, no. 7, pp. 757–770, 1990, doi: 10.1002/er.4440140707.
- [46] X. Jia, P. Jolly, and S. Clements, "Heat pump assisted continuous drying part 2: Simulation results," *Int. J. Energy Res.*, vol. 14, no. 7, pp. 771–782, 1990, doi: 10.1002/er.4440140708.
- [47] C. Arpagaus, F. Bless, S. Paranjape, and S. S. Bertsch, "Integration of High-Temperature Heat Pumps in Swiss Food Processes," in *ICR2023, 26th International Congress of Refrigeration, August 21-25, 2023, Paris, France*, 2023, pp. 1–12. doi: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.icr.2023.0367>.
- [48] M. P. Andersen, J. L. Poulsen, B. Elmegaard, and B. Zühlendorf, "Developing a high-temperature heat pump technology concept using natural refrigerants," *HPT Mag.*, vol. 41, no. 1, pp. 21–24, 2023.
- [49] L. Bellemo and R. Bergamini, "Integration of high temperature CO₂ heat pumps and conventional heaters for spray dryers," in *High-Temperature Heat Pump Symposium, 29 March 2022, Copenhagen, Denmark*, Copenhagen, Denmark, 2022.
- [50] F. Bühler, B. Zühlendorf, T. Nguyen, and B. Elmegaard, "A comparative assessment of electrification strategies for industrial sites: Case of milk powder production," *Appl. Energy*, vol. 250, no. January, pp. 1383–1401, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.05.071.
- [51] B. Zühlendorf, F. Bühler, R. Mancini, S. Cignitti, and Brian Elmegaard, "High Temperature Heat Pump Integration using Zeotropic Working Fluids for Spray Drying Facilities, O.3.9.3," in *12th IEA Heat pump conference, Rotterdam, May 14-17, 2017*, 2017, pp. 1–11.
- [52] C. Arpagaus *et al.*, "Integration of High-Temperature Heat Pumps in Swiss Industrial Processes (HTHP-CH)," *14th IEA Heat Pump Conference, 15-18 May 2023, Chicago, Illinois*, 2023. <https://etkhpccorderapi.extweb.sp.se/api/file/2573>
- [53] T. Petersen and B. Zühlendorf, "Demonstrating high-temperature heat pumps at different integration levels", EUDP 64021-7018," in *3rd High-Temperature Heat Pump Symposium, 29-30 March 2022, Copenhagen, Denmark*, 2022, pp. 461–464.
- [54] D. Holder and D. Schlehuber, "Challenges in the development of positive displacement compressors for high temperature heat pumps," in *3rd High-Temperature Heat Pump Symposium, 29-30 March 2022, Copenhagen, Denmark*, 2022, pp. 177–189.

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 168
------------------------------------	---	-----------

- [55] V. Wilk *et al.*, “DryFiciency closed loop heat pumps: Operation experience and outlook,” *3rd High-Temperature Heat Pump Symp. 29-30 March 2022, Copenhagen, Denmark*, pp. 73–85, 2022.
- [56] V. Wilk, F. Helminger, B. Windholz, A. Sporr, M. Lauermann, and T. Fleckl, “Wärmerückgewinnung für Trocknungsprozesse mit Hochtemperatur-Wärmepumpen,” *WP-Tagung, BFH Burgdorf, 23. Juni 2021, 2021*. https://www.fws.ch/wp-content/uploads/2022/09/Tagungsband_2021.pdf
- [57] F. Schlosser, “IEA HPT Annex 58 Task 1 - Review of demonstration cases,” in *3rd High-Temperature Heat Pump Symposium, 29-30 March 2022, Copenhagen, Denmark, 2022*, pp. 59–65.
- [58] F. Bühler, F. Müller Holm, B. Zühlsdorf, and B. Elmegaard, “Energy integration and electrification opportunities in industrial laundries,” in *Proceedings of ECOS 2020: 33rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, June 29-July 3, 2020, Osaka, Japan, 2020*, pp. 1–13.
- [59] M. Lauermann, “Large Heat Pumps in Europe - High temperature heat pumps for drying, Project DryFiciency,” in *EHPA Webinar - Large Heat Pump Applications in Europe: 16 success stories, 20 November 2017, 2017*, pp. 1–17.
- [60] R. Jakobs, “IEA HPT TP Annex 48: Heat Pump Application in commercial and industrial processes,” in *International Workshop in High Temperature Heat Pumps, 11. September 2017, Copenhagen, Denmark, 2017*. [Online]. Available: [http://orbit.dtu.dk/en/publications/book-of-presentations-of-the-international-workshop-on-high-temperature-heat-pumps\(0351887a-6b82-4b3d-aae5-19181db64891\).html](http://orbit.dtu.dk/en/publications/book-of-presentations-of-the-international-workshop-on-high-temperature-heat-pumps(0351887a-6b82-4b3d-aae5-19181db64891).html)
- [61] P. Warthmann, “Trocknungsanlage nutzt Abwasserwärme,” *HK-Gebäudetechnik* 9/06, 2006.
- [62] S. Bertsch, “Drying, Process Integration and High Temperature Heat pumps,” in *BOBST Drying days, 10.10.2023, 2023*.
- [63] F. Bless, S. Bertsch, and G. Purkathofer, “Low cost heat pump fruit dryer for developing countries: technology and opportunities,” *IDS 2022 - 22nd Int. Dry. Symp. Worcester, Massachusetts, USA, 26 to 29 June, 2022, 2022*, doi: <https://doi.org/10.55900/ipmbogop>.
- [64] A. Gschwend and S. Bertsch, “Wärmepumpen-Früchtetrockner für Afrika,” *friscaldo 5-2013*, pp. 32–33, 2013.
- [65] Verein Kulinarisches Erbe der Schweiz, “Bündnerfleisch (GGA/IGP) / Pulpa,” 2019. <https://www.patrimoineculinaire.ch/Produkte?text=bündner&canton=&categorie=#342>
- [66] Bundesamt für Landwirtschaft BLW, “Pflichtenheft Bündnerfleisch, 25. Oktober 2017,” 2017. <https://backend.blw.admin.ch/fileservice/sdweb-docs-prod-blwch-files/files/2024/08/20/1068fb7b-1a8d-4f88-82ec-01fb8ad52ddc.pdf>
- [67] Bundesamt für Landwirtschaft BLW, “Zusammenfassung des Eintragungsgesuchs für Bündnerfleisch,” 1999. <https://backend.blw.admin.ch/fileservice/sdweb-docs-prod-blwch-files/files/2024/08/20/3e2e1236-0d1c-4c52-8aae-d3119a19e40d.pdf>
- [68] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, and S. S. Bertsch, “High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials,” *Energy*, vol. 152, pp. 985–1010, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.166.
- [69] F. De Carlan, “TRANSPAC: Transcritical Heat Pump Solution for industrial dryers,” in *2nd Conference on High Temperature Heat Pumps, September 9, 2019, Copenhagen, 2019*, pp. 1–4.
- [70] G. A. B. I. Chahla, Y. Beucher, A. Zoughaib, F. De Carlan, and J. Pierucci, “Transcritical industrial heat pump using HFO’s for up to 150°C hot air supply,” in *ICR 2019, August 24-30, Montréal, Canada, 2019*, pp. 1–8. doi: 10.18462/iir.icr.2019.1184.
- [71] C.E.S. MINES PARIS, “Projet TransPAC, développé en partenariat avec EDF R&D,” 2015. <https://www.ces.minesparis.psl.eu/Pole-I.D.E.E.S/TransPAC>
- [72] K. Besbes, A. Zoughaib, F. De Carlan, and J. L. Peureux, “A R-32 transcritical heat pump for high temperature industrial applications,” *Refrig. Sci. Technol.*, pp. 3769–3776, 2015, doi: 10.18462/iir.icr.2015.0599.
- [73] GEA, “GEA MSD Spray dryer,” 2022. <https://www.gea.com/en/products/dryers-particle-processing/spray-dryers/food-dairy-products/msd-spray-dryer.jsp>
- [74] GEA, “GEA OMNI Control panel,” 2022. <https://www.gea.com/en/products/refrigeration-heating/controls/omni-control-panel.jsp>
- [75] European standards, “DIN EN 12900 - Refrigerant compressors - Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer’s performance data.” p. 16, 2013.
- [76] M. Verdnik and R. Rieberer, “‘TransCrit’ - R600 High-Temperature Heat Pump in Sub- and Trans-critical Operation,” *3rd High-Temperature Heat Pump Symposium 2022, Copenhagen, Denmark, 29 to 30 March 2022, 2022*. <http://hthp-symposium.org/hthp-symposium-2022/>
- [77] L. P. M. Brendel *et al.*, “High-glide refrigerant blends in high-temperature heat pumps: Part 1 – Coefficient of performance,” *Int. J. Refrig.*, vol. 165, no. May, pp. 84–96, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.05.005.
- [78] L. P. M. Brendel *et al.*, “High-glide refrigerant blends in high-temperature heat pumps: Part 2 – Inline composition determination for binary mixtures,” *Int. J. Refrig.*, vol. 165, no. May, pp. 45–57, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.05.012.



