

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpe und Solar – Komponenten-Entwicklung –
20 Jahre Wärmepumpen-Forschung am LENI-EPFL

Mittwoch, 27. Juni 2012 HTI Burgdorf



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



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpe und Solar – Komponenten-Entwicklung –
20 Jahre Wärmepumpen-Forschung am LENI-EPFL

Tagungsband zur
18. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kälte

27. Juni 2012
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2012

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

www.bfe.admin.ch

Bezugsort der Publikation: www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Unter dem Schwerpunkt «Wärmepumpe und Solar» berichten wir von interessanten Entwicklungen und erklären die Kombinationsmöglichkeiten von Wärmepumpen mit Solarthermie, aber auch mit Fotovoltaik. Ein zweiter Schwerpunkt ist wiederum der «Komponenten-Entwicklung» gewidmet. Die Arbeiten zur drehzahlgeregelten Wärmepumpe sind nun für L/W-Wärmepumpen abgeschlossen und auch bei der Frage der Warmwasser-Produktion in Mehrfamilienhäusern liegen nun interessante Ergebnisse vor. Wie sieht eine thermisch angetriebene Wärmepumpe mit Mikro-Turboverdichter und –expander aus? Ist eine halbtiefe Erdsonde oder ein Sondenfeld wirtschaftlich besser? Wie ist die Leistungsfähigkeit der Wärmepumpen in der CH im Vergleich zu den im Ausland installierten Wärmepumpen? Welche Kältemittel werden zukünftig eingesetzt? Alles Fragen, auf die Sie an der Tagung eine Antwort bekommen werden! In diesem Jahr wollen wir Ihnen aber auch in einem Rückblick die Forschungsaktivitäten des LENI (Laboratoire d'Énergétique Industrielle) der EPFL präsentieren und gleichzeitig die eindrucklichen Beiträge zur Weiterentwicklung der Wärmepumpe in der Berufskarriere von Prof. Dr. Daniel Favrat würdigen.

Die Präsentation von Forschungs- und Entwicklungsvorhaben wird aber nicht nur für Forschende von Interesse sein, sondern wir möchten auch Hersteller, Planer und Installateure ansprechen. Sie erhalten wertvolle Impulse für ihre jeweiligen Anwendungsgebiete, andererseits freuen wir uns, wenn Sie in den Diskussionen auch ihre Meinung und ihre Erfahrungen einbringen.

Prof. Dr. Thomas Kopp

Programmleiter Forschung + Entwicklung

Andreas Eckmanns

Bereichsleiter Forschung

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

Avec l'accent sur les « pompes à chaleur et le solaire » nous vous présenterons des développements intéressants. Nous vous montrerons les combinaisons possibles entre des pompes à chaleur et du solaire thermique, mais aussi avec du photovoltaïque. Le deuxième point fort sera à nouveau le développement des composants pour les pompes à chaleur. Le travail sur les compresseurs à vitesses variables est maintenant terminé pour les pompes à chaleur air et eau. Nous vous présenterons aussi d'autres exemples intéressants concernant la production d'eau chaude pour des bâtiments collectifs. A quoi ressemble une pompe à chaleur alimentée par un compresseur à micro-turbines ? Est-ce qu'une sonde géothermique profonde ou un champ de sondes économiquement meilleur ? Quelle est l'efficacité des pompes à chaleur suisses en comparaison internationale ? Quels fluides frigorigènes seront utilisés à l'avenir ? Autant de questions auxquelles vous obtiendrez des réponses lors de ce séminaire. Cette année, nous jeterons également un œil en arrière et vous présenterons les activités de recherche du Laboratoire d'Energétique Industrielle de l'EPFL. Monsieur le Dr Daniel Favrat a apporté des contributions remarquables au monde des pompes à chaleur à travers sa carrière professionnelle et nous nous réjouissons de nous y arrêter un instant.

La présentation des projets de recherche et développement n'est pas seulement pour les chercheurs, mais nous souhaitons qu'elle réponde aussi aux besoins et aux attentes des fabricants, des planificateurs et des installateurs. Vous obtiendrez ainsi des précieuses impulsions dans vos domaines d'applications respectifs. De plus vous aurez l'occasion de participer aux discussions en y apportant vos expériences et vos opinions.

Prof. Dr. Thomas Kopp

Responsable de programme de recherche et développement

Andreas Eckmanns

Responsable recherche

Tagungs-Moderation

Thomas Kopp

Prof., Dr.sc.techn. ETHZ, dipl. Masch.Ing. ETHZ
Programmleiter des BFE-Forschungsprogramms Wärmepumpen
und Kälte
Professor für Thermodynamik und Energietechnik
Hochschule für Technik Rapperswil HSR
CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch

Referenten

Marc Muller

dipl. Ing. FH
Sektion Erneuerbare Energien
Bundesamt für Energie BFE
CH-3003 Bern
marc.muller@bfe.admin.ch

Lukas Gasser

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

Stefan Bertsch

Prof. Ph. D.
NTB Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
stefan.bertsch@ntb.ch

Massimiliano Capezzali

Ph. D.
EPFL - ENERGY CENTER
BAC 104, Station 5
CH-1015 Lausanne
massimiliano.capezzali@epfl.ch

Jürg Liechti

Dr. sc.nat.
Neosys AG
Privatstrasse 10
CH-4563 Gerlafingen
juerg.liechti@neosys.ch

Daniel Favrat

Prof., Dr. Ing. dipl. EPF
Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI)
EPFL
ME A2 434, Station 9
CH-1015 Lausanne
daniel.favrat@epfl.ch

Thomas Afjei

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

Peter Kurmann

MSc Maschinentechnik
Fachhochschule für Technik und Architektur Freiburg
Boulevard de Pérolles
CH-1705 Freiburg
peter.kurmann@hefr.ch

Stéphanie Perret

Ing. dipl. ENSIC en génie chimique, MSC Chalmers
Planair SA, Ingénieurs conseils SIA
Crêt 108a
CH-2314 La Sagne
stephanie.perret@planair.ch

Jonathan Demierre

Dr. Ing. dipl. EPF
Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI)
EPFL
ME A2 434, Station 9
CH-1015 Lausanne
jonathan.demierre@epfl.ch

Fabrice Rognon

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

Inhaltsverzeichnis

Nouvelle stratégie énergétique de la confédération, quelle influence sur les PAC?	9
Marc Muller	
Effiziente Heizsysteme mit leistungsgeregelten Luft/Wasserwärmepumpen	16
Lukas Gasser	
Optimierte Warmwasser-Produktion mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus	31
Stefan Bertsch	
MEU – Instrument innovant de planification et de management de systèmes énergétiques en zones urbaines	43
Massimiliano Capezzali	
Aktuelle Situation Kältemittel – Facts und Ausblick	53
Jürg Liechti	
20 ans de contribution du LENI-EPFL à la recherche sur les pompes à chaleur	60
Daniel Favrat	
Wärmepumpe und Solarthermie – Kurzberichte zu den Projekten SOFOWA und EFKOS	76
Thomas Afjei	
Einsparpotential der Einbindung eines 28m³- Wasserspeichers in die Beheizung und die WW-Versorgung eines EFH mit WP und Solarthermik	88
Peter Kurmann	
Performances in situ de pompes à chaleur – Meilleures exemples suisses et européens	103
Stéphanie Perret	
Pompe à chaleur tritherme à double cycle de Rankine et groupe turbine-compresseur sans huile	114
Jonathan Demierre	
Ein Gebäude – eine Bohrung? Stand der Technik und Kostenziel für die Umsetzung	129
Fabrice Rognon	
Abkürzungsverzeichnis	139
Nützliche Adressen	140

Marc Muller
dipl. Ing. FH
Sektion Erneuerbare Energien
Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
marc.muller@bfe.admin.ch
www.bfe.admin.ch

Nouvelle stratégie énergétique de la confédération, quelle influence sur les PAC ?

Commentaire

Pompes à chaleur, d'un producteur de chaleur efficace vers un consommateur intégré à un réseau intelligent.

Résumé

A travers sa nouvelle politique énergétique, la confédération pose les bases d'un nouveau système de production et de consommation d'énergie. La réduction de la demande, la décentralisation des producteurs et le recours accru aux énergies renouvelables sont les objectifs principaux.

Aujourd'hui déjà, mais demain plus encore, la chaleur et l'électricité ne sont plus des domaines séparés, mais des vases communicants au niveau énergétique et financier. Les nouvelles technologies produisent électricité et chaleur ou consomment de l'électricité pour produire de la chaleur. De même, les outils de régulation étatiques pénalisent la consommation d'électricité et d'énergie fossile pour financer l'efficacité énergétique et les énergies renouvelables. Dans le transport, l'industrie et le bâtiment, chaleur et électricité deviennent un thème commun. Le domaine du bâtiment est au cœur des discussions car il permet des réductions de consommation importantes sans atteintes à la qualité de vie, ni aux libertés individuelles ou d'entreprises.

Dans ce contexte, les pompes à chaleur deviennent un pilier important de la production de chaleur décentralisée, mais devront, en raison de leur consommation d'électricité évoluer vers une intégration plus large au système énergétique global. La production d'électricité renouvelable générera des défis importants dans la stabilisation du réseau que les pompes à chaleur, par une gestion intelligente, pourraient atténuer.

Article

Un peu plus d'une année après la décision du conseil fédéral de donner une nouvelle orientation énergétique à la Suisse, les grandes lignes de la politique énergétique fédérale 2050 ont été dévoilées. Pour inscrire ce nouvel élan dans les lois, plusieurs épreuves du feu devront encore être franchies avec les consultations internes et externes à l'office fédéral de l'énergie (OFEN), puis la validation par le parlement. Après cela, une votation populaire par le biais d'un référendum facultatif est toujours envisageable. Dans le meilleur des cas, les nouvelles lois entreront en force au 1^{er} janvier 2015. Si cette politique est encore phase de maturation, des éléments ressortent clairement.

Premièrement, il est bon de rappeler que cette politique se limite aux domaines de compétences de la confédération (électricité et transport), mais se prépare en collaboration avec les cantons, eux-mêmes compétents pour le domaine de la chaleur et du bâtiment. Avec l'évolution de la technique, de plus en plus de liens se tissent entre ces différents domaines. Les pompes-à-chaleur consomment de l'électricité et produisent de la chaleur, les couplages chaleur-force produisent chaleur et électricité, les véhicules électriques et plug-in hybrides consomment de l'électricité, etc...

Conformément au dicton que le kWh le moins cher est celui qui n'est pas consommé, la première priorité de cette politique 2050 sera l'économie d'énergie. Plusieurs outils déjà existants seront renforcés, accompagnés de nouveaux moyens de régulation. Ceux-ci orienteront progressivement le marché, les industries et les consommateurs vers l'efficacité énergétique.

Respect des objectifs climatiques

Deuxièmement, la nouvelle stratégie énergétique s'appuie indubitablement sur le respect des objectifs climatiques de la Suisse et des autres principes environnementaux. D'ici 2020, les émissions de gaz à effet de serre devront être impérativement réduites de 20% par rapport à 1990. Ces émissions peuvent être divisées grossièrement en trois groupes : transport, industrie et bâtiment. Le premier domaine touche très rapidement aux libertés individuelles et reflète une grande sensibilité populaire et politique. Il n'est pas impossible de légiférer dans ce domaine, même si cela est relativement difficile. Concernant l'industrie, l'augmentation des coûts de l'énergie implique parallèlement une augmentation des coûts de production et une diminution de la compétitivité. Pour les entreprises à forte densité énergétique, le risque de délocalisation et de perte d'emplois est réel si les règles suisses sont trop lourdes par rapport aux autres pays. Il est donc important que la politique énergétique soit adaptée pour ces consommateurs. Ainsi, seul le dernier domaine, le bâtiment, permet de diminuer fortement les émissions de CO₂ et la consommation énergétique par des mesures exclusivement techniques, à des prix raisonnables et sans atteintes aux libertés fondamentales.

La compensation du CO₂ générera des investissements importants

A partir du 1^{er} janvier 2013, les importateurs de carburants devront compenser partiellement les émissions de CO₂ du trafic. La part à compenser en Suisse et à l'étranger augmentera progressivement avec les années. 1% des émissions actuelles représente 180'000 tonnes de CO₂ à compenser en Suisse, soit l'équivalent d'environ 20'000 villas moyennes chauffées au mazout. La construction de couplages chaleur-force et d'éventuels centrales à gaz seront soumises à une compensation intégrales des émissions et générera une demande en réductions de CO₂ de plusieurs millions de tonnes par an. Pour des raisons de méthodologie et de monitoring, ces réductions ne peuvent être – à quelques exceptions près - effectuées que dans les domaines de la production de chaleur et de l'efficacité énergétique, donc pour la plupart dans le domaine du bâtiment.

La taxe CO₂ jouera également un rôle prépondérant dans la rentabilité des projets à faibles émissions de gaz à effet de serre. Cette taxe augmentera de 36 à 60 CHF la tonne d'ici 2016 (et peut-être à 120 CHF la tonne d'ici 2020). En augmentant la tonne de CO₂ à 60 Frs, le prix du mazout et donc des coûts énergétiques augmentent de 8% (120 Frs la tonne = 23% d'augmentation). Cet outils combiné au programme bâtiment et aux mécanismes de compensation de CO₂ permettront de générer des investissements supplémentaires dans l'isolation des bâtiments, la création de chauffage à distance, l'installation massive des pompes-à-chaleur, etc... Dans ces conditions, l'OFEN estime que la demande en chaleur diminuera de 30% d'ici 2050, malgré une augmentation des volumes chauffés.

Une électricité plus renouvelable et plus décentralisée

Parallèlement au domaine de la chaleur, la nouvelle politique énergétique dans le domaine électrique se base sur un scénario en quatre étapes, par ordre de priorité :

- 1) Amélioration de l'efficacité énergétique
- 2) Développement des énergies renouvelables
- 3) Développement des couplages chaleur-force
- 4) Et en dernier recourt construction d'une ou plusieurs centrales à gaz.

L'offre d'électricité se diversifiera par un soutien accru à la production d'électricité à partir des « nouvelles » énergies renouvelables. Cela impliquera la décentralisation des moyens de production et rendra les distributeurs d'électricité de plus en plus impliqués dans ces changements. Les gros producteurs centralisés risquent de voir leurs marchés se contracter au profit de milliers de petits producteurs individuels. Les distributeurs d'électricité devront gérer ces petits producteurs, ainsi que les flux d'énergie non plus unilatéralement (du producteur vers les consommateurs), mais selon des logiques de plus en plus complexes.

Parmi ces producteurs décentralisés, deux catégories peuvent être déterminées. Les installations de taille moyenne (quelques centaines de kW à quelques MW) qui permettent d'exploiter des technologies complexes aux prix du marché et les installations de petite taille (quelques kW) soutenues par des subventions. La première catégorie inclut la production éolienne, la géothermie profonde et les couplages chaleur-force alimentés à partir de biomasse, de déchets ménagers ou de gaz naturel. Comme c'est déjà le cas aujourd'hui pour les incinérateurs de déchets, certaines de ces installations produisent aussi de la chaleur. Celle-ci est valorisée en alimentant des industries et des réseaux de chauffage à distance. L'OFEN différencie les lieux à haute densité énergétique (villes, quartiers ou industrie) des lieux totalement décentralisés (habitat individuel). Les lieux à haute densité énergétique sont idéaux pour recevoir la chaleur des producteurs cités ci-dessus. Ceux-ci représentent un potentiel de 23-30 TWh/an de chaleur, soit 35-50% du besoin en chaleur en 2050. Tous les autres lieux à faible densité énergétique devraient consommer de la chaleur produite exclusivement à partir d'agents renouvelables, soit la biomasse, le solaire thermique ou partiellement renouvelables avec les pompes-à-chaleur. Le potentiel de biomasse étant limité en Suisse, les pompes-à-chaleur peuvent être considérées comme le plus gros producteur potentiel de chaleur en zones décentralisées.

Un nouveau modèle énergétique pour la production d'électricité

Conformément aux priorités énoncées au paragraphe ci-dessus, l'électricité alimentant les compresseurs des PAC sera de plus en plus produite à partir d'énergies renouvelables. On peut considérer que ces « nouvelles » énergies renouvelables suivront trois phases dans leur développement : énergies marginales, énergies perturbatrices puis mise un place d'un nouveau modèle énergétique conçu autour des énergies renouvelables. Actuellement, la production électrique de ces énergies en Suisse est si faible qu'elle n'impacte pas du tout le fonctionnement du marché électrique. Au contraire, l'Allemagne qui dispose de puissances installées en photovoltaïque et éolien largement supérieures aux nôtres est déjà entré dans la phase où l'on peut considérer les énergies renouvelables comme perturbatrices. Cela signifie que les jours avec du vent et du soleil, ces énergies couvrent temporairement l'entier de la demande. En conséquence la production fossile et nucléaire doit être presque totalement arrêtée pour quelques heures. Lorsque le soleil se couche ou que le vent chute, des puissances fossiles de dizaines de GW doivent être enclenchées brusquement, générant des émissions de CO₂ importantes. L'arrêt des grosses centrales n'étant techniquement pas toujours faisable, les prix sur le marché électrique diminuent voir tombe à zéro.