Advanced Modeling of Residential Heat Pumps for Decarbonized District Heating Networks

Mohammadreza Kolahi ✉, Martin Patel

Group for Energy Efficiency, Institute for Environmental Sciences and Department F.-A. Forel for Environmental and Aquatic Sciences, University of Geneva, Switzerland
✉ mohammadreza.kolahi@unige.ch

Introduction

To decarbonize heating and cooling energy, district heating systems offer a promising and evolving solution. Electrifying these systems using heat pumps is a key step toward decarbonization. Both centralized (air-source) and decentralized (water-to-water) residential heat pumps play a crucial role in this transition, yet they are often modeled with simplified assumptions. This research aims to develop a more accurate representation of residential heat pumps implemented within next-generation district heating networks to improve efficiency and accelerate decarbonization, leveraging principles of thermodynamics, heat transfer, and metaheuristic optimization, combined with advanced statistical programming and modeling techniques.

Problem

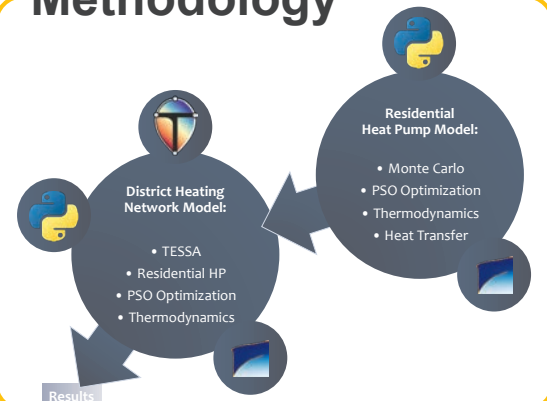
1. What is the most accurately validated and thermodynamically optimized model for residential heat pumps?
2. Can a simplified model be used for residential heat pumps to avoid complex thermodynamic calculations?
3. How much energy can be saved by utilizing low-temperature new-generation district heating networks?
4. To what extent can decarbonization be achieved through dynamic temperature control of supply and return temperatures in the network?

Goals

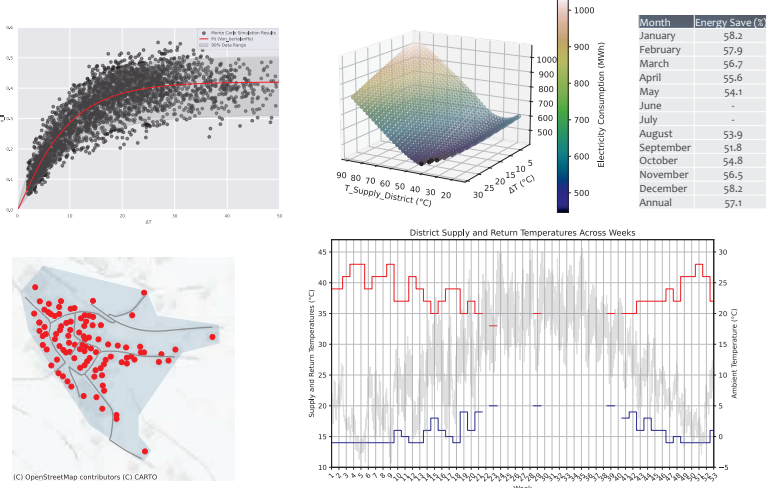
The main objectives of this research are:

- To develop a validated and thermodynamically optimized model for residential heat pumps.
- To model both air-source and water-to-water heat pumps by combining thermodynamics, heat transfer, Monte Carlo simulations, and metaheuristic optimization methods.
- To determine whether simplified models can replace complex thermodynamic calculations without compromising accuracy.
- To model a fully electrified district heating network using the open-source TESSA tool and integrate it with residential heat pump models.
- To optimize the control of both centralized and decentralized heat pumps by adjusting supply and return temperatures.
- To minimize district energy consumption by dynamically adjusting supply and return temperatures.

Methodology



Results



Conclusions

1. The residential heat pump model demonstrated minimizing energy destruction in heat pumps reveals strong relationships between key parameters and performance metrics for both air-source and water-water heat pumps. For example, correlations were observed between second-law efficiency and temperature differences, as well as between mass flow rates and temperature variations.
2. In the Grandvaux case in the Swiss canton of Vaud, the District Heating Network (DHN) model showed that optimizing the supply and return temperatures in next-generation district networks can significantly reduce the total electricity consumption of the district.
3. The DHN model also achieved substantial energy savings, i.e., by 57% annual basis compared to first-generation district heating networks operating at high temperatures (~90°C).
4. Dynamically adjusting the supply and return temperatures throughout the year can further enhance energy savings, optimizing system performance across different seasons.

Core partners



Associate partners



Cooperative partners:





Forschungsprojekt Peak'n'Cool4District

Wärmepumpen zur Spitzenlastdeckung in Wärmenetzen

Die Dekarbonisierung des Gebäudeparks erfordert eine signifikante Steigerung des Anteils von Fernwärme, insbesondere in städtischen Gebieten. Grosse Herausforderungen für den rasanten Ausbau der Fernwärme sind die Deckung von Lastspitzen mit erneuerbaren Energien und das steigende Bedürfnis nach Klimakälte.

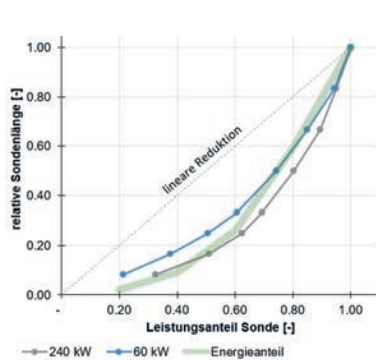


Abbildung 1: Die benötigten Sondenmeter für die Spitzenlastdeckung reduzieren sich proportional zum Energieanteil, welcher aus den Sonden bezogen wird (Quelle: HP-Source)

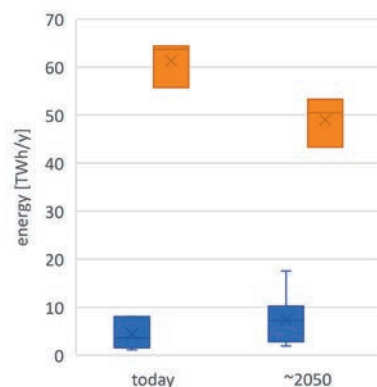


Abbildung 2: Der Bedarf an Raumwärme und -kälte. Der Kältebedarf entspricht künftig dem Anteil an Spitzenlastwärme (10-20% des Gesamtwärmebedarfs) (Quelle: DeCarbCH)

Fallstudien

In drei Fallstudien wird der Einsatz von dezentralen erdgekoppelten Systemen zur Spitzenlastdeckung und Kältebereitstellung in Fernwärmenetzen untersucht:

- **Spital Thusis:** Fokus auf der technischen Integration von EWS im Gebäude zur Bereitstellung von Leistungsspitzen und Kälte (Mikroebene)
- **Wallisellen:** Fokus auf die breite Integration von dezentralen EWS im Fernwärmenetz (Makroebene)
- **Zürich:** Fokus auf der Nutzung von Grundwasser als Spitzenlast- und Kältequelle durch die Nutzung von korrespondierenden Brunnen.

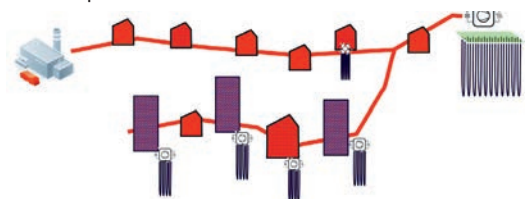


Abbildung 3: Integration von dezentralen Sondenfelder in ein Fernwärmenetz

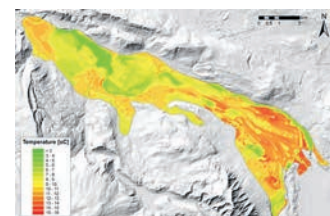


Abbildung 4: Grundwassertemperaturen in Zürich (Bildquelle: Simultec)

Ziele des Projekts

Das Projekt zielt darauf ab, das Potenzial dezentraler, erdgekoppelter Wärmepumpen mit Erdsonden oder Grundwasser als Quelle zur Bewältigung dieser Herausforderungen zu untersuchen. Dabei werden verschiedene Aspekte wie die Dimensionierung und Integration der Wärmepumpen sowie die Auslegung der Quellen und die Einflüsse auf den Untergrund untersucht. Die Untersuchung erfolgt anhand konkreter Fallbeispiele, um praxisrelevante Erkenntnisse für die zukünftige Entwicklung von thermischen Netzen zu liefern.

Kontakt

Christoph Meier, christoph.meier@ost.ch



Forschungsprojekt MultiSource

Mehrquellen-Wärmepumpensysteme für den monovalenten Wärmeerzeugerersatz

Motivation

Nach einer Studie der Uni Genf kann der Wärmeerzeugerersatz eines fossilen Heizkessels durch Wärmepumpe die CO₂-Emissionen um bis zu 90% reduzieren. Während sich Wärmepumpen in Neubauten und im kleineren Leistungsbereich bereits als Standardheizungssystem etabliert haben, liegen die Marktanteile im höheren Leistungsbereich ab 50 kW und insbesondere bei Wärmeerzeugerersatz noch deutlich niedriger. Für den Wärmeerzeugerersatz in Bestandsgebäuden besteht häufig eine Herausforderung darin, leistungsfähige Wärmequellen zu erschliessen, da durch die gebaute Umgebung Einschränkungen bei einzelnen Wärmequellen bestehen können.

Ziele des Projekts

Zur Überwindung der Einschränkungen von Einzelquellen kann eine Integration mehrerer Wärmequellen eine Möglichkeit für die Umsetzung von monovalenten Wärmepumpenlösungen ohne fossile Zusatzheizung darstellen.

Im Vorgängerprojekt «HP-Source» wurde die Integration Aussenluft und Erdwärmesonden als Mehrquellensystem untersucht, und sowohl technische als auch wirtschaftliche Vorteile festgestellt. Im Projekt MultiSource soll die Quellenintegration auf weitere Wärmequellen erweitert werden, insbesondere für Situationen, in denen Erdwärmesonden nicht möglich sind.

Kontakt

Carsten Wemhöner, carsten.wemhoener@ost.ch

Simulationsstudien und Pilotanlagen

Im Projekt werden günstige Quellenkombinationen zunächst anhand von Simulationen untersucht. Für Erfahrungswerte aus realen Anlagen ist im Projekt MultiSource eine Pilotanlage aus dem Portfolio von Liegenschaften Stadt Zürich (LSZ) vorgesehen. Ein weitere Mehrquellenanlage wurde im P&D-Projekt Renosource schon umgesetzt.

- **P&D Anlage Renosource:** In Baden wird eine Mehrquellenanlage eines Kesseleratz von 200 kW in zwei grossen Mehrfamilienhäusern mit einer integrierten Wärmequelle aus Aussenluft- und Erdwärmesonden bereits gemessen.
- **P&D Anlage MultiSource:** LSZ führt pro Jahr 50-60 Sanierungen der Wärmeerzeugung durch. Aus dem Portfolio der LSZ wird eine Pilotanlage für den Wärmeerzeugerersatz ohne Erdwärmesonde ausgewählt und im P&D Programm des Kantons Zürich gemessen.



Pilotanlage im P&D-Projekt «Renosource» zum Kesseleratz im Leistungsbereich 200 kW



Anvisierte Pilotanlage im Portfolio von LSZ zum Kesseleratz

Simulation der Schallübertragung von freistehenden Luft/Wasser-Wärmepumpen über kurze Distanzen

Urs Pachale (Empa), Sébastien Wschiansky (BAFU)



Materials Science and Technology

Einleitung

- In der Schweiz wird der von Wärmepumpen verursachte Schallimmissionspegel nach der Schweizer Lärmschutzverordnung (LSV) gesetzlich beurteilt.
- Der Schallimmissionspegel einer Luft/Wasser-Wärmepumpe kann mit den Präzisierungen in der Vollzugshilfe 6.21 des Cercle Bruit einheitlich prognostiziert werden.
- Die Erfahrung von Fachpersonen zeigte jedoch, dass die Schallimmissionspegel am beheizten Gebäude mit dem Verfahren in der Vollzugshilfe überschätzt werden.
- Dies könnte dazu führen, dass Wärmepumpen nicht installiert werden, die eigentlich genehmigungsfähig wären.
- Aus diesem Grund beauftragte das BAFU die Empa, die Gründe für diese Abweichungen zu untersuchen.

➔ Ziel der Untersuchung waren realistischere Prognosen für das beheizte Gebäude.

Neues Modell

Ermittlung der Abschirmwirkung der Fensterlaibung für schrägen Schalleinfall

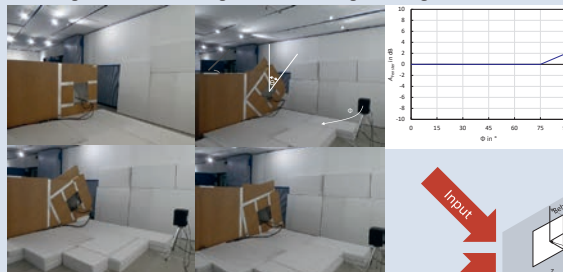


Abbildung 2: Massstäbliches Labormodell zur Ermittlung der Abschirmwirkung der Fensterlaibung. Diagramm oben rechts: Abschirmwirkung in Abhängigkeit des Einfallswinkels.