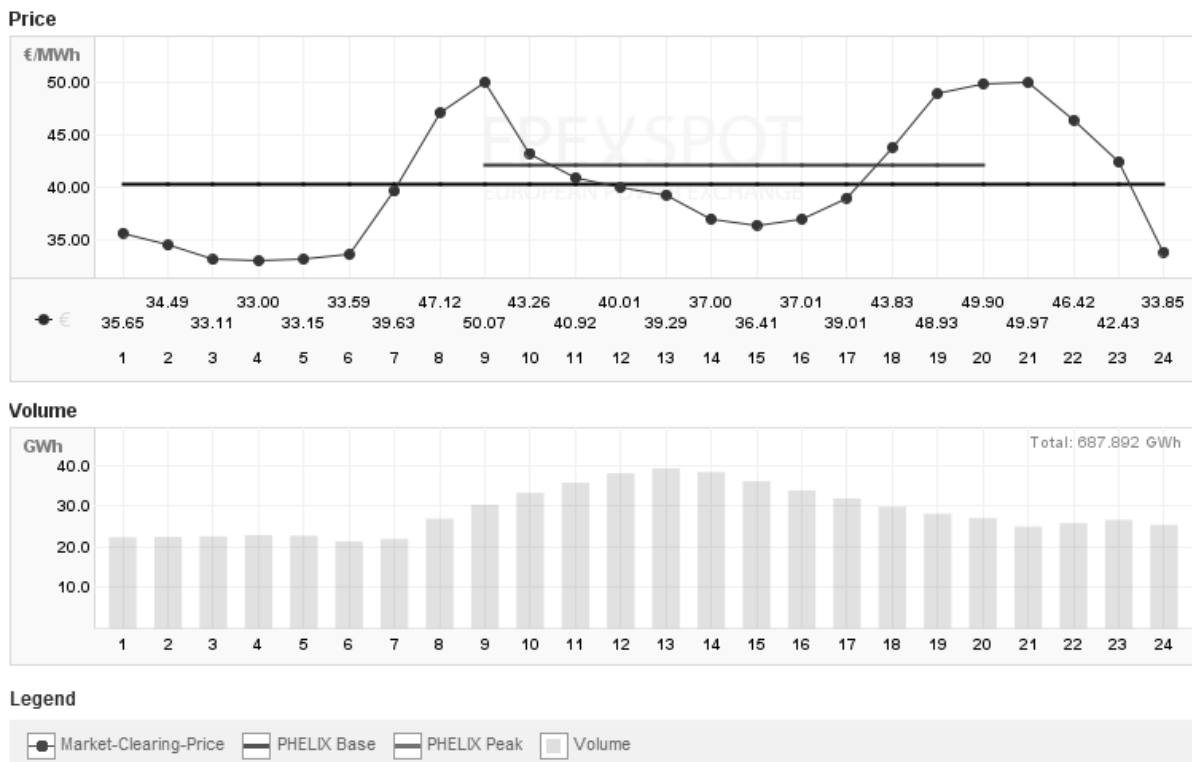


Figure 1 : Prix de l'électricité au 10 mai 2012 sur le marché Allemand/Autrichien PHELIX, source : www.eex.com. Alors que la quantité d'électricité échangée est à son maximum à 13h, le prix est particulièrement faible. A l'arrivée du soleil vers 9h le prix chute, puis remonte lorsque le soleil se couche.

A l'avenir, l'électricité n'aura pas forcément un prix plus élevé, mais plus irrégulier. Par ailleurs, des pointes spéculatives pourraient atteindre des niveaux irréalistes par risque ou peur de pénuries. L'électricité consommée aura par ailleurs un impact écologique variant d'heures en heures, les moyennes annuelles ne signifiant plus grand-chose.

La Suisse, grâce à ses barrages, est souvent appelée de façon exagérée « la batterie de l'Europe ». Avec les importants projets de pompage-turbinage en cours de réalisation, la puissance de pompage-turbinage sera de l'ordre de 3 GW en 2016, alors que la puissance solaire prévue dans la nouvelle politique énergétique sera de l'ordre de 10GW et la puissance éolienne 4 GW d'ici à 2050. Le parlement reste libre de soutenir d'autres initiatives telles que celle de Swissolar qui réclame 12GW photovoltaïques pour 2025. Dans tous les cas, à moyen ou à long terme, il s'avérera nécessaire de gérer 10-15 GW de production aléatoire, celle-ci n'étant prévisible au maximum que cinq jours à l'avance. Il s'agit donc bien d'un nouveau modèle énergétique. Le postulat actuel qui considère la demande comme inflexible et contraint la production à s'adapter par des mesures purement techniques devra tomber. Des mesures économiques (tarification entre autre) et vraisemblablement également sociétales seront nécessaires pour absorber ces puissances gigantesques et réguler le réseau.

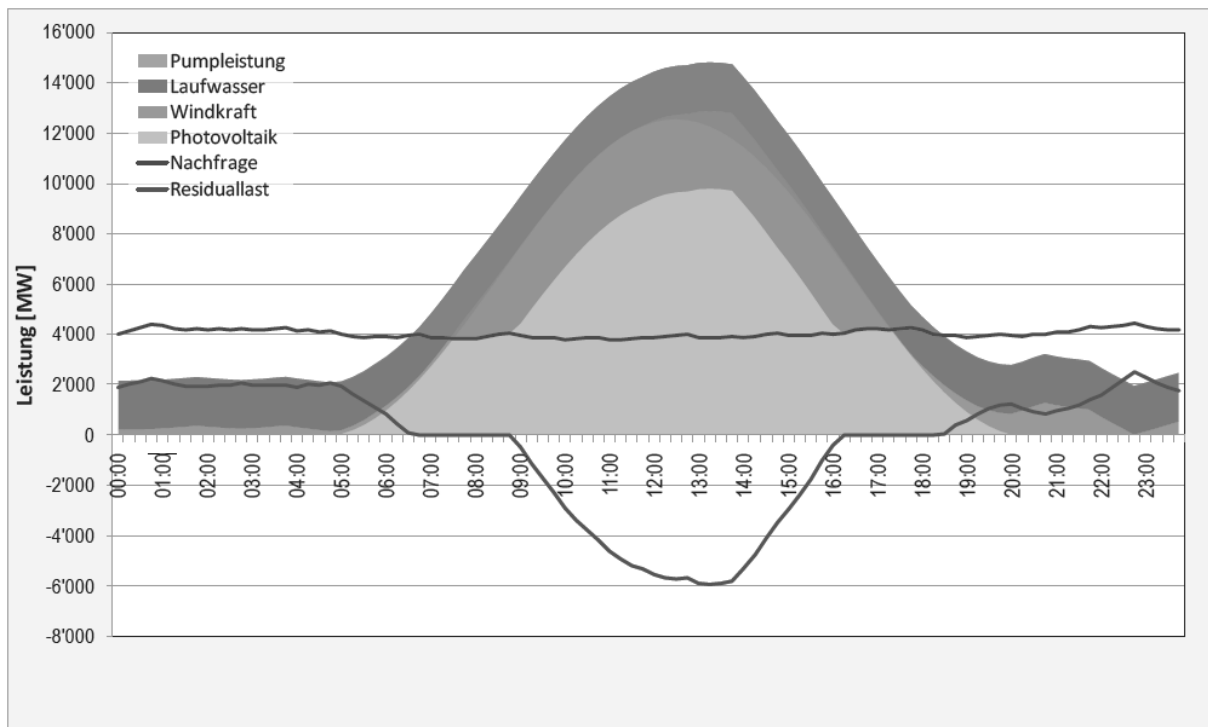


Figure 2 : *Pronostique de production des énergies renouvelables en été réalisé par VSE. Le scénario retient des productions plus optimistes que la nouvelle stratégie énergétique (15 GW photovoltaïques, 5 GW éoliens, 3,2 GW hydrauliques au fil de l'eau, 5 GW de pompage-turbinage).*

Les processus industriels et les appareils ménagers pourraient, en été par exemple comme le montre la figure ci-dessous, être enclenchés en priorité entre 10h et 14h lorsque les quantités d'électricité produites dépassent les quantités consommées. Dans cette perspective, il est nécessaire de s'arrêter un instant sur l'impact des pompes à chaleur sur le réseau électrique. L'installation de 400'000 PAC de 5kW_{el} représenterait une puissance totale de 2GW_{el}. Ces machines ont l'immense avantage de bénéficier pour la plupart de chauffe-eaux et souvent également de petits accumulateurs thermiques. Il sera primordial dans un futur pas si lointain que ces machines démarrent prioritairement lorsque le soleil brille et que le vent souffle. Conformément au graphique ci-dessus (figure 2), il serait contreproductif de démarrer des centrales à gaz à quatre heures du matin pour alimenter des pompes-à-chaleur !

Une nouveau mode opératoire pour les PAC ?

En poussant la réflexion un peu plus loin, il ne serait pas illogique d'affirmer le principe suivant : lorsque le vent souffle et que le soleil brille, il est préférable que des PAC produisent de la chaleur à 70°C avec un COP de 2 et l'accumulent, plutôt que de fonctionner quatre heures plus tard avec un COP de 4 lorsque les centrales à gaz tournent et émettent du CO₂. De plus, aux heures où les éoliennes allemandes produisent, les distributeurs peuvent acheter l'électricité très bon marché, voir même à un prix nul.

Même si les PAC apparaissent aujourd'hui comme des appareils à la consommation électrique relativement faible, cela changera avec les années. Leur capacité à stocker l'énergie à court terme et à décaler leur démarrage de quelques heures devrait en faire des consommateurs de choix. En complément à d'autres mesures, elles pourraient devenir une partie de la solution en matière de régulation du réseau. De nombreux distributeurs d'électricité ont déjà fait un pas dans cette direction avec la possibilité de couper les PAC aux heures de pointes. Toutefois, il serait intéressant d'implanter un système plus dynamique permettant également d'enclencher les machines en période creuse (haute offre en renouvelable). Ce service rendu aux distributeurs d'électricité pourrait se monnayer en offrant des structures tarifaires nouvelles aux opérateurs de PAC.

Si cette démarche venait à se développer, il serait intéressant que les installations soient conçues différemment. Les PAC et les accumulateurs devraient être dimensionnés légèrement plus grands pour pouvoir accumuler le besoin en chaleur journalier uniquement en profitant des heures où l'offre en électricité renouvelable est élevée. Les PAC ne seraient alors plus pilotées par le besoin en chaleur immédiat, mais par la somme du besoin en chaleur sur 24 heures et de la disponibilité en électricité «verte». Les installations ne seraient plus contrôlées par des sondes thermiques, mais par des smartgrid et opérées par le distributeur d'électricité. Cette vision reflète peut-être un certain idéalisme, mais ne semble pourtant pas si éloignée que cela. La nouvelle politique énergétique, grâce à ses mesures indirectes renforcées (taxe CO₂, programme bâtiment, compensation CO₂), élargira nettement le marché des pompes-à-chaleur. L'installation massive de ces machines en feront l'un des plus gros consommateurs d'électricité en hivers tandis que la production électrique deviendra de plus en plus aléatoire. Avec une gestion dynamique des pompes à chaleur, le système énergétique global de la Suisse deviendrait nettement plus performant. Ce serait un pas parmi d'autres dans l'atteinte des objectifs climatiques et énergétiques suisses tout en évitant de devoir utiliser des mesures trop contraignantes dans l'industrie ou les transport.

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

Effiziente Heizsysteme mit leistungsgeregelten Luft/Wasserwärmepumpen

Zusammenfassung

Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) sind heute ein weit verbreitetes System zur Bereitstellung von Heizenergie. Eine wichtige Voraussetzung für eine noch stärkere Verbreitung von L/W-WP liegt in der Steigerung ihrer Effizienz. Umfassende Analysen belegen die Tatsache, dass L/W-WP ein noch grosses Potenzial zur Einsparung von Primärenergie haben. Zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung muss die erzeugte Heizleistung mittels einer geeigneten Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Dieser Beitrag präsentiert allgemeingültige Auslegung- und Planungsgrundlagen für die Realisierung effizienter und wirtschaftlicher L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung. Die Resultate der durchgeführten Untersuchungen bestätigen das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP eindrucklich. Infolge der Leistungsregelung kann die Jahresarbeitszahl gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung um rund 10% bis 70% verbessert werden. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung derart effizienter L/W-WP ist der Einsatz von Kompressoren und Ventilatoren mit geeignetem Teillastverhalten sowie die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie.

Abstract

The popularity of air/water heat pumps (A/W-HPs) has continually increased since they require comparatively low investments, are easy to install and reliable in their operation. However, one of the most important prerequisites for their increasing distribution is a distinctive increase of their efficiency. Theoretical and experimental analyses indicate that the exergetic efficiency of common A/W-HPs operating in an on/off control mode becomes smaller as the ambient temperature increases. A substantial increase in efficiency requires the adaption of the generated heating capacity to the required one using an appropriate continuous capacity control of the compressor and the fan. In this contribution, universally

valid design and planning criteria for the realisation of efficient and economic A/W-HPs with continuous capacity control are presented. The optimal control strategy and the achievable efficiency strongly depend upon the part load characteristics of the compressor and the fan. Experiments with a prototype confirm the great potential of such capacity control. The seasonal performance factor (SPF) can be increased by approximately 10% to 70% compared to on/off operation.

Einleitung

Ausgangslage

Das Interesse an Wärmepumpen ist allgemein gross und dürfte in Zukunft je nach Entwicklungen in der Energiepolitik und der Energiepreise weiter zunehmen oder zumindest konstant hoch bleiben. Im Jahr 2010 wurden in der Schweiz rund 20'000 Wärmepumpen verkauft. Der Anteil der Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP), welche die Umgebungsluft als Energiequelle nutzen, lag dabei im Jahr 2010 im Bereich von rund 59% (Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, www.fws.ch). Eine wichtige Voraussetzung für die stärkere Verbreitung von L/W-WP liegt in der markanten Steigerung ihrer Effizienz. Auch im Hinblick auf eine nachhaltige Entwicklung ist ihre Effizienzsteigerung von grossem Interesse.

Die an der Hochschule Luzern – Technik & Architektur (HSLU T&A) durchgeführten BFE-Forschungsprojekte LOREF [1] (Luftkühler-Optimierung durch Reduktion von Eis und Frost) und WEXA [2] (Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen) belegen die Tatsache, dass L/W-WP ein noch grosses Potenzial für Effizienzsteigerungen aufweisen. Insbesondere die Fortschritte in der Kompressor-, Inverter- und Ventilator-technik eröffnen neue Möglichkeiten für die Prozessführung und ermöglichen damit markante Effizienzsteigerungen von Wärmepumpen. Dabei bieten sich insbesondere zwei Massnahmen an, mit welchen die Effizienz künftiger L/W-WP erheblich verbessert werden kann: Einerseits die kontinuierliche Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator und andererseits die konsequente Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf.

Ziele und Vorgehen

Hauptziel des BFE-Forschungsprojektes „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [3] ist die Erarbeitung allgemeingültiger Auslegungs- und Planungsgrundlagen für die Realisierung effizienter, betriebssicherer und wirtschaftlicher L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung für den Einsatz in Ein- und Mehrfamilienhäuser. Mittels Simulationen und Experimenten wurde eine Regelung konzipiert und entwickelt, welche in Abhängigkeit des Umgebungszustandes und des Heizbedarfs des Gebäudes sowohl den Kompressor als auch den Ventilator regelt, so dass die Effizienz der L/W-WP stets maximal ist. Zur Bestätigung des Potenzials sowie zur Überprüfung der

entwickelten Regelung wurde ein Prototyp einer kontinuierlich leistungsgeregelten L/W-WP entwickelt, aufgebaut und einer umfangreichen Messreihe unterzogen.

Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung von L/W-WP

Ungünstige Betriebscharakteristik von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung

Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die vom Gebäude erforderliche Heizleistung ab. Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl betrieben wird, gerade konträr. Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur, umso höher ist die erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur (Bild 1). Dieses Verhalten führt dazu, dass solche L/W-WP im Taktbetrieb arbeiten (Ein/Aus-Regelung). Dies hat zur Folge, dass mit steigender Umgebungstemperatur die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator ansteigen, eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur entsteht und der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt. Dies führt zu schlechten Teillast-Wirkungsgraden und tiefen Jahresarbeitszahlen.