Ermittlung der Abstrahlcharakteristik freistehender Wärmepumpen mit eigenen Messungen und mit Literaturwerten

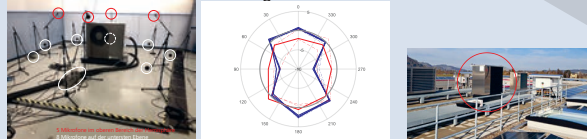


Abbildung 3: Experimentelle Ermittlung der Abstrahlcharakteristik freistehender Luft/Wasser-Wärmepumpen. Mittleres Diagramm der Abstrahlcharakteristik: blau: Ventilator, rot: Kompressor, jeweils mit verschiedenen Drehzahlen/Frequenzen.

Spiegelquellenmodell

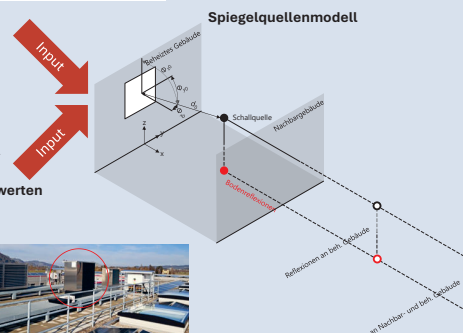


Abbildung 4: Spiegelquellenmodell.

Vorgehen

Es wurde angenommen, dass Abweichungen zwischen gemessenen und mit dem Verfahren in der Vollzugshilfe prognostizierten Schallimmissionspegeln durch

- die einfache Berücksichtigung von Reflexionen,
- die Vernachlässigung der Abschirmwirkung der Fensterlaibung und
- die nicht in allen Fällen omnidirektionale Abstrahlcharakteristik der Wärmepumpenschallquelle erklärt werden können.

➔ Es wurde ein neues Rechenmodell entwickelt, das diese Effekte berücksichtigt. Die einzelnen Effekte wurden mit Hilfe von Literaturwerten und eigenen Messungen quantifiziert.

Validierung

Ersatzschallquelle

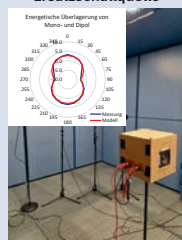


Abbildung 5: Bestimmung der Koeffizienten zur Überlagerung von Monopol- und Dipolabstrahlung.



Abbildung 6: Immissionsorte für die Validierungsmessungen.

Situation

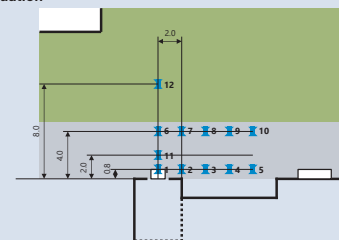


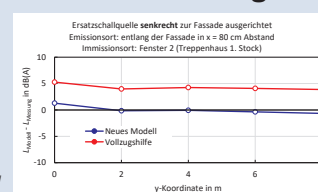
Abbildung 7: Grundriss der Situation mit den Positionen der Ersatzschallquelle.

Resultate: Abweichungen zwischen Modellen und Messungen

	Fenster 1	Fenster 2	Fenster 3
Aktuelle Vollzugshilfe	0.8 (2.7)	1.4 (2.7)	1.9 (2.0)
Neues Modell	-0.2 (1.2)	-0.5 (0.9)	0.2 (0.6)

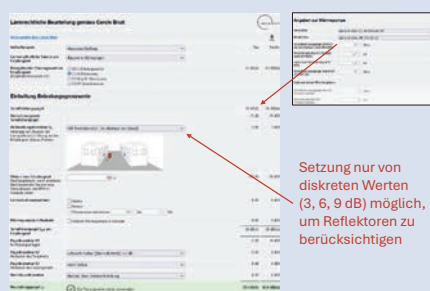
Tabelle 1 (oben): Abweichungen zwischen Modellen und Messungen in dB(A) als Mittelwert und Standardabweichung (in Klammern) über alle oben rechts gezeigten Positionen der Ersatzschallquelle.

Abbildung 8 (rechts): Abweichung zwischen Modellen und Messungen für ausgewählte Positionen der Ersatzschallquelle und für ein Fenster.



Aktuelle Vollzugshilfe

Die aktuelle Vollzugshilfe, wie sie auf der Website der Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz implementiert ist, modelliert die Wärmepumpe als omnidirektionale Punktschallquelle und berücksichtigt bei der Schallübertragung die geometrische Verdünnung, einfache Schallreflektoren in der Nähe der Wärmepumpe und eine mögliche Einschränkung des Abstrahlwinkels.



Setzung nur von diskreten Werten (3, 6, 9 dB) möglich, um Reflektoren zu berücksichtigen

Abbildung 1: Lärmschutznachweis auf der Website der Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz.

Zusammenfassung und weiteres Vorgehen

- Das neue Modell führt zu einer besseren Übereinstimmung mit Messungen als die Prognose mit dem Lärmschutznachweis der Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz.
- Es setzt jedoch die Kenntnis der Abstrahlcharakteristik der Wärmepumpe voraus.
- Im Rahmen des vom BAFU finanzierten Projekts wurde auch die Schallabstrahlung ins Freie von innen aufgestellten Wärmepumpen (über einen Lichtschacht oder eine Fassadenöffnung) untersucht (hier nicht dargestellt).
- In der Task-Group 2 des IEA HPT Annex 63 wird z. Z. die Abstrahlcharakteristik einer grösseren Anzahl von Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht. Mit den Resultaten dieser Untersuchung könnte das Modell erweitert oder bestätigt werden.

Projektpartner

- Bundesamt für Umwelt BAFU (Auftraggeber)
- Cercle Bruit (Fachgruppe Anhang 6 LSV)

Wir danken folgenden Partnern für ihre Unterstützung:

- ait Schweiz AG, alpha innotec Wärmepumpen
- CTA AG

Wir unterstützen den Annex 63 des IEA HPT



Kontakt: Urs Pachale
Empa
Abteilung Akustik / Lärminderung
urs.pachale@empa.ch
+41 58 765 47 99

Innovative financing models for decarbonisation of decentralised heating systems

Roman Bolliger, INDP, Tel. 041 210 07 10, roman.bolliger@indp.ch

Goals

- Accelerating the decarbonisation of decentralised heating systems by reducing burden of investment for private building owners through innovative financing solutions
- Showcasing local policy makers related options for action by communes
- Advising communes on how to implement such a policy instrument

Problem

The high investment costs of renewable energy based heating systems constitute a burden for building owners to switch to such heating systems. Contracting offers are so far mostly an option only for larger systems.

Introduction

The canton of Zürich has introduced new legal requirements making it in principle mandatory to switch to renewable energy whenever a heating system is replaced, with some possibilities for exemptions. Early results suggest that the requirements have a high impact. However, the major challenge remains to achieve full decarbonisation of the heating systems in a relatively short time frame.

Method

- Literature review
- Survey among building owners & expert interviews
- Design of financing models
- Discussion with a selected commune with a view to possibly develop a pilot project

Key questions investigated:

- Which scope of action do cities and communes have to facilitate financing for decarbonisation of heating systems?
- Which solutions have most potential for facilitating financing at local level?

Results

For rapid decarbonisation only a small share of heating systems requires replacement before end of normal service life, yet action necessary to make it happen. Attractive option: credit by commune, installation through company, security by local law on mortgage and obligation to pay back credit by whoever owns property

Conclusions

- Local authorities do have options to facilitate financing for decarbonisation of heating systems
- Potential impact for acceleration of decarbonisation could be explored through pilot project

Core partners



Associate partners



Cooperative partners:



SWEET DeCarbCH KTT

Online Dissemination Tools – DeCarbCH Wiki and HTHP Database

Cordin Arpagaus and Frédéric Bless, info@sweet-decarb.ch, www.sweet-decarb.ch
OST Eastern Switzerland University of Applied Sciences, Institute for Energy Systems (IES)

Online Dissemination

- **Improved Accessibility:** Online resources make project findings and materials readily available to a wider audience, including researchers, students, and the general public.
- **Increased Visibility:** Online presence expands the project's reach, attracting potential collaborators, partners, and stakeholders, thereby amplifying its impact.
- **Streamlined Knowledge Management:** Online platforms provide a centralized repository for project documentation, data, and resources, ensuring efficient knowledge management and preservation.
- **Enhanced Collaboration:** Online platforms facilitate seamless communication and information sharing among researchers from different institutions, fostering a sense of community and collective effort.

DecarbCH Wiki

A dedicated wiki was established as a central hub for project-related information. It served as a collaborative space where researchers could:

- **Share** research findings, methodologies, and data.
- **Explain** challenges, and **solutions**.
- **Link** to Swiss projects or studies.

It has the advantage of:

- The possibility of being **updated anytime**.
- Made by renown Swiss experts and thus its information can be **trusted**
- Focus on **Switzerland**
- **Online tools** can be added to it (COP calculation,...)



<https://www.sweet-decarb.ch/decarbch-wiki>

HTHP Database

High-Temperature Heat Pump Database

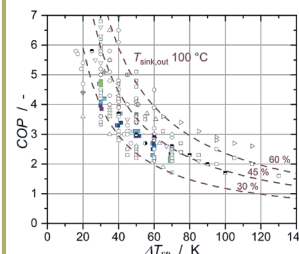
A collaborative project between University of Bayreuth and OST (Eastern Switzerland University of Applied Sciences). Visualize and analyze heat pump efficiency with our interactive performance diagram.

FAQ

Start Tool

Learn More

<https://high-temperature-heat-pumps.com/>



A user-friendly website was created to showcase current high-temperature heat pumps for industries and anyone interested in this technology.



Conclusions

As this collaborative research project continue to grow, online dissemination will remain an indispensable tool for achieving DeCarbCH goals and maximizing its outcomes and impact.

Core partners



Associate partners



Cooperative partners:





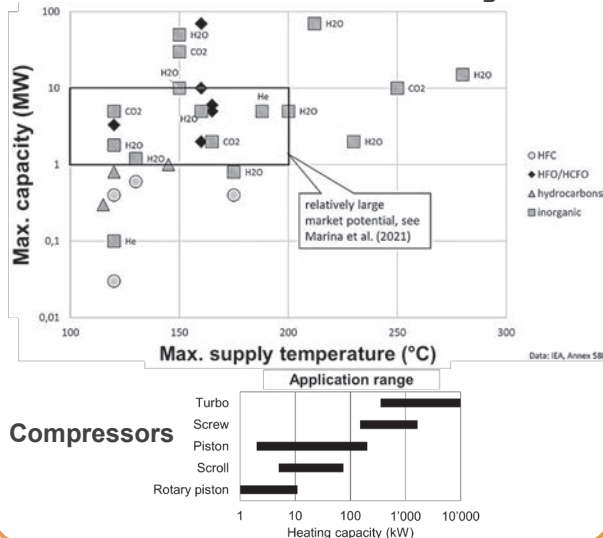
High-Temperature Heat Pumps for Industrial Use

Cordin Arpagaus, Frédéric Bless, Paul-Michael Bever, Stefan S. Bertsch, OST Eastern Switzerland University of Applied Sciences, Institute for Energy Systems (IES), 9471 Buchs SG, Switzerland

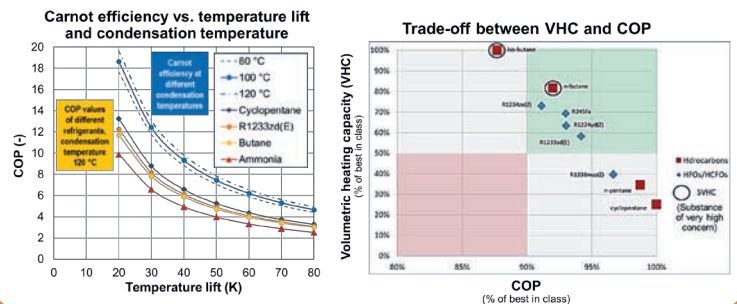
Introduction

- HTHP technology is emerging to generate hot water and steam in industry
- HTHPs require a heat source like waste heat from production processes
- The electricity demand increases with higher temperature lift from heat source to sink

HTHP Availability



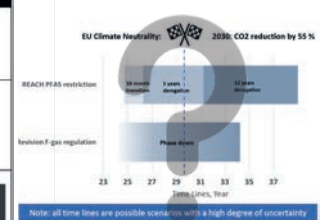
Refrigerants Benchmarking



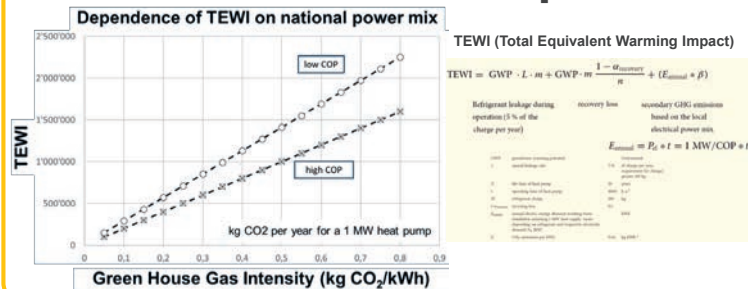
Regulation of F-gases

	Current	Future
Ozone depletion	F-Gas regulation: CFCs, HCFCs	
Global Warming Potential	F-Gas regulation: HFCs	F-Gas regulation: HFCs, HFOs, HCFCs
Persistence in the environment		REACH: HFOs/HCFCs

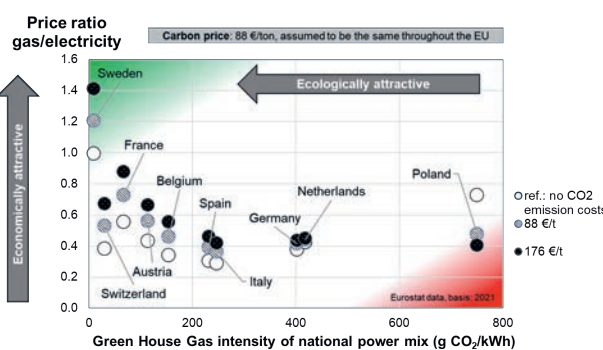
Protection of human health and the environment: the EU is raising the bar



Environmental Impact



Market Attractiveness



Conclusions

- Decoupling electricity production from greenhouse gas emissions is a prerequisite for making HTHPs successful
- Availability, reliability, and competitiveness of renewable electricity will be key

Core partners



Associate partners



Cooperative partners:



Eco-Targeting: Optimum integration framework

HSLU-TEVT, Navdeep Bhadbhade, Jonas Grand, Benjamin Ong, Beat Wellig,
navdeep.bhadbhade@hslu.ch

Motivation

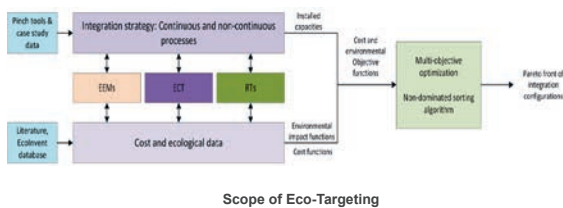
- Integration of EEMs and/or technologies is a proven strategy for reducing CO₂ emissions.
- However, higher degrees of integration lead to increased indirect emissions and total costs.
- There is a need to find economically and ecologically optimum integration strategy.