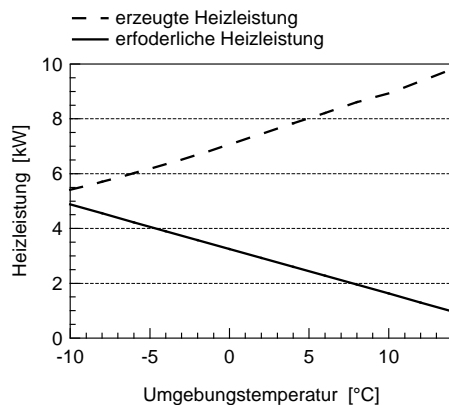


Bild 1: Erzeugte und erforderliche Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur (aus Simulationen [2])

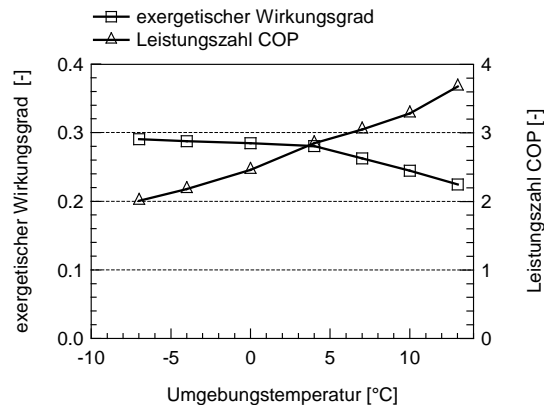


Bild 2: Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur (aus Messungen [2])

Ursache für das schlechte Teillastverhalten und die daraus resultierende mässig gute Effizienz von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die ungünstige Betriebscharakteristik, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit zunehmender Umgebungstemperatur steigt die Leistungszahl solcher Anlagen zwar an – im Gegensatz dazu nimmt der exergetische Wirkungsgrad jedoch ab (Bild 2). Die Thermodynamik des Heizens würde dagegen einen Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades erlauben.

Zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung muss deshalb die Regelstrategie des Heizsystems und im Speziellen der Wärmepumpe geändert werden. Durch die kontinuierliche

Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung können die Leistungszahl und die Jahresarbeitszahl gegenüber der Ein/Aus-Regelung markant verbessert werden.

Kontinuierliche Leistungsregelung – Schlüssel zur Effizienzsteigerung

Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Teillast mit steigender Umgebungstemperatur abnehmen statt zunehmen, muss die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und -temperatur vermieden werden (Bild 1). Die Konsequenz daraus ist, dass die L/W-WP nicht im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) arbeitet, sondern kontinuierlich in Betrieb ist (kontinuierliche Leistungsregelung) – ausser für notwendige Abtauprozesse. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden, z.B. mittels Drehzahlregelung des Kompressors.

Das theoretische Potenzial der kontinuierlichen Leistungsregelung von L/W-WP wurde im BFE-Forschungsprojekt WEXA [2] detailliert untersucht. Die Untersuchungen zeigen, dass die Jahresarbeitszahl mit der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung ungefähr verdoppelt werden kann (ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste). Ein weiterer Vorteil der kontinuierlichen Leistungsregelung ist, dass die Eis- und Frostbildung massgeblich reduziert werden kann und diese erst bei tieferen Umgebungstemperaturen einsetzt, was sich ebenfalls positiv auf die resultierenden Jahresarbeitszahlen auswirkt.

Optimale Regelung von L/W-WP mit Leistungsregelung

Bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung haben die Teillast-Wirkungsgrade des Ventilators und des Kompressors einen grossen Einfluss auf die Effizienz. Insbesondere der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors hat neben dem Einfluss auf die Effizienz einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung der L/W-WP. Nachfolgend wird aufgezeigt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors auf die erreichbare Effizienz auswirkt bzw. ob ein Kompressor mit einem gegebenen Teillastverhalten überhaupt für die Verwendung in kontinuierlich leistungsgeregelten L/W-WP geeignet ist. Weiter wird dargestellt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad auf die optimale Regelung auswirkt bzw. wie die optimalen Einstellungen des Kompressors im Teillastbetrieb der Wärmepumpe ermittelt werden können. Dabei werden zwei grundlegende Regelstrategien der Wärmepumpe berücksichtigt: Die alleinige Leistungsregelung des Kompressors sowie die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator.

In einem ersten Schritt wird unabhängig von der angewendeten Regelstrategie der Einfluss des Teillast-Wirkungsgrades des Kompressors auf die Effizienz der L/W-WP und die optimale Regelung diskutiert. Für eine einfachere Interpretation wird die Ventilatorleistung bei den in den drei nachfolgenden Abschnitten ausgewiesenen Leistungszahlen nicht

berücksichtigt. Der Teillast-Wirkungsgrad ist hier als das Verhältnis zwischen dem Gesamtwirkungsgrad bei jeweiligem Teillastverhältnis und dem Gesamtwirkungsgrad bei Volllast bzw. dem Gesamtwirkungsgrad beim Teillastverhältnis mit maximaler Effizienz definiert.

Voraussetzungen an regelbare Kompressoren für L/W-WP

Aufgrund des markanten Einflusses auf die erreichbare Effizienz muss ein Kompressor bezüglich des Teillastverhaltens bestimmte Voraussetzungen erfüllen, damit sich die Verwendung eines jeweiligen Kompressors in leistungsgeregelten L/W-WP überhaupt lohnt, d.h. nicht jeder Kompressor ist für den Einsatz in leistungsgeregelten L/W-WP geeignet.

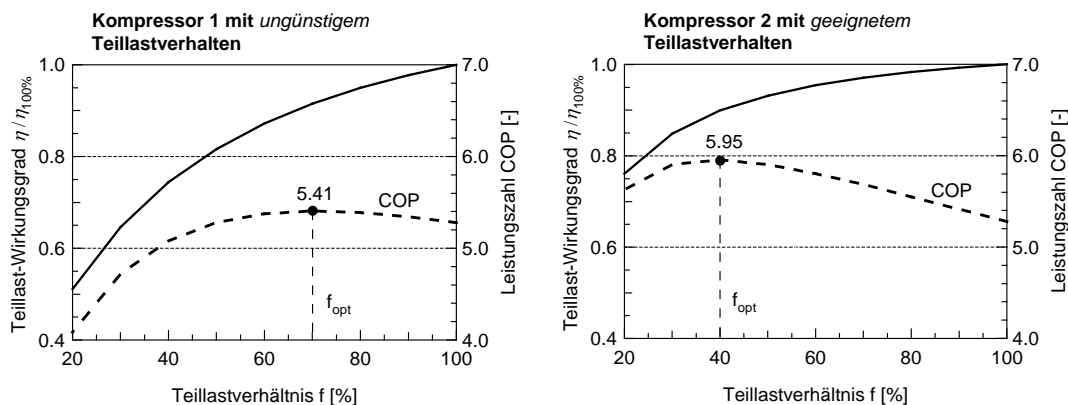


Bild 3: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades und der Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) in Funktion des Teillastverhältnisses eines Kompressors mit ungünstigem (links) sowie mit geeignetem (rechts) Teillastverhalten aus Simulationen für 6°C Umgebungstemperatur und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Bild 3 zeigt die beispielhaften Verläufe der Teillast-Wirkungsgrade eines regelbaren Kompressors mit „ungünstigem“ bzw. „günstigem“ Teillastverhalten. Es handelt sich hierbei um virtuelle, aber realistische Beispiele des Teillastverhaltens. Im Gegensatz zur Reduktion der Heizleistung ist die resultierende Effizienzsteigerung stark abhängig vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades. Kompressor 1 ermöglicht infolge der Reduktion des Teillastverhältnisses nur einen leichten Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.41 bei einem Teillastverhältnis von 70% (Bild 3 links). Demgegenüber ermöglicht Kompressor 2 einen Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.95 bei einem Teillastverhältnis von 40% (Bild 3 rechts).

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter L/W-WP mit Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressoren mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich. Dies gilt es bei der Auswahl des Kompressors zwingend zu berücksichtigen.

Einfluss des Teillast-Wirkungsgrades auf die optimale Regelung

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

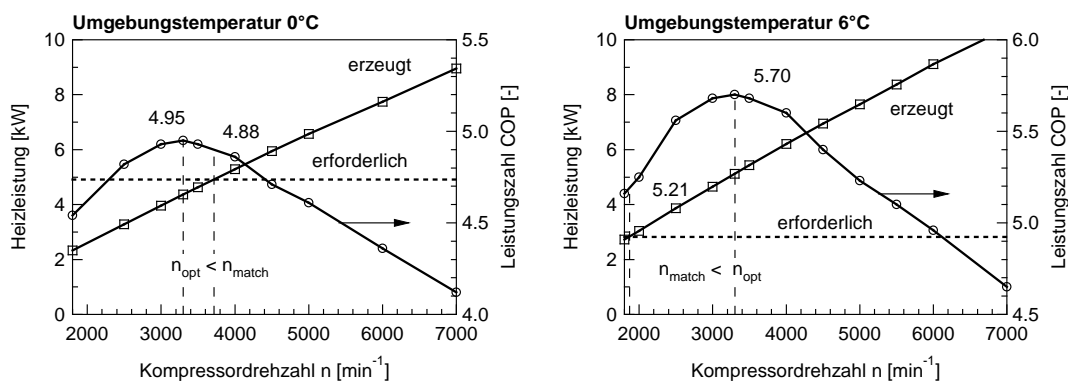


Bild 4: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für 0°C und 6°C Umgebungstemperatur und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl n_{opt} auf, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat (Bild 4). Ist die Kompressordrehzahl n_{match} , welche eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zur Folge hat, grösser als die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} , ist die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zulässig. In diesem Fall ($n_{opt} < n_{match}$) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, begrenzt (Bild 4 links). Müsste die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden ($n_{opt} > n_{match}$), wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. mit optimaler Kompressordrehzahl n_{opt} Ein/Aus-geregelt, da die exakte Anpassung der Heizleistung eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte (Bild 4 rechts).

Abhängigkeiten des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors

Bei der Entwicklung der optimalen Regelung muss der Entwicklungsingenieur das Teillastverhalten des Kompressors genau kennen und sich darüber bewusst sein, welche Größen das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl beeinflussen. Untersuchungen zeigen, dass die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, nahezu unabhängig ist von der Umgebungstemperatur (Bild 5), der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft (Bild 6) sowie von der Heizkurve. Die optimale Kompressordrehzahl kann somit für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der L/W-WP mit relativ geringem Aufwand experimentell ermittelt werden.

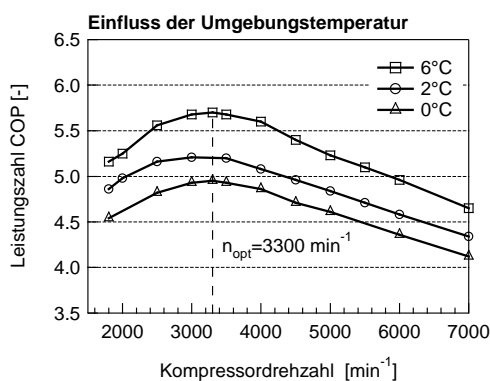


Bild 5: Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für 0°C, 2°C und 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

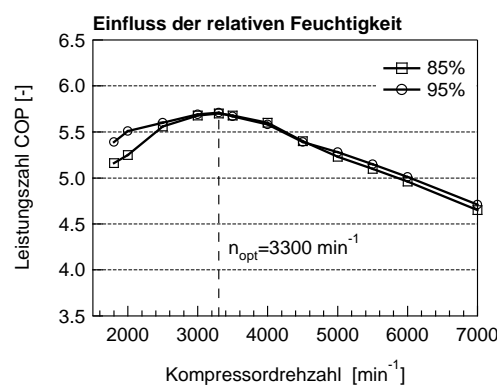


Bild 6: Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für 85% und 95% rel. Feuchtigkeit, 6°C Umgebungstemperatur, und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Alleinige Leistungsregelung des Kompressors

Wird lediglich der Kompressor leistungsgeregt, hat die Wahl des Luftvolumenstromes aufgrund der Abhängigkeit der Ventilatorleistung vom Luftvolumenstrom einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors sowie auf die resultierende Effizienz der L/W-WP. Bei der Wahl des Luftvolumenstromes muss ein geeigneter Kompromiss bezüglich Effizienz im Teillastbetrieb sowie bezüglich Effizienz und Funktion im Vollastbetrieb eingegangen werden.

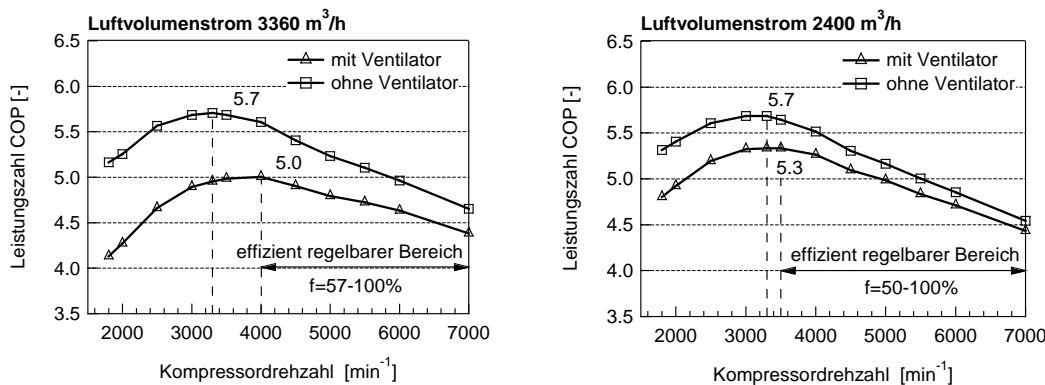


Bild 7: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen bei 3360 m³/h und 2400 m³/h Luftvolumenstrom, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

Insbesondere im Teillastbetrieb können zu hohe Luftvolumenströme die erreichbaren Leistungszahlen mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung stark nachteilig beeinflussen (Bild 7). Bei einem Luftvolumenstrom von 3360 m³/h kann die Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung durch die Reduktion der Kompressordrehzahl von rund 4.38 bei Volllast auf maximal 5.00 bei einem Teillastverhältnis von 57% (4000 min⁻¹) gesteigert werden. Bei einem Luftvolumenstrom von 2400 m³/h kann die Leistungszahl dagegen von 4.43 bei Volllast auf 5.33 bei einem Teillastverhältnis von 50% (3500 min⁻¹) gesteigert werden. Weiter wird infolge zu hoher Luftvolumenströme, der mit Effizienzsteigerungen verbundene, nutzbare Bereich der Teillastverhältnisse reduziert, d.h. die optimale Kompressordrehzahl, welche aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, verschiebt sich mit zunehmendem Luftvolumenstrom zu höheren Drehzahlen (Bild 7). Dies hat zur Folge, dass der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem ein kontinuierlicher Betrieb der L/W-WP durch exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung möglich ist, verkleinert wird.

Simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator

Werden sowohl der Kompressor als auch der Ventilator kontinuierlich leistungsgeregt, kann der gesamte effizient regelbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahlen ausgenutzt werden. Damit dies möglich ist, muss nicht nur der Kompressor sondern auch der Luftvolumenstrom bzw. die Ventilatorleistung optimal geregelt werden.

Bei der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator kann die Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der optimalen Kompressordrehzahl anhand der Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung für einen beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der L/W-WP erfolgen (Bild 5, 6). Die Ermittlung

des zugehörigen optimalen Luftvolumenstromes erfolgt analog dazu anhand der Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung im Betrieb der L/W-WP bei optimaler Kompressordrehzahl n_{opt} (Bild 8). Gemäss diesem Vorgehen kann ebenfalls der optimale Luftvolumenstrom im Vollastbetrieb der L/W-WP bestimmt werden.

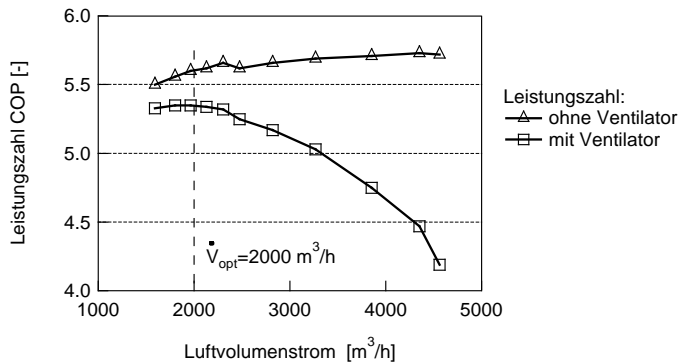


Bild 8: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion des Luftvolumenstromes aus Messungen bei 3300 min^{-1} Kompressordrehzahl, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (VL/RL $30^\circ\text{C}/25^\circ\text{C}$ bei -10°C Umgebungstemperatur)

Wegleitung

Die Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen von leistungsgeregelten L/W-WP bedingt die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator und insbesondere die Anwendung der „richtigen“ Regelung. Zur Ermittlung der optimalen Regelung bei der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator wird folgendes Vorgehen empfohlen:

- 1. Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors**
Das optimale Teillastverhältnis des Kompressors bzw. die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} wird anhand der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Teillastverhältnisses ermittelt (Bild 5, 6). Dieses optimale Teillastverhältnis kann bei einem beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand ermittelt werden und darf im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen zu keinen Zeitpunkt unterschritten werden.
- 2. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Teillastbetrieb**
Zugehörig zum optimalen Teillastverhältnis des Kompressors wird der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung anhand der Leistungszahl (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Luftvolumenstromes ermittelt (Bild 8). Dabei wird der Kompressor beim optimalen Teillastverhältnis betrieben.
- 3. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb**
Abschliessend wird gemäss dem Vorgehen aus Punkt 2 der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung für den Vollastbetrieb der L/W-WP bei Auslegungstemperatur ermittelt.

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

Experimenteller Nachweis

Wärmepumpen-Prototyp und Versuchsanlage

Zur Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials der kontinuierlichen Leistungsregelung sowie zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurde ein Prototyp einer leistungsgeregelten L/W-WP entwickelt und realisiert (Bild 9). Der L/W-WP-Prototyp ist mit einem drehzahlvariablen Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung der Emerson Climate Technologies GmbH ausgestattet, welcher mit R410A als Arbeitsfluid betrieben wird. Dieser Kompressor wurde speziell für Wärmepumpen-Anwendungen entwickelt und ermöglicht eine kontinuierliche Leistungsregelung über die Drehzahlvariation (1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1}) mittels Inverter. Er zeichnet sich neben der guten Effizienz insbesondere durch ein grosses Betriebskennfeld aus, welches u.a. durch die Dampfeinspritzung erreicht wird. Die verwendete Kombination von Verdampfer und Ventilator gewährleistet, dass der drehzahlvariable Axial-Ventilator mit EC-Motor der Ziehl-Abegg Schweiz AG nahezu unabhängig von der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Zusammen mit den tiefen luftseitigen Druckverlusten des Verdampfers führt dies zu sehr kleinen Ventilatorleistungen und dadurch zu einer verbesserten Effizienz der L/W-WP. Detaillierte Spezifikationen des L/W-WP-Prototyps sind im BFE-Abschlussbericht [3] zu finden.

Für die experimentelle Untersuchung des L/W-WP-Prototyps mit kontinuierlicher Leistungsregelung wurde eigens eine Luftaufbereitungsanlage entwickelt und aufgebaut (Bild 10). Die Luftaufbereitungsanlage besteht aus zwei Kreisläufen (Primär- und Sekundärkreislauf) und ermöglicht dadurch eine hohe Dynamik und äusserst stabile Prüfbedingungen. Die resultierenden Abweichungen des Luftzustandes vom Sollwert sind deutlich geringer als die in der Prüfnorm EN14511 spezifizierten.

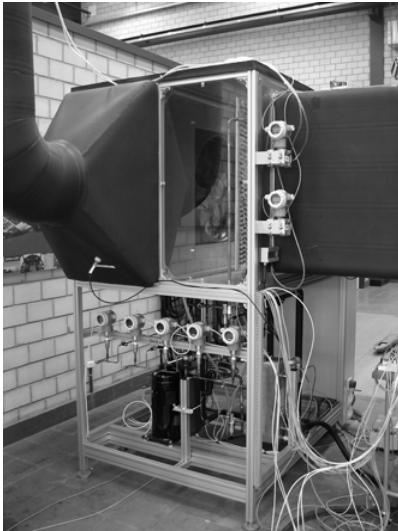


Bild 9: L/W-WP-Prototyp



Bild 10: Luftaufbereitungsanlage und L/W-WP-Prototyp

Betriebscharakteristik und Effizienz

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden die alleinige Leistungsregelung des Kompressors und die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator untersucht. In diesem Beitrag wird aufgrund des deutlich grösseren Effizienzsteigerungspotenzials nur auf die simultane Regelung von Kompressor und Ventilator eingegangen. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten für drei verschiedene Heizkurven: Eine typische Heizkurve eines Gebäudes im Minergie-Standard, eines sanierten Altbaus sowie eine Heizkurve eines hochwertig sanierten Altbaus. Untersucht wurde jeweils der monovalente Betrieb (Auslegungspunkt der Wärmepumpen bei -10°C Umgebungstemperatur). Nachfolgend sind beispielhaft die Resultate der experimentellen Untersuchungen für die Heizkurve Minergie (VL/RL $30/25^{\circ}\text{C}$ bei -10°C Umgebungstemperatur) mit Berücksichtigung der periodisch erforderlichen Abtauvorgänge dargestellt.

Die optimale Regelung von Kompressor und Ventilator hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und 0°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden kann (Bild 11 rechts). Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von rund 7000 min^{-1} bei -10°C auf rund 3300 min^{-1} bei 0°C Umgebungstemperatur reduziert. Analog zur Kompressordrehzahl wird der Luftvolumenstrom durch Reduktion der Ventilator Drehzahl von $3300\text{ m}^3/\text{h}$ bei -10°C auf $2000\text{ m}^3/\text{h}$ nahezu linear reduziert (Bild 11 links). Bei Umgebungstemperaturen über 0°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung Ein/Aus-geregelt, da eine weitere Reduktion der Kompressor- und Ventilator Drehzahl eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte.

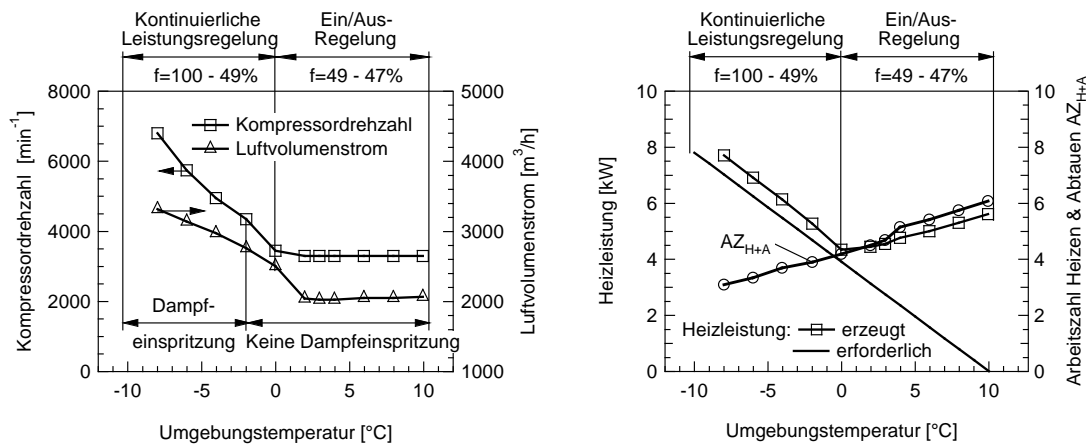


Bild 11: Kompressordrehzahl, Luftvolumenstrom, erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur)

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

In Tabelle 1 sind die resultierenden Jahresarbeitszahlen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung mit Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge für unterschiedliche Heizkurven aufgeführt. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen, nach der Methode von v. Böckh [4], erfolgte für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich.

Die erreichbaren Jahresarbeitszahlen liegen mit 4.4 für ein Gebäude im Minergie-Standard (VL/RL-Temperatur 30/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für ein hochwertig saniertes Gebäude (VL/RL 41/35°C bei -10°C) und 3.8 für einen sanierten Altbau (VL/RL 46/38°C bei -10°C) im Bereich von Ein/Aus-geregelten S/W-WP damit deutlich über den Werten „heutiger“ Ein/Aus-geregelter L/W-WP.

Heizkurve	Minergie	Hochwertig sanierter Altbau	Sanierter Altbau
Vorlauf- /Rücklauf- Temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur	30°C/25°C	41°C/35°C	46°C/38°C
Jahresarbeitszahl mit Abtauung JAZ_{H+A}	4.41	4.40	3.79

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

Schlussfolgerungen

Die Resultate der durchgeführten Untersuchungen bestätigen das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP eindrücklich. Insbesondere bei der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator ist das Potenzial für Effizienzsteigerungen gross. Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen „heutiger“ L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung aus Feldstudien [5] [6] zeigen, dass durch die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator Effizienzsteigerungen im Bereich von 10% bis 70% erzielt werden können. Ein weiterer Vorteil der Leistungsregelung ist, dass Eis- und Frostbildung massgeblich reduziert werden kann und diese erst bei tieferen Umgebungstemperaturen einsetzt. Künftige L/W-WP-Systeme mit Leistungsregelung ermöglichen nicht nur beträchtliche Energieeinsparungen, sondern sie sind anderen Heizsystemen, insbesondere bei Verwendung in sanierten Altbauten, auch wirtschaftlich überlegen [5].

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressoren und Ventilatoren mit geeignetem Teillastverhalten, weiten zulässigen Regelbereichen und hohen Teillast-Wirkungsgraden. Eine weitere Voraussetzung, welche massgeblich über die Effizienz von L/W-WP mit Leistungsregelung entscheidet, ist die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie. Untersuchungen zeigen, dass bei L/W-WP mit Leistungsregelung die Teillast-Wirkungsgrade des Ventilators und insbesondere des Kompressors neben dem Einfluss auf die Effizienz einen massgeblichen Einfluss auf die optimale Regelung haben. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb mit angepasster Heizleistung unter diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors im Teillastbetrieb der Wärmepumpe wird durch zwei verschiedene Faktoren limitiert, nämlich die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, sowie die maximal erreichbare Effizienz. Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis auf, welches zur Erreichung

bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf. Dieses optimale Teillastverhältnis ist massgeblich abhängig vom Teillastverhalten des Kompressors. Analog verhält es sich mit dem Ventilator. Die optimalen Teillastverhältnisse von Kompressor und Ventilator sind nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der Wärmepumpe und können daher relativ einfach experimentell ermittelt werden. Sind die optimalen Teillastverhältnisse des Kompressors und Ventilators bekannt, ist die optimale Regelung verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch gleichmässige Reduktion der Teillastverhältnisse von Kompressor und Ventilator der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimalen Teillastverhältnisse nicht unterschritten werden müssen. Müssen diese unterschritten werden, wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit den optimalen Teillastverhältnissen von Kompressor und Ventilator Ein/Aus-geregelt.

Zusätzliches Potenzial für Effizienzsteigerungen von L/W-WP und dabei insbesondere von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung bietet eine optimierte Abtauregelung mit konsequenter Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Die Effizienzverbesserung infolge einer verbesserten Abtauregelung hängt dabei von drei Faktoren ab. Die Abtauregelung muss in der Lage sein, den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung zu erkennen, das optimale Abtauverfahren einzuleiten und die Abtauung zum optimalen Zeitpunkt zu beenden. Diesbezüglich konnten sowohl für L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung als auch für leistungsgeregelte L/W-WP geeignete Ansätze erarbeitet und diese mittels Experimenten überprüft und bestätigt werden [6].

Quellen

- [1] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung, Bundesamt für Energie, 2008.
- [2] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.
- [3] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, B. Wellig: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011.
- [4] P. von Böckh, H.J. Eggenberger, M. Borer, T. Borer: Geregelt Wärmepumpe Pioneer – Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen, Bundesamt für Energie, 2005.
- [5] M. Erb, P. Hubacher, m. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, Bundesamt für Energie, 2004.

- [6] M. Miara, D. Günther, T. Kramer, T. Oltersdorf, J. Wapler: Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme, 2011.

Stefan Bertsch, Prof. Ph. D.
Bernhard Vetsch, BSc., Andreas Gschwend, BSc.
NTB Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
stefan.bertsch@ntb.ch
www.ntb.ch/ies

Optimierte Warmwasser-Produktion mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus

Zusammenfassung

Die Anzahl von Wärmepumpen, die für die Bereitstellung von Brauchwarmwasser (BWW) in Mehrfamilienhäusern eingesetzt wird, hat in den letzten Jahren stark zugenommen. Meist wird in diesen Systemen das Wasser zentral erwärmt und über ein Netzwerk verteilt, was die Gesamteffizienz massiv beeinflussen kann. In der hier beschriebenen Studie wurde die Kombination von Wärmepumpen mit Zirkulationssystemen und elektrischer Begleitheizung theoretisch und messtechnisch untersucht.

Allgemein zeigte sich, dass sich Wärmepumpen auch bei der BWW-Erzeugung in grossen Überbauungen eignen. Systeme mit einer dezidierten Zirkulationswärmepumpe verfügen über die beste Energieeffizienz. Herkömmliche Zirkulationssysteme benötigen circa 5% mehr Strom und Systeme mit elektrischer Begleitheizung zeigen bei einer grösseren Robustheit einen Mehrverbrauch von circa 10%. Anlagen, welche dezentrale Speicher via Nahwärmenetz mit der Heizungswärmepumpe laden, verbrauchen im Normalfall über das Doppelte an elektrischer Energie im Vergleich zu dezidierten BWW-Systemen.

Abstract

An increasing number of heat pumps is used for domestic hot water (dhw) supply in multiple family dwellings. The water is often heated in a centralized installation with a distribution network which can greatly affect the overall performance of the system. In this study several combinations of heat pumps with either a recirculation loop or some kind of electrical trace heating, as well as combined space heating and domestic hot water supply systems have been investigated theoretically and experimentally.

It was found that generally dhw supply systems using heat pumps reach good performances. Installations featuring an externally reheated recirculation loop (using a dedicated heat pump) show the best efficiency. Using conventional recirculation, the overall efficiency is

reduced by at least 5%. Installations using electric heating cables are showing a performance reduction of about 10% compared to the most efficient systems. Finally, installations using a combined system for space heating and hot water supply are consuming about twice the amount of electrical energy compared to the other investigated systems.

Einleitung

In der hier zusammengefassten BFE-Studie „Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern“ [1] soll die Gesamteffizienz von Systemen zur Erzeugung und Warmhaltung von Brauchwarmwasser untersucht werden. Im Fokus der Untersuchung stehen die Warmwasserzirkulation, elektrische Begleitheizung und die BWW-Ladung via Nahwärmenetz. Diese Systeme werden vornehmlich in Mehrfamilien-Überbauungen, Hotels und Spitälern eingesetzt, um die vorgeschriebene Mindesttemperatur an der Zapfstelle (meist 50°C) und im Speicher (mindestens 60°C) garantieren zu können. Diese Mindesttemperaturen werden für einen wirkungsvollen Legionellenschutz gefordert.

Besonders bei Brauchwarmwasser-Erwärmungsanlagen mit Wärmepumpen (WP) als Wärmequelle und geschichteten BWW-Speichern entstehen signifikante Effizienzeinbussen, wenn die Speicher durch die Brauchwarmwasser-Zirkulation durchmischt werden. Um diese Vermischung des Speichers zu verhindern, werden alternativ auch Begleitheizungen mit elektrischem Heizband eingesetzt, welche jedoch ebenfalls zu einem höheren Strombedarf führen.

Es gibt einige wenige Projekte, die sich bereits mit der Brauchwarmwasser-Zirkulation auseinandergesetzt haben. Kremer und Waider [2] schlagen verschiedene Bauarten von Trinkwassererwärmungsanlagen vor. Der Fokus liegt dabei allerdings nicht auf Wärmepumpen. Sitzmann [3] beschäftigte sich mit der Einbindung von solarthermischen Brauchwarmwasseranlagen in Mehrfamilienhäusern. Auch hier wurde das Thema der Warmhaltung nur am Rande behandelt. Das Grundproblem der Zirkulation und die hohen Wärmeverluste werden in den Berichten von Hubacher und Ehrbar [4, 5] thematisiert. Es zeigt sich, dass die Verluste in der Wärmeverteilung eklatant hoch sind. Ein dringender Handlungsbedarf wird bescheinigt. Nipkow und Real [6] beschäftigen sich mit Energieverlusten von Warmwasserverteilsystemen und zeigen Sparpotentiale in der Wärmeverteilung auf.

Das Projekt wurde in verschiedenen Phasen durchgeführt. Zu Beginn wurden Workshops mit Planer und Installateuren, sowie Fachleuten aus der Sanitär- und Wärmepumpenbranche durchgeführt. Auf diese Weise konnte ein Überblick über den Stand der Technik geschaffen und die wichtigsten Varianten der BWW-Erzeugung und Warmhaltung identifiziert werden. Während des gesamten Projekts wurden drei Anlagen im Feld messtechnisch erfasst. Vorwiegend handelte es sich dabei um Vertragsobjekte der EKZ, die durch das Online-Monitoring bereits viele Datenpunkte liefern. Nach einer Begutachtung vor Ort wurde

individuell weiteres Messequipment installiert, das für die Erfassung der Zirkulationsverluste notwendig war.

Basierend auf den eigenen Recherchen und dem Wissenstransfer aus dem Workshop gelangte man zur Entscheidung, die vier am häufigsten verwendeten Formen der Warmwasserbereitstellung und Warmhaltung mit physikalischen Modellen zu beschreiben. Zur Verifikation des Simulationsmodelles wurde ein Messobjekt nachgebildet. Die Messdaten und Simulationsergebnisse zeigten eine sehr gute Übereinstimmung. Im Anschluss wurden verschiedene Mehrfamilienhaus-Überbauungen mit diversen räumlichen Ausdehnungen und verschiedener Ausführungsqualität der Leitungsisolation definiert. Jeder Wohnung in der Überbauung wurde dabei ein Zapfprofil zugeordnet, das mit einer Software, welches auf statistischen Daten basiert, erzeugt wurde. Durch die Mischung all dieser Zapfprofile ergab sich ein realistisches Zapfverhalten mit realistischen Spitzen der Wasserbezüge.