Goals

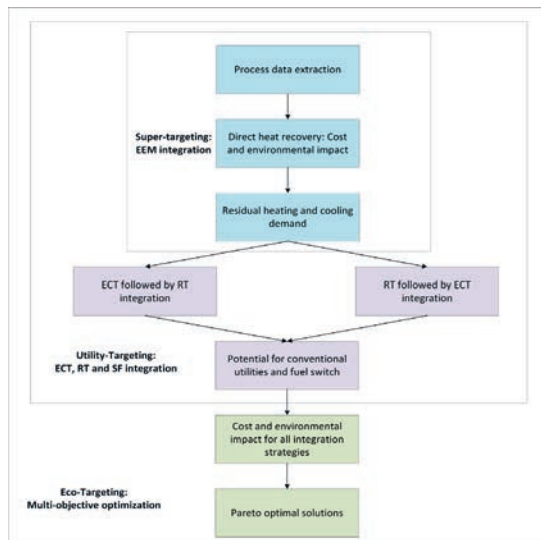
- Develop a systematic framework for identifying optimum integration strategy for energy efficiency measures (EEMs) energy conversion technologies (ECTs) and renewable technologies (RTs).
- Identify trade-offs between total annual cost and total annual environmental impact.
- Support industries achieve holistic decarbonization across the Scopes 1, 2, and 3.

Methodology

- Pinch Analysis:**
Identification of integration possibilities
- Life Cycle Analysis:**
Incorporating scope 2 and scope 3 emissions
- Multi-Objective Optimization:**
Identifying optimum integration strategies

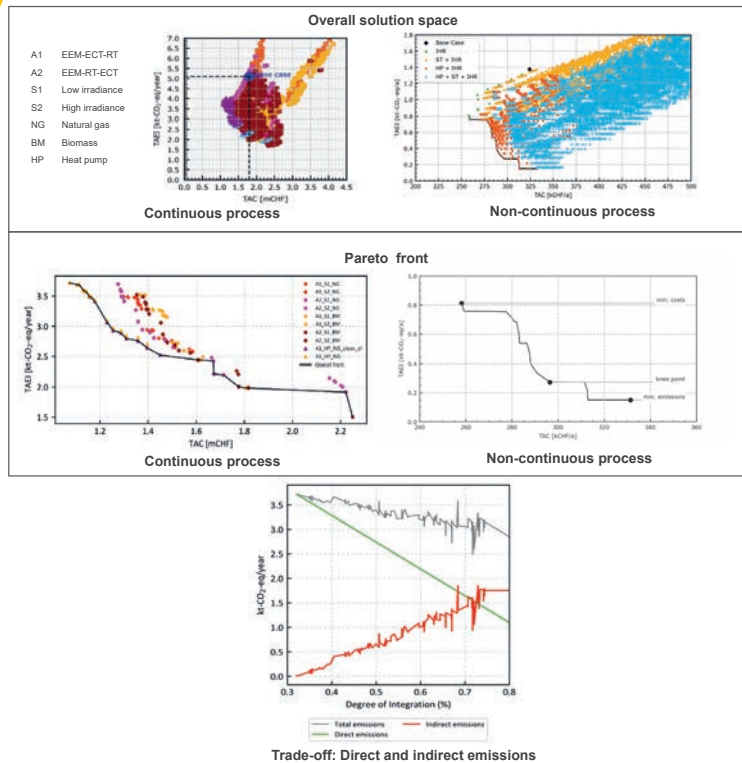


Scope of Eco-Targeting



Simplified workflow

Results



Trade-off: Direct and indirect emissions

- Direct and indirect heat recovery (DHR/IHR) most cost-effective strategy.
- Heat pumps reduce Scope 1 emissions efficiently, with short payback times due to Switzerland's low-carbon electricity grid.
- Solar thermal is only viable in high-irradiance locations, as Scope 3 emissions can offset benefits in low-irradiance regions.
- Biomass-based solutions reduce emissions but require higher CAPEX and fuel logistics.

Conclusions

- Eco-Targeting provides a structured framework for cost-effective, low-carbon industrial process integration strategy.
- Higher degrees of integration significantly reduce Scope 1 emissions but shift the burden to Scope 2 and 3 emissions.
- The framework is scalable across different industries and locations, offering flexible integration strategies.

Acknowledgement: This project is co-funded by the Swiss Office of Energy (SFOE) **SI/502465-01**



SollceTES

Erweiterte Energiemanagementsteuerung für Eisspeicher mit Photovoltaik bei Kühlanwendungen

Bis 2050 wird ein stark wachsender Kühlbedarf erwartet, der Stromnetze stark belasten könnte. Besonders in Bürogebäuden treten an heißen Tagen hohe Lastspitzen auf. Mit SollceTes wird ein Lösungsansatz für diese Problematik untersucht.



Presenter:
Alex Hobé
alex.hobe@ost.ch
+41 58 257 13 39



Authors:
Neha Dimri
Alex Hobé
Daniel Carbonell
Djordje Krupljanin
Mirco Ganz



Abb. 2: Zusammenhang zwischen regelbasierter und intelligenter Steuerung

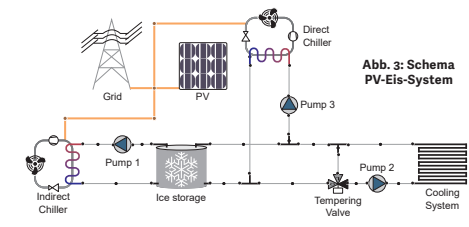
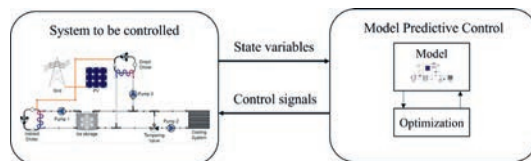


Abb. 3: Schema PV-Eis-System

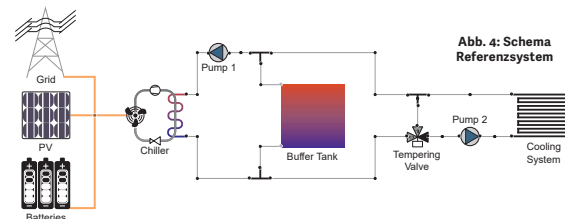


Abb. 4: Schema Referenzsystem

PV-Eis Systeme

PV-gestütztes Eisspeichersystem bestehen grundsätzlich aus einem Eisspeicher und einer Kältemaschine, die PV- und Netz-gespiesen ist. Die Beladung erfolgt flexibel, da entweder bei genügend Solarstrom oder geringen Lasten im Netz beladen werden kann. Dies entlastet das Stromnetz durch die zeitliche Entkopplung zwischen Erzeugung und Bereitstellung der Kühlenergie. Ausserdem bieten Eisspeicher im Vergleich zu Batterien eine höhere Speicherkapazität und Kostenvorteile, indem sie die Kühlenergie effizient verschieben und zur Stabilisierung des Stromnetzes beitragen.