Temperaturverläufe in den Verteilleitungen und im Speicher sowie die Energien, welche dem System zugeführt und entzogen werden. Daraus konnte auch die Arbeitszahl der Anlage berechnet werden. Diese Arbeitszahl stellt die Basis für energetische Vergleiche der Systeme dar. Weitere Faktoren wie Wirtschaftlichkeit, Legionellenprävention, Planbarkeit, Komfort usw. wurden individuell für die Systeme bewertet.

In einem Workshop am Projektende wurden die Resultate vorgestellt und diskutiert. Die Resultate dieser Diskussion sind sowohl in diesem Bericht als auch in [1, 7] zu finden.

Arten der BWW-Warmhaltung / Simulationsmodell

Während sich [8] vor allem mit den verschiedenen Anforderungen an BWW-Warmhaltungssysteme auseinandersetzt gibt [7] detaillierte Informationen zum verwendeten Simulationsmodell. Ausführliche Informationen über die Vorgangsweise bei der Simulation und der Feldmessung sind in [1] zu finden. Fokus des hier vorgestellten Materials ist es, die Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme zu präsentieren und daraus die geeigneten Schlüsse zu ziehen.

Tabelle 1 listet eine Skizze und Beschreibung der vier in der Studie detailliert untersuchten BWW-Systeme. Für die Zirkulationssysteme wurde in der Simulation die am weitesten verbreitete Parallelrohr-Anordnung verwendet. Der Durchfluss in den Zirkulationsleitungen wurde laut Suissetec auf 10°C ausgelegt. Im Mittel stellte sich somit eine Temperaturspreizung von ca. 8°C zwischen Vorlauf und Rücklauf ein. Die elektrische Begleitheizung wurde als temperaturabhängige Heizleistung des Bandes implementiert. Daraus ergibt sich eine Temperatur in den Verteilleitungen von knapp 60°C.

Die Systemgrenze für die Berechnung verläuft einerseits durch die individuellen Wohnungsanschlüsse und andererseits durch den Verdampfer. Dabei wird angenommen, dass die Wärmequelle entweder Grundwasser oder eine Erdwärmesonde ist. Die Verdampfungstemperatur ist deshalb auf 2°C fixiert. Auf der Sekundärseite, wird eine

Vorlauftemperatur von exakt 60.5°C durch die Regelung des BWV-Volumenstroms erreicht. Die Wärmepumpenleistung kann in Stufen variiert werden. Für die Berechnung der Effizienz wird somit die elektrische Leistung der Wärmepumpe, die Pumpleistung im Verteilnetz, die Wärmeverluste in den Leitungen und der Zentrale sowie die elektrische Leistung der Begleitheizung berücksichtigt. Die benötigte elektrische Energie wird ins Verhältnis zum verwendeten Brauchwarmwasser gestellt, um die Gesamteffizienz zu bestimmen. Abbildung 1 zeigt die Systemgrenze der parametrischen Studie.

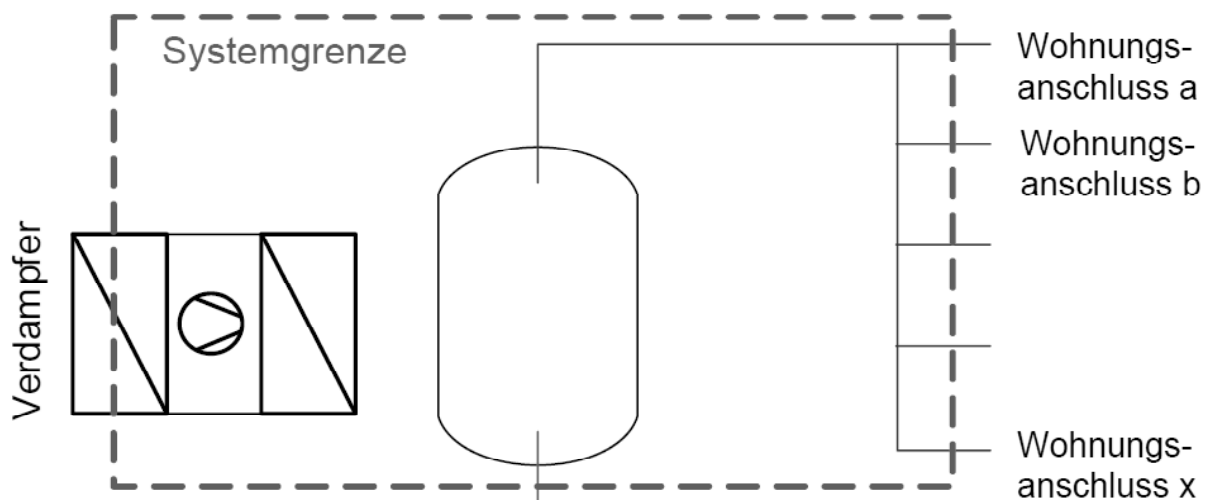
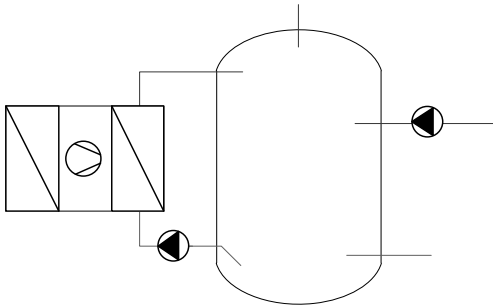


Abb. 1: Systemgrenzen für den Vergleich der Systeme.

Für jede einzelne Wohnung wurde ein Zapfprofil nach Jordan und Vajen [9] erstellt. Das Gesamtprofil zeigte hinsichtlich durchschnittlichem und maximalem Durchfluss im Vergleich zur Messung sehr realistische und reproduzierbare Verbrauchsprofile.

Herkömmliche Zirkulation**Elektrische Begleitheizung**

Das warme Wasser zirkuliert vom Ausgang des BWW-Speichers durch das Warmhaltenetzwerk und wird meist im oberen Drittel des Speichers wieder eingespeist. Dabei verliert das Warmwasser Energie an die Umgebung und kühlt sich ab. Das wiedereintretende Wasser zerstört somit in den meisten Fällen die Schichtung des Speichers. Je nach Geometrie und Volumenstrom ergibt sich eine mehr oder weniger ausgeprägte Mischtemperaturzone. Sowohl die Wärmeverluste als auch die die Störung der Schichtung wirken sich negativ auf die Effizienz des Gesamtsystems aus.

Die Durchmischung des Speichers und der Einfluss der Rücklauf­temperatur auf den COP der Wärmepumpe sind wichtige Parameter für den Vergleich der Systeme. Aus diesem Grund wurden entsprechende Auswertungen aus der Feldmessung, aus Messungen am WPZ in Buchs und eine theoretische Untersuchung des Kältekreislaufs durchgeführt. Abbildung 2 zeigt die Resultate der Feldmessung. Wie gut zu erkennen ist, sinkt die Effizienz der Wärmepumpe mit steigender Rücklauf­temperatur signifikant ab. Auch die restlichen Auswertungen ergaben eine Reduktion des COP um jeweils ca. 0.2 Punkte wenn die Temperaturspreizung um 10°C verkleinert wird.

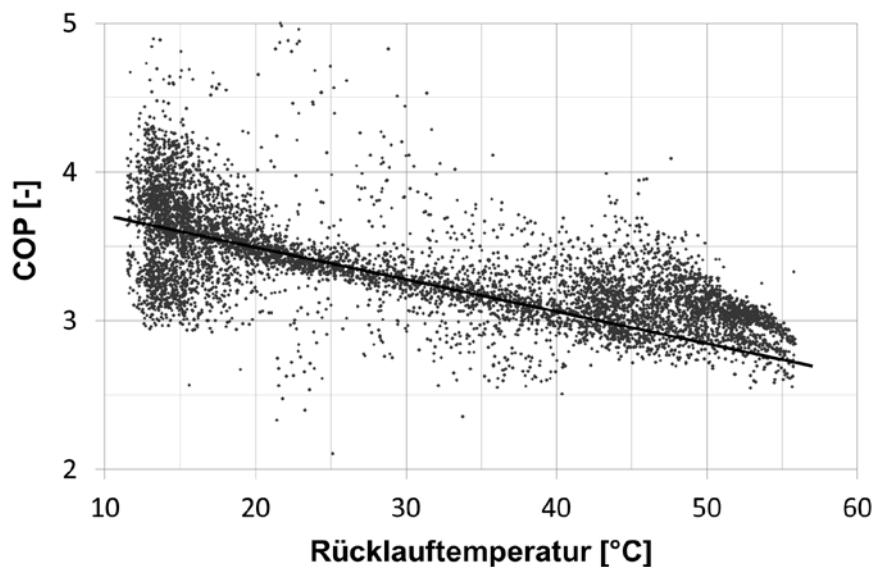


Abbildung 2: COP einer Wärmepumpe bei einer Quelltemperatur von ca. 12°C und einer Vorlauf­temperatur von 60°C in Abhängigkeit der Rücklauf­temperatur.

Parametrische Studie

Für alle oben beschriebenen Systeme wurden parametrische Studien durchgeführt, bei denen die folgenden Parameter variiert wurden:

- Grösse der Überbauung:
Drei verschieden grosse Überbauungen wurden simuliert. Dabei sind zwischen 8 und 192 Wohnungen über 2 bis 8 Gebäude verteilt. Jede Wohnung hat ihr eigenes Zapfprofil und die Dimensionen des Leitungsnetzes sind genau festgelegt.
- Zentrale oder dezentrale Versorgung:
Gebäude können mit einem zentralen BWW-System ausgestattet sein, das die gesamte Überbauung versorgt. Eine zweite Option ist eine dezentrale Lösung, in der jedes Gebäude über eine eigene BWW-Wärmepumpe mit den zugehörigen Speichern verfügt.

- Länge des Verteilnetzes
Basierend auf den Abständen zwischen den einzelnen Gebäuden, kann die Länge des Verteilnetzes verschiedene Werte annehmen. Neben dem recht kompakten Layout der untersuchten Standardüberbauungen, wurden zudem Anlagen untersucht, in denen die Verteilungen um 50% bzw. 100% länger sind.
- Isolationsstärke der Verteilungen
Der Einfluss der Isolation auf die Effizienz wird untersucht, indem 3 verschiedene Isolationsstärken für das Netzwerk verwendet werden.

Resultate

Eine Zusammenfassung der Simulationsergebnisse ist in Abbildung 3 zu sehen. Für verschiedene Überbauungen (8, 48 und 192 Wohnungen) wurde jeweils die Gesamteffizienz eines gut ausgelegten Systems berechnet. Wie zu erwarten steigt die Gesamteffizienz in grösseren Überbauungen, aufgrund des besseren Verhältnisses zwischen Warmwasserbezug und Verteilnetzgrösse. Die Ergebnisse der dezentralen Systeme sind dunkel dargestellt, während die zentralen Systeme semitransparent im Vordergrund sind. Vor allem bei kleineren Überbauungen zeigt sich ein energetischer Vorteil von 5-10%, wenn auf das Verteilnetz verzichtet und die Wärme dezentral erzeugt wird.

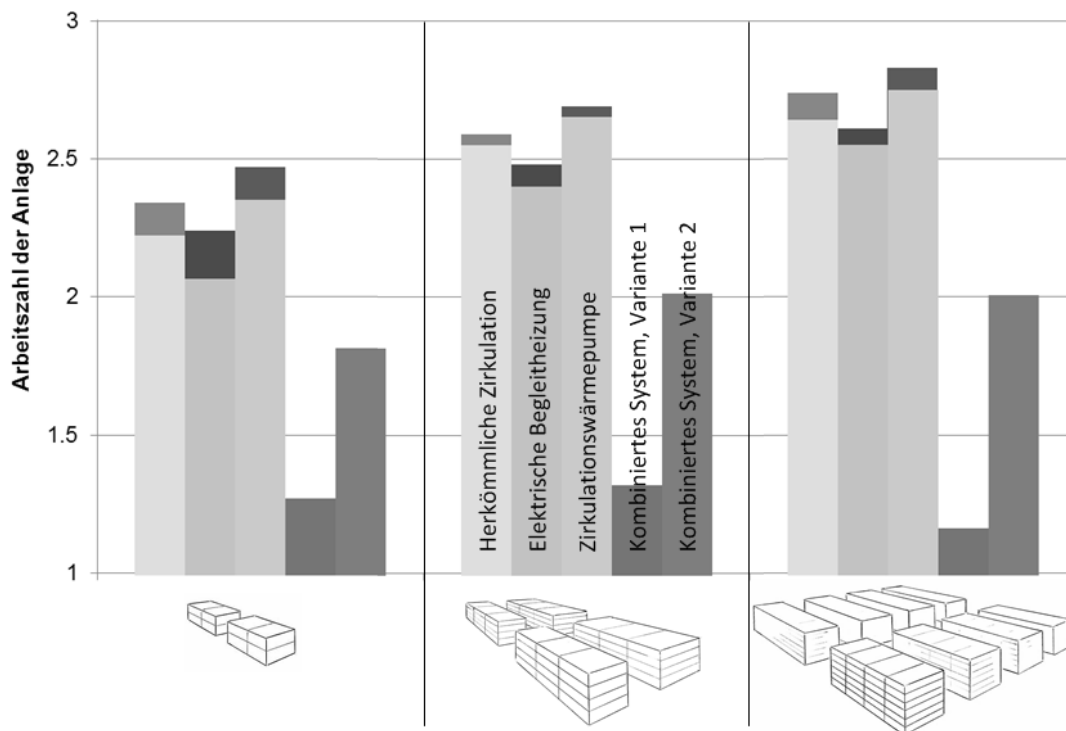


Abbildung 3: Gesamteffizienz der Warmwasserbereitung für die herkömmliche Zirkulation, elektrische Begleitheizung, Zirkulationswärmepumpe und die zwei Varianten des kombinierten Systems bei unterschiedlicher Überbauungsgrösse.

Energetisch schneidet die dezidierte Zirkulationswärmepumpe besten ab. Dies lässt sich leicht erklären, wenn man berücksichtigt, dass in dieser Variante die Speicherschichtung nicht durchmischt und die Wärme zudem über eine Wärmepumpe (nicht direkt elektrisch) erzeugt wird. Die herkömmliche Zirkulation schneidet aufgrund der Speicherdurchmischung um circa 5% schlechter ab. Bei der Interpretation der Resultate ist es wichtig zu beachten, dass die Temperaturspreizung im gegebenen System bei durchschnittlich 8°C liegt. In heute üblichen Installationen liegt die Spreizung meist bei 2-4°C. Dies führt zu einer wesentlich stärkeren Störung der Speicherschichtung und in der Folge zu einer teilweise signifikanten Reduktion der Effizienz. In der Feldmessung wurde ein Objekt untersucht, das neben der geringen Spreizung auch noch einen ungeeigneten Speicher einsetzt. Die Reduktion der Gesamteffizienz liegt hier im Bereich von 50% gegenüber einem optimalen System.

Die elektrische Begleitheizung besitzt eine um 10% geringere Gesamteffizienz im Vergleich zur Zirkulationswärmepumpe. Dies ist vor allem auf den direkten elektrischen Verbrauch zurückzuführen. Vorteil des Systems ist aber eine grosse Robustheit.

Das kombinierte System sollte aufgrund des wesentlich höheren Energieverbrauchs nicht eingesetzt werden. Mit einer Gesamteffizienz von nur knapp über 1 ist das heute verbreitet eingesetzte System nur knapp besser als ein lokaler Elektroboiler. Der Grund für diese schlechte Effizienz ist in Abbildung 4 zu sehen.

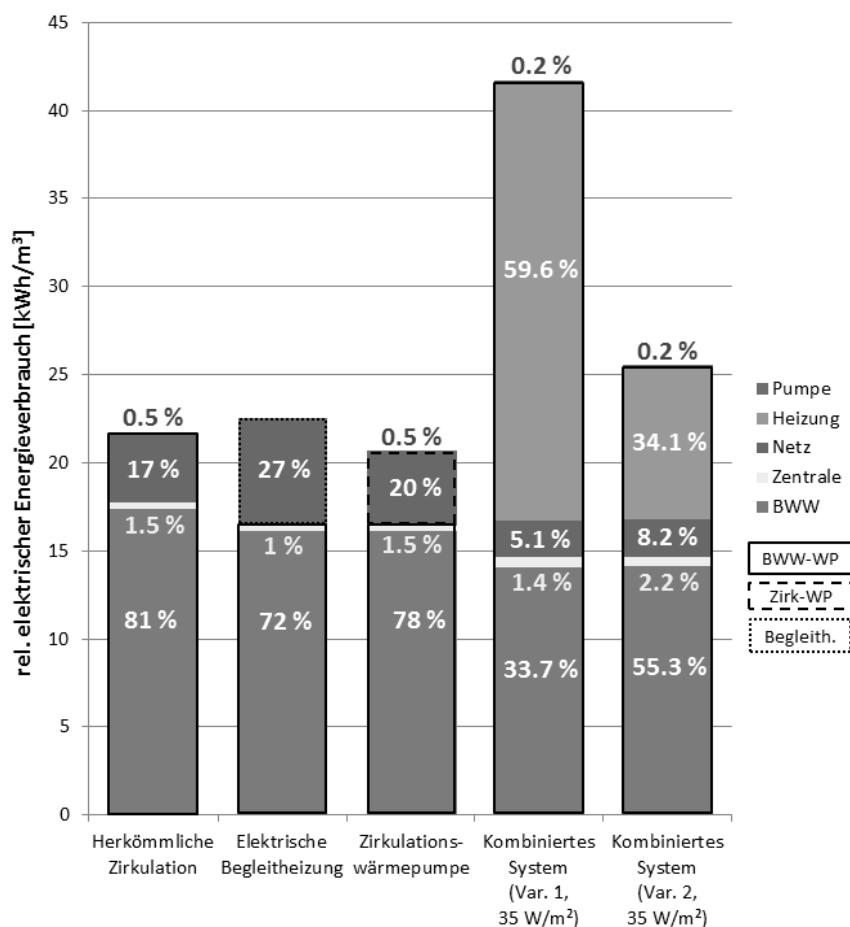


Abbildung 4: Aufteilung des elektrischen Energieverbrauchs.

Der Gesamtenergieverbrauch setzt sich aus einem Sockel zusammen, der von der Wärmepumpe benötigt wird, um das Kaltwasser zu erwärmen. Die Speicher- und Pumpverluste sind in den meisten Fällen relativ klein. Die Verlustdeckung für das Verteilnetz, benötigt hingegen einen signifikanten Anteil an elektrischer Energie. Da dieser bei der elektrischen Begleitheizung direkt gemessen werden kann, wird das Heizband in letzter Zeit oft negativ bewertet. Ein Vergleich mit der Zirkulation zeigt jedoch, dass auch die Wärmepumpe mehr Energie produzieren muss, was aber in der Praxis meist nicht auffällt. Das Problem des kombinierten Systems wird klar, wenn man sieht, wie viel Mehrenergie in die Heizung investiert wird, während der Erwärmung und Hochhaltung des Verteilnetzwerks. Im Vergleich wurde nämlich die Reduktion des Heiz-COPs bei hohen Vorlauftemperaturen berücksichtigt. Die während des Ladevorgangs verwendete Heizwärme unter ungünstigen Bedingungen für die Wärmepumpe erzeugt und der entsprechende zusätzliche Energieverbrauch muss der BWW-Erzeugung angelastet werden. In der zweiten Variante, wird die Heizung während der BWW-Ladung unterbrochen, was zu einem besseren COP führt. Die Investitionskosten steigen in solch einem Fall jedoch, da die Anlage grösser dimensioniert werden muss.

BWW-Anlage ist. Müssen durch eine ungünstige Anordnung der Objekte lange Verteilnetze installiert werden, so sinkt die Effizienz massgeblich. Eine Verdopplung der Leitungslänge bewirkt eine Steigerung des Energieverbrauchs um 20-30%. Während die dezidierte Zirkulationswärmepumpe relativ gesehen am besten abschneidet und das Heizband etwas sensibler reagiert, erfährt das Kombi-System wieder die grössten Einbussen.

Die Untersuchung der Isolationsstärke führt zu einem sehr ähnlichen Resultat. Es zahlt sich also aus, gute Isolationsstärken laut SIA 385/1 einzusetzen.

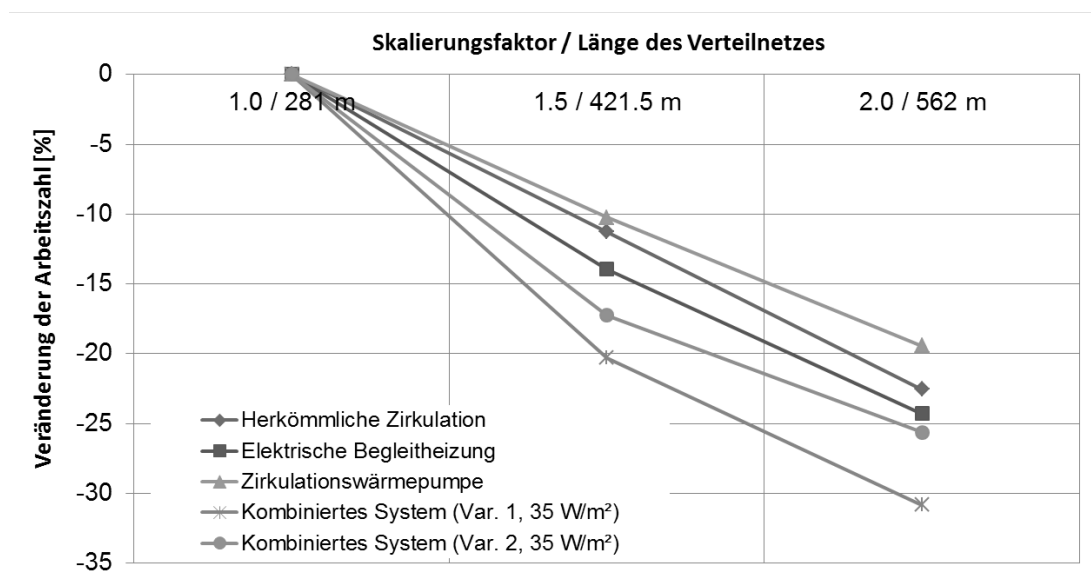


Abbildung 5: Einfluss einer Verlängerung des Verteilnetzes auf die Effizienz der BWW-Erzeugung (am Beispiel von 4 Gebäuden/48 Wohnungen).

Hinweise für effiziente Systeme

Ein effizientes System beginnt bereits bei der Planung des Gebäudes. So gilt es das Verteilnetz möglichst kurz zu halten (mehrere Wohnungen mit einer Steigzone erschliessen). Die neue SIA 385/2 wird hierzu einige Berechnungsmodelle zur Verfügung stellen. Bei der Auswahl des Systems für die BWW-Erzeugung gibt es mehrere Möglichkeiten. Dezentrale Lösungen sind energetisch etwas effizienter, können in der Installation aber auch zu höheren Kosten beitragen, vor allem dann, wenn ein Anlagenmonitoring vorgesehen ist. Dieses ist empfehlenswert, um im Betrieb die Funktion des Systems zu überwachen und optimieren.

Vor allem in grossen Überbauungen empfiehlt sich der Einsatz eines Zirkulationssystems mit dezidiertem Zirkulationswärmepumpe. Dieses System bietet die beste Energieeffizienz gepaart mit einer hohen Robustheit. In kleinen Systemen zeichnet sich die elektrische Begleitheizung durch ihre einfache Installation und akzeptable Energieeffizienz aus. Bei der Wahl einer herkömmlichen Zirkulation sollte die Temperaturspreizung auf circa 10°C eingestellt werden, um eine Durchmischung der Speicherschichtung zu vermeiden und gleichzeitig den geforderten Komfort zu gewährleisten. Des Weiteren wird ein Speicher benötigt, der den Drall der eintretenden Flüssigkeit dämpft.

Für die Berechnung der Spreizung von $\Delta T = 10$ K nach Suissetec [10] in einem Zirkulationssystem wird der folgende Ansatz empfohlen

$$\dot{V}_{\text{Zirk}} = \frac{\dot{q}_{\text{rel,Suissetec}} \cdot l}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{Planung}}}$$

wobei V_{Zirk} [m³/s] dem Zirkulationsvolumenstrom, $q_{\text{rel,Suissetec}}$ [W/m] der relativen Verlustleistung der Rohrleitung, l [m] der Leitungslänge, ρ [kg/m³] der Dichte von Wasser, c_p [kJ/(kg K)] der spezifischen Wärmekapazität und $\Delta T_{\text{Planung}}$ [°C] der Temperaturspreizung entspricht.

Bei einer Auslegung auf eine geplante Spreizung von 10°C erhält man in der Praxis aber je nach BWW-Bezug eine gemittelte Spreizung von nur 6.0-6.5°C. Der Unterschied zwischen Theorie und Praxis liegt darin, dass die Warmwasserbezüge bei der Berechnung nach Suissetec nicht berücksichtigt werden und die Leitungsverluste eher aufgerundet werden. Es empfiehlt sich deshalb bei der Auslegung den Volumenstrom um gut 20% abzurunden.

Die Bestimmung des BWW-Bedarfs laut Vorschrift führt aus Sicherheitsgründen zu einer leichten Überdimensionierung der Anlage. Die in den Feldmessungen erreichten Werte liegen bei täglich 36-44 Liter BWW pro Person und Tag. Aus diesem Grund empfiehlt es sich nicht, noch weitere Sicherheitsfaktoren in die Auslegung miteinzubeziehen.

Als einer der wichtigsten Faktoren zur Steigerung der Effizienz hat sich nicht überraschend die Leitungsisolation herausgestellt. Durch gute Isolation können 20-30% Energie eingespart werden. Es gilt Wanddurchführungen sauber auszuführen und die Isolationsstärke genügend hoch zu wählen.

Eine Zirkulationsunterbrechung während der Nacht bringt aus energetischer Sicht nur wenig Vorteil. Auch ein Takten der Pumpen zeigt wenig Auswirkungen auf die Effizienz. Die Auslegung der Wärmepumpe und der Speichergrösse ist relativ unkritisch, solange die benötigten Vorlauftemperaturen problemlos erreicht werden können. Fehldimensionierungen von bis zu 20% sind beinahe nicht spürbar.

Fazit

Systeme mit Wärmepumpe und Zirkulation oder elektrischem Heizband sind energieeffiziente und robuste Lösungen zur Erzeugung von Brauchwarmwasser. Der Legionellenschutz ist problemlos umsetzbar und der Komfort für die Bewohner kann jederzeit gewährleistet werden. Im praktischen Einsatz sind bei grossen Überbauungen dezidierte Zirkulationswärmepumpen empfehlenswert, um den Energieverbrauch zu minimieren. Bei kleineren Überbauungen zeichnen sich leichte Vorteile für elektrische Begleitheizungen ab, vor allem dann, wenn die Kosteneinsparung bei der Installation in eine bessere Leitungsisolation investiert wird. Leider wird die elektrische Begleitheizung in verschiedenen Gebäudestandards noch als Zusatzverbraucher gewertet, da sie einfach messbar ist. Die Zirkulation hingegen wird nicht eingerechnet, da sie nicht separat gemessen wird. Herkömmliche Systeme mit Zirkulation sind bei optimaler Installation sehr effizient, die Implementation ist jedoch kritischer. So gilt es darauf zu achten, dass es zu keiner Durchmischung im Speicher kommt (geringe Zirkulationsvolumenströme durch Spreizungen von circa 10°C, strömungshemmende Einbauten im Speicher). Als ineffizient erweisen sich kombinierte Systeme, die dezentrale BWW-Speicher über das Heizungsnetz aufladen. Diese Systeme sollten in der Praxis vermieden werden, da der Energieverbrauch für die BWW-Erzeugung leicht auf das Doppelte ansteigen kann.

Danksagung

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (BFE) herzlichst für die finanzielle Unterstützung dieser Untersuchung. Ebenfalls vielen Dank an die Elektrizitätswerke des Kantons Zürich (EKZ) und insbesondere an Beat Hinder für den Zugang zu Daten und Anlagen, sowie an die Begleitgruppenmitglieder Herr Prof. Dr. T. Kopp (Programmleiter BFE), Prof. Dr. M. Ehrbar (Enertec AG), Peter Hubacher (Hubacher Engineering) und Marco Nani (Hoval Herzog AG) für die wertvollen Inputs.

Quellen

- [1] B. Vetsch, A. Gschwend und S. Bertsch, 2012, Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern, BFE-Projekt Nr. 500574-01, Schlussbericht
- [2] R. Kremer und D. Waider, 2001, Trinkwassererwärmungsanlagen, Teil 2: Konstruktion und Bauart von zentralen Anlagen sowie technische Lösungsvorschläge, SBZ 19/2001, Gentner Verlag, Stuttgart.
- [3] B. Sitzmann, 2004, Zirkulationseinbindung von solaren Warmwasseranlagen im MFH, DIS-Projekt Nr: 46034, BFE-Schlussbericht.
- [4] P. Hubacher und M. Ehrbar, 2006, Grosswärmepumpen - Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen, Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte, BFE Schlussbericht.
- [5] P. Hubacher, C. Bernal, M. Ehrbar, 2009, Feldmonitoring und Analysen an Grosswärmepumpen, Phase 2, BFE-Projekt Nr. 100'917, Schlussbericht.
- [6] J. Nipkow und M. Real, 2000, Energieverluste von Warmwasserverteilsystemen und Sparpotentiale, Tagungsband 11. Schweizerisches Status-Seminar , ETH Zürich.
- [7] B. Vetsch, A. Gschwend, und S. Bertsch, 2012, Domestic hot water supply for multiple family dwellings using heat pumps, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA.
- [8] B. Vetsch, A. Gschwend, und S. Bertsch, 2011, Zirkulationsverluste in Warmwasseranlagen, 17. UAW-Meeting in Burgdorf, CH.
- [9] U. Jordan und K. Vajen, 2003, DHWcalc, Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis, Version 1.10, <http://solar.uni-kassel.de/>.
- [10] Autorenteam des SSSL, 2003, Sanitärberechnungen – kurz und bündig, 5. Auflage, Schweizerisch-Liechtensteinischer Gebäudetechnikverband (Suissetec), Zürich.

Massimiliano Capezzali, Ph. D.
EPFL – ENERGY CENTER
BAC 104, Station 5
CH-1015 Lausanne
massimiliano.capezzali@epfl.ch
energycenter.epfl.ch

Projet MEU : développer un outil qui réponde aux besoins des villes pour une planification performante des systèmes énergétiques urbains

Résumé

Le projet MEU a été lancé par l'Energy Center de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), le Centre de Recherches Energétiques et Municipales de Martigny (CREM), en collaboration avec la Haute Ecole Spécialisée de Suisse Occidentale – Valais (HES-SO Valais) et plusieurs laboratoires de l'EPFL. Il a été soutenu financièrement par l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN), le Fonds de recherche, de développement et de promotion de l'industrie gazière suisse (FOGA) et quatre villes-partenaires, à savoir La Chaux-de-Fonds, Lausanne, Martigny et Neuchâtel.

Les objectifs stratégiques du projet MEU sont :

- développer une méthodologie visant à intégrer les aspects de demande et d'approvisionnement énergétique pour la planification de zones urbaines;*
- fédérer les outils existants au sein d'une plateforme informatique ;*
- réaliser un outil d'aide à la décision qui corresponde aux besoins des villes et entreprises multi-énergies.*

La méthodologie développée est implémentée sur une plateforme informatique, destinée aux délégués à l'énergie des villes et aux ingénieurs des entreprises multi-énergies partenaires, accessible depuis tout navigateur web et orientée GIS.

Zusammenfassung

Das Projekt MEU wurde vom Energy Center der Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) und dem Centre de Recherches Energétiques et Municipales de Martigny (CREM) in Zusammenarbeit mit der Haute Ecole Spécialisée de Suisse Occidentale – Valais (HES-SO Wallis) sowie mehreren EPFL Laboren initiiert.. Das Projekt wurde vom Bundesamt für

Energie (BFE), der Forschungs-, Entwicklungs- und Förderungsfonds der Schweizerischen Gasindustrie (FOGA) und vier Partnerstädten – La Chaux-de-Fonds, Lausanne, Martigny und Neuchâtel — finanziell unterstützt.

Die strategischen Ziele des Projekts MEU sind wie folgt:

- Die Entwicklung einer Methodik zur Integration von Energiebedarf und – erzeugungsaspekten in die Bauleitplanung;*
- Die Konsolidierung der bestehenden Werkzeuge auf einer Informatikplattform;*
- Die Realisierung eines Entscheidungsunterstützungssystems, die den Bedürfnissen der Städte und Energieversorgungsunternehmen entspricht.*

Die entwickelte Methodik ist auf einer Informatikplattform implementiert und richtet sich an alle Energiebeauftragten der Partner-Städte sowie die Ingenieure der Partner-Energieversorgungsunternehmen. Die Plattform kann mit jedem Browser benutzt werden und verfügt über alle GIS-Funktionalitäten.

Introduction

Actuellement, près de 70% de l'énergie consommée l'est en milieu urbain, essentiellement dans les bâtiments et les transports. Le développement urbain et péri-urbain est ainsi un des enjeux majeurs des politiques « énergie – climat » actuelles. Cette concentration des consommations dans les agglomérations entraîne un nombre croissant de villes à mettre en œuvre des projets urbains durables sur leurs territoires. Les exemples sont devenus nombreux (BedZed dans le Sud de Londres, UK; Vauban à Fribourg en Brisgau, D, etc.), mais restent insignifiants au regard de la quantité de projets urbains conventionnels réalisés et des consommations d'énergie des zones urbaines non-rénovées.

Des travaux de planification énergétique territoriale sont et ont été entrepris dans différentes collectivités locales tant suisses qu'européennes. De nombreux modèles de calcul et d'optimisation énergétique très performants ont été développés. Toutefois, leur domaine d'application est resté limité, d'une part, à cause de leur complexité et, d'autre part, car les données structurelles des infrastructures consommatrices (bâtiments, équipements publics, etc.), de même que les consommations énergétiques des quartiers existants, font souvent défaut et exigent de ce fait d'importantes ressources humaines ou financières de la part des collectivités locales pour collecter et structurer ces données.