Ziel des Projektes

Das Projekt SollceTes untersucht dabei, wie ein PV-Eis System mit intelligenter Steuerung effizient und kostengünstig Kühlenergie bereitstellen und Lastspitzen im Netz reduzieren kann. Der Ansatz verspricht eine nachhaltige Alternative zu herkömmlichen Batteriespeichern.

Das Ziel von SollceTES ist die Entwicklung eines **Advanced Energy Management Systems (AEMS)** basierend auf einer intelligenten Steuerung (**Model Predictive Control; MPC**) für PV-Eis-Systeme (Abb. 1). Es wird eine jährliche Kostenreduktion von 10 % im Vergleich zu regelbasierten Steuerung erwartet.

Zu den Hauptfragen des Projekts gehören:

- Welche Erkenntnisse ergeben sich aus dem Vergleich zwischen dem PV-Eis-System und aktuellen Kühlsystemen (Abb. 2)?
- Unter welchen Bedingungen ist die Eis-Speicherung wirtschaftlicher und nachhaltiger als eine elektrische Batterie?
- Wie kann ein **AEMS** auf Basis von **MPC** die Effizienz von Kältemaschinen verbessern und Betriebskosten senken?

Das Projekt zielt darauf ab, Optimierungsmodelle zu entwickeln, die in realen Anwendungen eingesetzt werden können, und den Nutzen von PV-Eis-Systemen im Vergleich zu PV-Batterien und herkömmlichen Klimaanlage zu quantifizieren. Zusätzlich wird das entwickelte **AEMS** für PV-Eis-Systeme für unterschiedliche Klimazonen angepasst und validiert.

Zwei Systeme im Vergleich

Im Projekt werden zwei Kühlsysteme verglichen: ein PV-Eis-System und ein Referenzsystem. Das PV-Eis-System (Abb. 3) nutzt eine Kombination aus direkter und indirekter Kältemaschine sowie einem Eisspeicher, um Kühlbedarf effizient zu decken und Lastspitzen zu puffern. Es besteht aus zwei hydraulischen Kreisläufen – einem Wasser- und einem Glykolkreislauf – sowie einer Steuerung, die den Eisspeicher bei niedrigen Stromkosten lädt und bei Bedarf entlädt.

Das Referenzsystem (Abb. 4) verwendet hingegen eine elektrische Batterie und einen Pufferspeicher anstelle des Eisspeichers und benötigt nur einen Wasserkreislauf.

Beide Systeme werden in TRNSYS-Simulationen mit regelbasierter Steuerung und später mit **MPC** untersucht. Ziel ist es, die Leistung, Effizienz und Wirtschaftlichkeit der beiden Ansätze zu vergleichen.

Nächste Schritte

- Definition der Randbedingungen und Kostendaten für Länder mit wärmeren Klimazonen, wie z.B. Spanien oder Indien.
- Implementierung des Eisspeichers und der Kompressionskältemaschine in ein lineares und ein nicht-lineares Optimierungsmodells.
- Weiterentwicklung des Co-Simulationsframeworks zwischen dem Optimierer und TRNSYS. Bestehendes TRNSYS-Modell für den Eisspeicher wird überarbeitet und an die Anforderungen der Co-Simulation angepasst.
- Fertigstellung der regelbasierten Steuerung für das PV-Eis-System.
- Simulation und Analyse der Ergebnisse anhand von zentraler Leistungskennzahlen (KPIs) wie der Energy Efficiency Ratio (EER), Kosten und Eigenversorgungsgrad.

Potenziale zur Energieeinsparung in temperaturgeführten Lieferketten durch Wärmepumpeneinsatz - Ein Anwendungsfall in der Käseherstellung

Seite 187



Pascal Vögeli & Pascal Kienast

ZHAW School of Engineering, Institut für Nachhaltige Entwicklung INE, Technoparkstrasse 2, 8401 Winterthur, Kontakt: voel@zhaw.ch

Projektbeschreibung

Ziel des Projekts war die Optimierung temperaturgesteuerter Lieferketten (TCSC) in der Schweizer Lebensmittelindustrie (Obst/Gemüse und Milch) unter ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten. Die Daten stammen von zwei realen Betrieben aus den Bereichen Obst-/Gemüseverarbeitung und der Milchverarbeitung.

Analyse & Ergebnisse

- Obst/Gemüse-Supply-Chain: Hauptemissionsquellen sind Transport (68 %) und Transportkühlung (25 %).
- Milchindustrie-Supply-Chain: 77 % der Emissionen entfallen auf die Produktion.
- Eine Massnahmenanalyse zeigte grosses Potenzial in Wärmerückgewinnung, PV-Nutzung und Lagerhäusern als „schaltbare Lasten“
- Massnahmen im Bereich Obst/Gemüse nicht kostendeckend umsetzbar, im **Bereich Milch kostendeckend**

Massnahmen im Bereich Milchverarbeitung

- Im engen Austausch mit einem Industriebetrieb aus der Milchverarbeitung wurden **zwei Massnahmen** erarbeitet
- Beide Massnahmen sind im thermischen Bereich und basieren auf dem **Ersatz von Gasheizungen durch Wärmepumpen**
- Die Massnahmen führen zusammen zu Emissionsminderungen von über **220 tCO₂-eq.** und Einsparungen im Energieverbrauch
- Die beiden Massnahmen sollen bereits im **Jahr 2025 umgesetzt** werden

Massnahme 1: Käsefertiger

Ausgangslage:

- 3 Käsefertiger mit je 18'000l Fassungsvermögen, 2 Batches à 5 Tage/Woche
- Erhitzung vom Inhalt innerhalb 1.5 h von 32°C auf 65°C mit Gas
- Jährlicher Energieverbrauch Gas: 965 MWh/a

Lösungsvorschlag:

- Hochtemperatur-Wärmepumpe** (HTWP), max. Leistung **720 kW**
- COP 4.2**, dT= 60°C, Tquelle: 20°C
- Jährl. Energieverbrauch elektrisch: 230 MWh/a
- Jährl. Energieeinsparung: **735MWh/a**
- Jährl. Reduktion CO₂-Emissionen: **165 tCO₂-eq./a** [1, 2]



Abbildung 1: Drei Käsefertiger mit einem Fassungsvermögen von jeweils 18.000 Litern

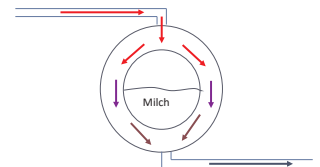


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines Käsefertigers: Das zu erwärmende Medium (hier: Milch) wird durch das erwärmende Medium (hier: Heisswasser) indirekt über die Umpulung der Behälterwand erhitzt.