Ainsi, dans le but de répondre à cette problématique, l'Energy Center de l'EPFL en partenariat avec différents laboratoires de l'EPFL, le CREM, la HES-SO Valais et quatre villes suisses-romandes (La Chaux-de-Fonds, Lausanne, Martigny et Neuchâtel) a décidé de lancer et de réaliser le projet MEU, acronyme pour « Instruments innovants de planification et de management des systèmes énergétiques en zones urbaines ». Le projet s'est réalisé dans le cadre d'une collaboration étroite avec les partenaires, continue et *bottom-up*. L'objectif global

de ce projet consiste à fédérer les méthodes et modèles de calculs actuels, afin de développer et de valider une méthodologie intégrée de planification et de management énergétique au niveau territorial, principalement à destination des petites et moyennes municipalités.

Le but opérationnel du projet MEU est de fournir aux décideurs urbains un outil d'aide à la décision qui leur permette de développer, d'évaluer et de comparer des scénarios de planification, de développement et de réhabilitation énergétique de quartiers urbains. Notre approche méthodologique se base notamment sur l'élaboration d'un modèle de données unifié à même de structurer l'information pertinente (données de terrain, contraintes et indicateurs de performances). Les divers développements réalisés dans le cadre de ce projet seront donc concrétisés par un outil d'aide à la décision, qui sera entièrement accessible via une plateforme web et reposant sur un modèle de données unifié et agréé par les villes partenaires. Les informations fournies par l'outil devront permettre :

- de fournir du support aux planificateurs énergétiques urbains, tant pour la qualification de l'état des lieux de plusieurs zones urbaines ou le suivi des performances que pour la réalisation d'avant-projets de rénovation ou de nouvelles constructions;
- de définir les implications du cadre réglementaire (lois, subventions, etc.) sur les processus décisionnels et sur le design des systèmes d'approvisionnement énergétique dans les villes;
- d'évaluer les forces, faiblesses et opportunités de marché pour les différents acteurs énergétiques actuels et futurs (distributeurs, sociétés de services énergétiques, etc.).

Le projet MEU a été soutenu par l'OFEN, la FOGA et les quatre villes-partenaires. Dès le début de cette année, avec le projet MEU 2012, l'entreprise multi-énergies Viteos SA participe en tant que partenaire à part entière à l'effort de développement d'un prototype fonctionnel d'outil d'aide à la décision, ainsi que le Canton du Valais, par le biais de la Fondation TheArk Energy.

Méthodologie

Lors de la réalisation d'un projet de planification énergétique en zone urbaine, le premier pas consiste à déterminer et à analyser les consommations actuelles des bâtiments et sites industriels, afin d'établir un état des lieux. En particulier, étant donnée l'échelle de travail du quartier ou de la zone urbaine et les objectifs de ce projet, une cartographie des consommations énergétiques des bâtiments (chaleur, eau chaude sanitaire, ainsi que zones d'influence des énergies de réseau), doit être réalisée. Il est ainsi nécessaire de disposer soit directement des consommations énergétiques, soit d'informations relatives à la structure des bâtiments et à leurs usages. Ces données permettront, d'une part, de constituer la partie structurelle de la base de données et, d'autre part, elles seront utiles pour modéliser les besoins énergétiques des bâtiments pour lesquels les consommations énergétiques ne sont pas disponibles.

Durant les deux premières années du projet MEU, de nombreux travaux au sujet des données énergétiques à disposition dans les villes et du set de données minimal à collecter pour pouvoir réaliser des projets de planification énergétique territoriale cohérents ont été réalisés. Cette première étape de récolte de données a servi à évaluer quelles sont les données disponibles et quelles sont les données qui devront être estimées à partir de modèles de simulation (demande thermique des bâtiments), de valeurs de référence ou de statistiques existantes.

Des données structurelles (affectation des bâtiments, surfaces de référence énergétique, agents énergétiques, etc.) sont généralement à disposition auprès des services de l'urbanisme des municipalités suisses. Elles proviennent soit de statistiques locales qui sont entretenues par des services de la collectivité (urbanisme, services industriels, etc.), soit du Registre des Bâtiments et des Logements (RegBL), géré au niveau national par l'Office Fédéral de la Statistique. Concernant la provenance des données de consommation et des zones d'influence des énergies de réseau, une majorité d'entre elles sont disponibles et, en principe, accessibles auprès du/des fournisseur(s) d'énergie local(aux). Enfin, ces derniers sont responsables de la fourniture d'électricité, voire de chaleur, soit aussi des contrats d'approvisionnement : le marquage de l'électricité achetée ou produite localement permet de calculer les émissions de CO₂, ainsi que les facteurs d'énergie primaire du courant ou de la chaleur consommée. La collecte des informations concernant les consommations de mazout s'avère généralement plus difficile, vu la non-centralisation de ces données. Si les données de mesures ne sont pas accessibles, une estimation des besoins thermiques, de production d'eau chaude et de consommation d'électricité peut être calculée. A ce sujet, différentes méthodes de calculs simplifiés des besoins thermiques des bâtiments ont été testées et ont permis d'obtenir des résultats concluants, à condition d'exclure les bâtiments spéciaux tels que piscines, centres commerciaux, etc. Finalement, un rendement standard doit être attribué aux systèmes de conversion d'énergies, ce qui permet d'estimer les consommations énergétiques.

Dans le cadre des projets urbains réalisés avec les villes, une méthodologie a été développée quant à la récolte des données et au traitement de celles-ci, afin de créer des modèles utilisables par les logiciels de simulation. Les différentes étapes du travail effectué dans ce domaine, dans une véritable approche bottom-up avec les villes partenaires et les entreprises multi-distributrices d'énergie, sont :

- acquisition des données par le biais des multiples sources disponibles (cadastre numérisé, OFS, fichiers de facturation des entreprises multi-énergies, etc.);
- structuration de ces données au sein d'une base de données adaptée à la complexité de l'état des lieux énergétique d'une zone urbaine, avec possibilité d'importer des données de formats différents;
- adaptation aux différents degrés de détail et échelles des données, choix de l'unité du modèle, ainsi qu'assemblage et réconciliation des données;

- consolidation des données, notamment du point de vue de leur qualité - l'expertise des personnes travaillant sur le terrain étant souvent indispensable à ce niveau;
- utilisation de la structure de données ainsi créé pour exporter les inputs nécessaires aux deux solveurs qui seront intégrés à la plateforme informatique MEU, soit un solveur pour évaluer la demande énergétique d'un bâtiment donné et un servant à intégrer les différentes options de *supply* énergétique (chaudières, pompes à chaleur, échangeur sur CAD, etc.).

Base de données, scénarios et processus de calcul

Le modèle de données développé dans le cadre du projet MEU intègre et structure les informations relatives aux bâtiments (caractéristiques physiques et géolocalisation), aux systèmes d'approvisionnement énergétiques (systèmes de conversion et réseaux), ainsi qu'aux vecteurs énergétiques et aux services qu'ils fournissent (consommations), tout en incluant les données nécessaires à la spatialisation. Le modèle de données englobe tant les données en input que les indicateurs et bilans énergétiques (données output), qui seront calculées par la plateforme MEU.

La base de données MEU a été entièrement développée en postGRE SQL, version 8.4 (*open source*). La version actuelle permet, notamment, de tenir compte de structures de consommation complexes multi-technologies et multi-services. En effet, un des défis de la base de données était de pouvoir considérer des liaisons n-n tant pour le nombre de bâtiments connectés à une même technologie de conversion centralisée que pour plusieurs technologies fournissant un même service à un bâtiment unique (p. ex. : chaudière à gaz et convecteurs solaires thermiques pour la production d'ECS). De plus, la base de données a été conçue de manière à pouvoir tenir compte de la temporalité quant aux différentes données, notamment afin de permettre le suivi des consommations énergétiques, de même que l'évolution d'un bâtiment tant du point de vue de son enveloppe que des technologies énergétiques présentes.

La future plateforme MEU présentera une claire distinction entre, d'une part, l'état des lieux énergétique d'une zone urbaine (scénario de base ou de référence) et les scénarios dits d'étude, qui seront entièrement construits par les utilisateurs. Un scénario est constitué d'un nombre arbitraire de modifications d'un état des lieux énergétique du point de vue de la demande énergétique (changements au niveau de la consommation de certains bâtiments) et/ou du point de vue de l'approvisionnement (par exemple, remplacement des chaudières à mazout par des connexions à un réseau de chauffage à distance). Les indicateurs caractérisant une zone urbaine étudiée seront recalculés sur la base de l'ensemble des modifications constituant un scénario (calcul de scénario) et pourront être comparés à ceux résultant d'autres scénarios. La définition des scénarios se fera également sur base cartographique et interactive. L'outil MEU permettra ainsi de caractériser puis de comparer différents scénarios produits par un utilisateur, cet outil n'a actuellement pas pour objectif d'optimiser un système énergétique en fonction de différentes contraintes.

La connexion de la plateforme MEU à deux solveurs de calcul (voir Architecture de la plateforme MEU) permet de simuler tant la demande en énergie des bâtiments que les performances de leurs systèmes d'approvisionnement. La première étape concernant les développements méthodologiques a consisté à concevoir une procédure de calcul standard qui permette de caractériser un état des lieux. Toutes les consommations énergétiques (par vecteur et par service énergétique fourni) des bâtiments d'une zone urbaine évaluée ainsi qu'une agrégation de ces consommations à l'échelle de cette même zone devront être déterminées en tenant compte des mesures de consommations disponibles et en modélisant les consommations non-disponibles. Cette procédure permet d'orchestrer et de hiérarchiser l'utilisation des différents solveurs de calculs, de manière à garantir que l'utilisateur bénéficiera de toutes les données pertinentes pour caractériser un état des lieux.

Dans un deuxième temps, sur la base des états des lieux obtenus, la plateforme permet de calculer les performances énergie-climat (bilans énergétiques, consommations d'énergie primaire, émissions de CO2 et part des énergies renouvelables, notamment) des scénarios définis par les utilisateurs. De même que pour la caractérisation des états des lieux, une procédure de calcul standard a été élaborée. Cette procédure permet de déterminer la séquence d'opérations, de vérification et d'appels aux solveurs qui doit être réalisée afin d'obtenir les résultats escomptés.

Fonctionnalités de la plateforme MEU

Le but principal de la plateforme MEU est d'intégrer sur une plateforme unique des données énergétiques urbaines, avec un accès simplifié à ces données au travers d'une interface conviviale. La plateforme MEU sera entièrement réalisée sur la base d'un service web, accessible à partir de n'importe quel navigateur internet. Elle sera notamment basée sur une approche cartographique, permettant de visualiser tant l'état des lieux énergétique d'un quartier que les résultats émanant des scénarios construits par les utilisateurs. Le display des indicateurs globaux en output pourra être effectué sous différentes formes, soit directement sur une carte par le biais de symbologies adéquates (notamment celles disponibles dans ArcGIS Server), soit au travers de tableaux et graphiques, avec une attention particulière à la possibilité de comparer deux scénarios et/ou états des lieux. Sur cette base, l'outil MEU permettra le suivi des performances énergétiques des quartiers, de même que l'évolution tant des bâtiments et des systèmes énergétiques dans le temps. Dans cet esprit de monitoring des performances énergétiques, l'ergonomie de la plateforme a été imaginée de manière à permettre aux utilisateurs de naviguer dans le temps à l'aide d'une " barre temporelle ". Cet outil de navigation permet de " scanner " de manière simultanée les attributs (consommations, caractéristiques de l'enveloppe, technologies, etc.) de tous les bâtiments de la zone évaluée.

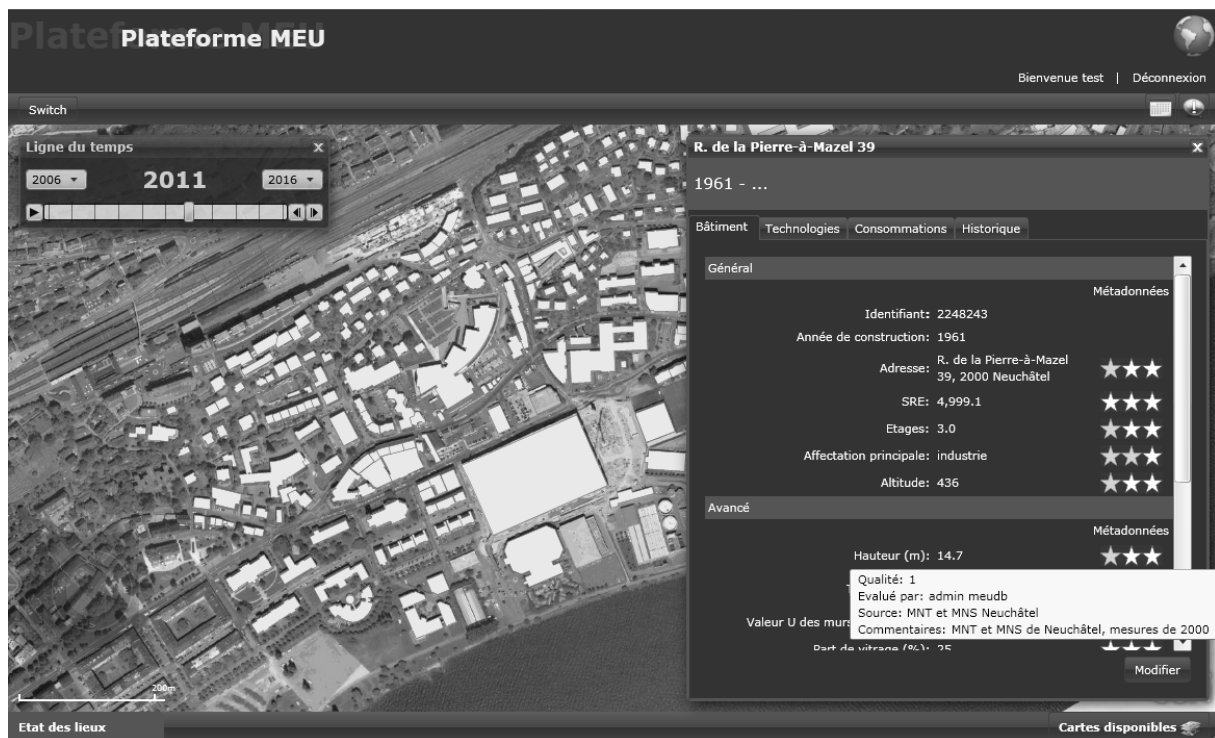


Figure 1 : Visualisation de la plateforme MEU, avec la barre temporelle en-haut à gauche.

Tel que précisé précédemment, la base de données du MEU permettra de traiter des problématiques de terrain complexes, notamment quant aux liaisons n-n entre bâtiments, technologies et services fournis. Ainsi, une interface utilisateur a été développée, qui donne la possibilité d'interagir le plus simplement possible avec la base de données MEU, de manière à pouvoir : i) connecter un bâtiment à une technologie présente dans un autre bâtiment; ii) définir plusieurs technologies, locales ou distantes, qui fournissent un service unique; iii) intégrer au système quels sont les quote-parts de fourniture de service, soit pour un même service fourni à plusieurs bâtiments, ou pour plusieurs services fournis à plusieurs bâtiments, ou encore pour un service fourni par plusieurs technologies. Une fois ces différents cas caractérisés, les consommations de chacune des technologies présentes dans la zone évaluée (par bâtiment et service) pourront être déterminées.

Architecture de la plateforme MEU

La plateforme sera développée selon une architecture WSOA (Web Service Oriented Architecture). L'outil se basera sur trois éléments distincts, du point de vue de l'architecture informatique, qui communiquent entre eux, à savoir :

- une banque de données structurée;
- trois solveurs (CitySIM, EnerGIS et E-tech, tous développés à l'EPFL);

- une interface utilisateur ;
- Un webservice MEU dédié à l'orchestration des différents services (requêtes vers la BD, appel des solveurs, traitement et enregistrement des résultats)
- L'utilisateur ne devra pas être en mesure de modifier les communications entre ces éléments et n'interagira qu'avec le front-end.