Massnahme 2: Wärmeschaukel

Ausgangslage:

- Schichtspeicher mit 210 m³ Fassungsvermögen
- Schichtungen von 10°C bis 45°C
- Täglicher Wärmeverlust: ~1000 kWh, mit Gas zugeheizt
- Jährlicher Energieverbrauch Gas: 340 MWh/a

Lösungsvorschlag

- 2 Wärmepumpen à 10 kW**
 - COP 4.5**, dT= 31°C, Tquelle: 14°C
 - Jährl. Energieverbrauch elektrisch: 75 MWh/a
 - Jährl. Energieeinsparung: **265 MWh/a**
 - Jährl. Reduktion CO₂-Emissionen: **59 tCO₂-eq./a** [1, 2]
- Nutzung von Warm- und Kaltwasser führen voraussichtlich zu einem **COP von 7-8** durch den Wegfall zusätzlicher Kühlleistung.

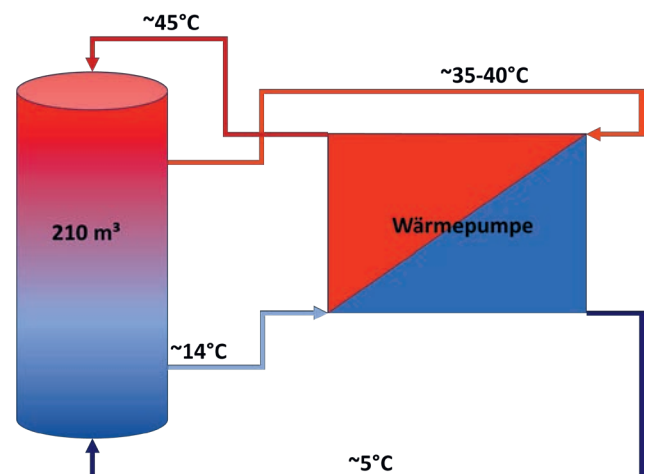


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Wärmeschaukel: Kaltes Wasser aus den unteren Schichten des Schichtspeichers wird über eine Wärmepumpe genutzt, um das warme Wasser aus den oberen Schichten weiter zu erhitzen. Dabei wird das kalte Wasser weiter abgekühlt und wie das erwärmte Wasser wieder in den Schichtspeicher zurückgeführt wird. Das kalte Wasser kann anschliessend für Kühlprozesse verwendet werden.

[1] CO₂-Emissionsfaktor Gas: 0.203kg/kWh; Gross, C. (2018). Faktenblatt CO₂-Emissionsfaktoren für die Berichterstattung der Kantone;
[2] CO₂-Emissionsfaktor Elektrizität: 0.128kg/kWh; Krebs, L. & Frischknecht, R. (2018). Umweltbilanz Strommix Schweiz 2019



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

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 und Referentinnen

Berichte

Dr. Marek Miara	Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE Heidenhofstrasse 2 D-79110 Freiburg marek.miara@ise.fraunhofer.de
Tomasz Gorecki	CSEM Rue Jaquet-Droz 1 2002 Neuchâtel tomasz.gorecki@csem.ch
Dr. Philipp Roos	Cowa Thermal Solutions AG Technopark Luzern, Platz 4 6039 Root D4 philipp.roos@cowa-ts.com
Prof. Dr. Carsten Wemhöner	OST - Ostschweizer Fachhochschule IET Institut für Energietechnik Oberseestrasse 10 8640 Rapperswil SG carsten.wemhoener@ost.ch
Robert Haberl	OST - Ostschweizer Fachhochschule SPF Institut für Solartechnik Oberseestrasse 10 8640 Rapperswil SG robert.haberl@ost.ch
Christoph Meier	OST - Ostschweizer Fachhochschule IET Institut für Energietechnik Oberseestrasse 10 8640 Rapperswil SG christoph.meier@ost.ch
Dr. Gianfranco Guidati	ETH Zürich Energy Science Center (ESC) Sonneggstrasse 28 8006 Zürich gianfranco.guidati@esc.ethz.ch
Dr. Pierre Christe	Bundesamt für Energie BFE Sektion Erneuerbare Energien 3003 Bern pierreguillaume.christe@bfe.admin.ch

News aus der Wärmepumpen-Forschung	31. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kältetechnik» 12. Juni 2025, Eventfabrik Bern	Seite 191
------------------------------------	---	-----------

Prof. Dr. David Zogg	Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW Hochschule für Technik und Umwelt Klosterzelgstrasse 2 5210 Windisch david.zogg@fhnw.ch
Dr. Xavier Daguenet	OST - Ostschweizer Fachhochschule SPF Institut für Solartechnik Oberseestrasse 10 8640 Rapperswil SG xavier.daguenet@ost.ch
Jonas Schönenberger	Frigo-Consulting AG Lerzenstrasse 8 Postfach 296 8953 Dietikon j.schoenenberger@frigoconsulting.ch
Dr. Leon P. M. Brendel	OST - Ostschweizer Fachhochschule IES Institut für Energiesysteme Werdenbergstrasse 4 9471 Buchs SG leon.brendel@ost.ch
Dr. Cordin Arpagaus	OST - Ostschweizer Fachhochschule IES Institut für Energiesysteme Werdenbergstrasse 4 9471 Buchs SG cordin.arpagaus@ost.ch

Poster

(Falls unter Berichte nicht schon genannt)

Mohammadreza Kolahi,	Université de Genève Institut des Sciences de l'Environnement (ISE) Bd Carl-Vogt 66 1205 Genève mohammadreza.kolahi@unige.ch
Urs Pachale	Empa Überlandstrasse 129 8600 Dübendorf urs.pachale@empa.ch
Roman Bolliger	INDP Habsburgerstrasse 3 6003 Luzern roman.bolliger@indp.ch
Dr. Navdeep Bhadbhade	Hochschule Luzern Technik & Architektur CC TEVT Technikumstrasse 21 6048 Horw navdeep.bhadbhade@hslu.ch
Dr. Alex Hobé	OST - Ostschweizer Fachhochschule SPF Institut für Solartechnik Oberseestrasse 10 8640 Rapperswil SG alex.hobe@ost.ch
Viola Rühlin	ZHAW School of Engineering INE Institute of Sustainable Development Technoparkstrasse 2 8400 Winterthur viola.ruehlin@zhaw.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

Dr. Elena-Lavinia Niederhäuser

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
3003 Bern
Tel. 058 463 71 67
elena-lavinia.niederhaeuser@bfe.admin.ch

Dr. Pierre Christe

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Erneuerbare Energien
3003 Bern
Tel. 058 464 58 25
pierreguillaume.christe@bfe.admin.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS (www.fws.ch)

Alexandra Märki
Geschäftsführerin

Informationsstelle Wärmepumpen
Steinerstrasse 37
3006 Bern

Claudia Müller
Leitung Informationsstelle

Tel. 031 350 40 65
claudia.mueller@fws.ch; alexandra.maerki@fws.ch

Centre d'information pour les pompes à chaleur
Route du Stand 11
1880 Bex
info@pac.ch

Associazione professionale svizzera delle pompe
di calore APP
c/o Associazione TicinoEnergia
Ca' bianca
Via San Giovanni 10
6500 Bellinzona
info@app-si.ch



Hoval

Endlich! Einfache Lösung für die Energiewende im Wohnbau

Hoval Belaria® pro (40,50) – die leise Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel

R290

Hoval | Verantwortung für Energie und Umwelt

Die Luft/Wasser-Wärmepumpen Belaria® pro (40,50) von Hoval bieten alles, was das Herzstück einer zukunftssicheren Lösung für den mehrgeschossigen Wohnbau benötigt: ein natürliches Kältemittel, hohe Vorlauftemperatur und einen leisen und kostengünstigen Betrieb.

QR-Code
scannen
und mehr
erfahren!