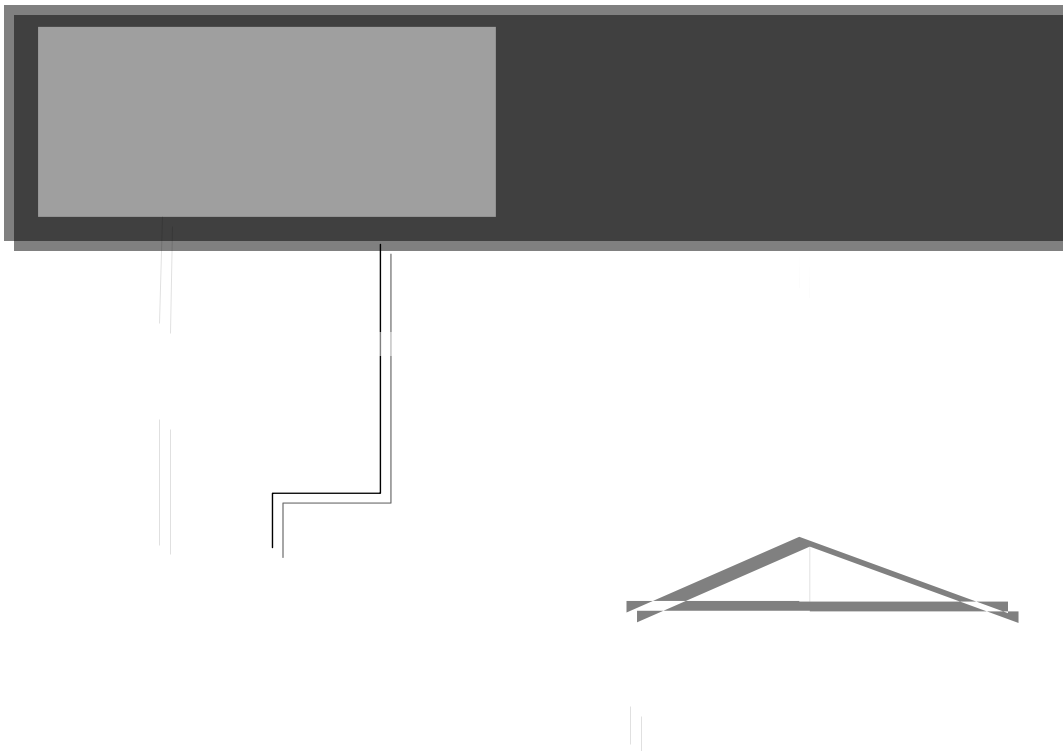


Figure 2 : Architecture de la plateforme MEU. Le module cartographique est entièrement géré par ArcGIS Server d'ESRI.

L'interface-utilisateur sera contenue dans un navigateur Web, ce qui permettra aux futurs utilisateurs d'avoir accès à leurs données et aux outils de simulation depuis n'importe quel ordinateur connecté à Internet, et ce sans besoin de licence particulière. La communication entre l'interface, les bases de données et les solveurs se fera via des Web services. Cette architecture a été prévue afin d'améliorer la robustesse, la fiabilité et la réactivité des outils, tout en permettant l'utilisation d'importantes puissances de calcul centralisées sur des serveurs dédiés et en facilitant la maintenance et les mises à jour. Cette architecture permet, de plus, de connecter par la suite d'autres solveurs de calculs qui pourraient être utiles à la planifications énergétiques territoriale.

La plateforme offre des fonctionnalités GIS online (*read + write-edit* pour les zones), par l'intégration d'ArcGIS Server pour la publication des cartes. L'intégration de la technologie multimedia et interactives Silverlight, permettra d'augmenter les fonctionnalités et le contenu d'un navigateur standard. Enfin, l'architecture permet l'utilisation des solveurs CitySim, EnerGIS et E-Tech depuis le Web. Les services et les solveurs sont donc indépendants et de nouveaux services pourraient être connectés à la plateforme dans le futur.

Le solveur CitySIM développé par le Laboratoire d'Energie Solaire et Physique du Bâtiment (LESO-PB) permet de déterminer la demande énergétique d'un ou plusieurs bâtiments, sur la base de leurs caractéristiques physiques (enveloppe, fenêtres, etc.) et de son positionnement spatial dans la zone urbaine. Une de ses particularités est de tenir compte de l'ombrage tant de l'horizon lointain que des bâtiments proches. Une modélisation 3D simplifiée de tous les bâtiments de la scène évaluée est utilisée pour calculer l'influence du masque solaire lié aux bâtiments proches. Le solveur EnerGIS, quant à lui, permet de calculer les consommations des différentes technologies de conversion énergétiques présentes dans les bâtiments sur la base de modèles.

Conclusions

Au travers d'une approche *bottom-up* avec quatre villes suisses – une telle collaboration directe entre collectivités publiques et monde académique constituent une première à plusieurs égards :

- Un outil d'aide à la décision dans le domaine de la planification énergétique territoriale a été développé.
- La plateforme MEU entend répondre aux besoins des villes et des multi-distributeurs énergétiques au travers d'une approche cartographique et interactive et de la construction d'une structure de données permettant de gérer la complexité énergétique d'un territoire urbain.

L'idée-force de ce projet est celle de permettre aux villes et aux entreprises distributrices multi-énergies de ne pas devoir toujours recourir à des mandats externes afin d'évaluer l'impact énergétique de plans de développement ou de rénovation de zones urbaines. La plateforme MEU leur permettra d'effectuer ce travail par elles-mêmes, en leur donnant la possibilité de comparer des scénarios et d'agir tant sur la demande que sur l'approvisionnement énergétique. De même, de nouveaux cadres réglementaires pourront être évalués en détail et leur éventuelle mise en application suivie dans le temps au niveau des performances globales et spécifiques. Le projet MEU paraphrase ainsi le dicton populaire « Enseigne à pêcher à quelqu'un, plutôt que de lui donner du poisson » dans un domaine crucial quant au futur énergétique tant des pays en voie de développement que des pays industrialisés, celui du management énergétique des villes.

Remerciements

Cet article a été co-rédigé avec Gaëtan Cherix, Centre de Recherches Energétiques et Municipales de Martigny (CREM).

Les auteurs remercient les laboratoires-partenaires avec lesquels ce projet est réalisé, à savoir le LENI et le LESO-PB à l'EPFL, ainsi que l'unité Power and Control et l'Institut d'Informatique de Gestion (IIG) de la HES-SO Valais. Ce projet existe notamment grâce à l'intérêt et à l'engagement direct de quatre villes-partenaires suisses, à savoir La Chaux-de-Fonds, Lausanne, Martigny et Neuchâtel que les auteurs remercient. Le partenariat avec les entreprises multi-distributrices d'énergies Viteos SA (pour La Chaux-de-Fonds et Neuchâtel) et Sinergy SA (pour Martigny) est à souligner et les auteurs tiennent à les remercier explicitement. Aux côtés des quatre villes-partenaires, le projet MEU est soutenu financièrement par l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN) et par le Fonds de Recherche, de Développement et de Promotion de l'Industrie Gazière Suisse (FOGA), que nous remercions.

Des informations supplémentaires sont disponibles sur <http://meu.epfl.ch>.

Références

- [1] Bolliger, R., Becker, H., and Maréchal, F. (2009) New generic approach for the analysis of energy conversion system models. In Process Systems Engineering, PSE'09, Computer Aided Chemical Engineering (CACE), Elsevier.
- [2] Chapuis, A., Cherix G., Capezzali M., Püttgen H. B., Finger M. (2010), A conceptual framework for energy planning and CO2 emissions counting in urban areas. 9th Conference on Applied Infrastructure Research (INFRADAY), Berlin, 8-9 October
- [3] Girardin, L., Maréchal, F., Dubuis, M., Calame-Darbellay, N., and Favrat, D. (2009) EnerGis: A geographical information based system for the evaluation of integrated energy conversion systems in urban areas. Energy.
- [4] Kämpf, J., and Robinson, D. (2007) A simplified thermal model to support analysis of urban resource flows. Energy and buildings 39, 4, 445–453.
- [5] Robinson, D., Haldi, F., Kämpf, J., Leroux, P., Perez, D., Rasheed, A., and Wilke, U. (2009) CitySim: Comprehensive micro-simulation of resource flows for sustainable urban planning. In Proc. Building Simulation.

Jürg Liechti, Dr. sc.nat.
Neosys AG
Privatstrasse 10
CH-4563 Gerlafingen
juerg.liechti@neosys.ch
www.neosys.ch

Entwicklung und Problematik bei den Kältemitteln

Zusammenfassung

Während die Ozonschicht – zerstörende Wirkung der Kältemittel in der Vergangenheit stark zurückgegangen ist, ist der Beitrag der Kältemittel zum Klimawandel immer noch beträchtlich. Verschiedene Strategien und Massnahmen seitens der Umweltbehörden sollen dazu führen, dass künftig in der Schweiz Kältemittel mit hohem Treibhausgaspotenzial nur noch in Ausnahmefällen und mit der nötigen Sorgfalt angewendet werden.

Abstract

While the ozone-depleting effect of cryogenes could be reduced strongly in the past their contribution to global warming is still considerably high. Different strategies and measures of the environmental authorities aim at a regime in Switzerland where cryogenes with a high global warming potential can only be used in exceptional situations and only applying best of care.

Die Umwelt-Bedeutung der Kältemittel

Kältemittel haben vier grundsätzlich unterschiedliche Schadenswirkungen in der Umwelt:

- Sie können die Ozonschicht der Stratosphäre zerstören (Messgrösse ODP: Normierung ODP (R11) = 1)
- Sie können einen Beitrag zum Treibhauseffekt leisten (Messgrösse GWP: Normierung GWP(CO₂) = 1)
- Sie können brennen oder explodieren (typisches Beispiel: Propan)
- Sie können humantoxisch sein (typisches Beispiel: NH₃)

Kältemittel werden entsprechend ihrer Umweltwirkung gemeinhin in 4 Klassen eingeteilt. Siehe Bild 1.

Kältemittel	Problematik	Ozonschicht- Abbau	Treibhaus- Effekt	Brand- und Explosions- gefahr	Toxizität für Menschen
4 - FCKW (ursprüngliche Kältemittel, chlorhaltig, vollständig halogeniert) R11, R12, R502		Sehr gross: ODP = ca. 1	Sehr gross: GWP = 5'000 bis 10'000	unbrennbar	untoxisch
3 - HFCKW (Übergangs-Kältemittel, unvollständig halogeniert, teilweise chlorhaltig) R22, R401, R402, R403, R409		Gering: ODP = 0.02 bis 0.06	Gross: GWP = 1'000 bis 4'000	unbrennbar	untoxisch
2 - FKW, HFKW (langfristige Übergangs-Kältemittel, chlorfrei) R134a, R125, R404A, R407A, R407C, R410A, R507		Kein	Gross: GWP = 1'000 bis 4'000 z.T. sehr gross: bis 12'000	unbrennbar	wenig toxisch
1 - Natürliche Kältemittel R717 (NH ₃) R600a (Isobutan), R290 (Propan) R170 (Ethan), R1270 (Propylen) R744 (CO ₂)		Kein	Gering: GWP = 0 bis 8	brennbar bzw. explosiv ! (Kohlenwas- serstoffe)	toxisch ! (NH ₃)
		bei Emission in die Atmosphäre		beim handling	

Beim Vollzug der ChemRRV und der VREG gibt es heute schwerwiegende Probleme. Erhebungen (zB. der Kantone Basel) haben gezeigt, dass die gelebte Praxis in keiner Weise den gesetzlichen Vorgaben entspricht, was im Endeffekt zu erhöhten Emissionen von Kältemitteln in die Atmosphäre führt. Siehe Bild 3.

Gesetzliche Instrumente zum Erreichen der Ziele					
ChemRRV - Verbot Klasse 4 und 3 (ab 2014) Ab 3 kg Kältemittel: - Bewilligungspflicht Klasse 2 - Meldepflicht Klassen 2-4 - Dichtigkeitskontrolle Klassen 2-4 - Führen Wartungsheft		Ab 2013 wie stationäre Kälteanlagen. Bis dahin ohne besond. Regelungen	VREG Vorschriften betreffend sachgerechte Entsorgung	EU 2006/40/EG EU-weiter Umstieg auf ein harmloses Kältemittel (R1234yf)	
Anwendung					
Stationäre Kälteanlage vor Ort montiert	Stationäre Kälteanlage hermetisch	Wärmepumpe	Kühlschrank Gefriergerät	Auto-Klimaanlage	
<ul style="list-style-type: none"> ☹ Mangelhafte Statistik: Nur Anlagen >3 kg und Klassen >1 werden erfasst. ☹ Kältemittel werden falsch deklariert (30%) ☹ Keine Wartungshefte vorhanden (70%) ☹ Keine Dichtigkeitskontrollen gemacht (40%) ☹ Keine Abmeldung nach Ausserbetriebnahme 			<ul style="list-style-type: none"> ☹ Mangelhafte Statistik/Verfolgung der Altgeräte. (Export) ☹ Leckagen beim Entsorgen 	<ul style="list-style-type: none"> ☹ Leckagen bei inkompetenten Garagenbetrieben. (Austausch, Lagerung, Entsorg.) 	
☹ Keine Regelung der Energieeffizienz. Der Energieverbrauch ist auch eine wichtige (indirekte) Umweltwirkung. Er hängt u.a. vom gewählten Kältemittel ab.					

Bild 3: Die heutigen Vollzugsprobleme mit Kältemitteln

Der konservativ abgeschätzte Umweltschaden der Emissionen von Kältemitteln in der Schweiz ist beträchtlich und beträgt (in ‚Umweltbelastungspunkten‘ ausgedrückt) etwa ein Drittel des Umweltschadens der Lösemittel-Emissionen (Emissionen von ‚Volatile Organic Compounds‘). Siehe Bild 4.

Mengen, Belastung (CH) Anwendung	Mengen im Einsatz (Typen gem. Farbe oben)	Anzahl Anlagen im Einsatz	Geschätzte Emissionsmenge	Umweltbelastung [UBP ₂₀₀₆ /J]
Stationäre Kälteanlagen	40 To 520 To 1'200 To ???? To	65'000	87.5 To/J	7E10 UB/P/J
Wärmepumpen für Wohnheiz-Zwecke	4 To 20 To 380 To 4 To	95'000	20 To/J	2E10 UB/P/J
Auto-Klimaanlagen	450 To 0 To 1'600 To 250 To	2'700'000	230 To/J	5.6E11 UB/P/J
Kühlschränke und Gefriergeräte im Haushaltbereich	25 To 100 To 300 To 75 To	5'000'000	50 To/J	5E10 UB/P/J

Zum Vergleich:

- Umweltschaden (Schweiz) durch die Emission von VOC: 1.8E12 UB/P/J
- Umweltschaden (Schweiz) durch die Emission von CO₂: 1.5E13 UB/P/J

Bild 4: Umwelt-Schaden der heutigen Verwendung von Kältemitteln

Um diesem Umweltproblem Abhilfe zu verschaffen, sind nun verschiedene Vorgehensweisen und Strategien in Diskussion. Das Bundesamt für Umwelt plant eine Änderung der ChemRRV, welche im Wesentlichen sämtliche nicht natürlichen Kältemittel verbietet. Ausnahmegenehmigungen wären noch möglich und müssten im Einzelfall von den kantonalen Behörden genehmigt werden. Diese Verordnungsänderung war zwischen Februar und Mai 2012 in Anhörung. Siehe Bild 5.

Änderung der ChemRRV:	
• Der Einsatz von in der Luft stabilen Kältemitteln (Klasse 2) wird <u>verboten</u> . Wenn technisch unabdingbar, können die Kantone eine Ausnahmegenehmigung erteilen.	
• <u>Alle Eingriffe an Anlagen</u> dürfen nur von Personen mit Fachbewilligung ausgeübt werden (nicht nur die Abgabe von Kältemitteln).	
• Die Meldungen über In-/Ausserbetriebnahme erfolgen nur noch an den Bund	

Bild 5: Strategie des BAFU

Auch die Umweltbehörde des Kantons Zürich (AWEL) hat eine Strategie diskutiert. Diese beruhte nicht auf einer Gesetzesänderung, sondern auf verschiedenen Verbesserungen des Vollzugs in den Kantonen. Interessant ist dabei die längerfristige Absicht, zu einem „Cradle-to-Cradle“ System überzugehen, dh. die Verantwortung über den umweltgerechten Einsatz von Kältemitteln bei den Geräte-herstellern zu belassen (wo das entsprechende Fachwissen vorhanden ist). Dies würde bedeuten, dass die Kältemittel-Applikationen nicht mehr verkauft, sondern nur noch verleast werden und dass die Geräte im Eigentum der Hersteller verbleiben. Siehe Bild 6.

Massnahmenpaket:					
Vollzugs-Ansatz	Anwendung von Kältemitteln				
	Stationäre Kälteanlage vor Ort montiert	Stationäre Kälteanlage hermetisch	Wärmepumpe	Kühlschrank Gefriergerät	Auto-Klimaanlage
Private Kontrolle (ev. mit Branchenvereinbarung)	Einführen eines PK-Modells für die Kontrolle des Einhaltens der ChemRRV. (Analog AGVS)	Aus Kapazitätsgründen und wegen mangelnder Relevanz vorerst keine Kontrollmassnahmen bei den Anlagenbetreibern. Dafür Einbezug in die Entsorgungsvorgaben wie bei Kühlschränken (s.o.)		Verbesserte Kontrollen bei Entsorgern (Mengengerüste, Export, Handling vor der eigentlichen Entsorgung)	Einbau der Kontrolle des Umgangs mit Kältemitteln in die AGVS-Branchenkontrolle
Einbezug der Inhaber der Fachbewilligungen	Verpflichtung der FB zum durchführen solcher Kontrollen und absetzen von Meldungen.				
Cradle2Cradle: Wahrnehmen der Vollzugsaufgaben durch den Hersteller	Langfristoption: Aufnahme von Gesprächen mit führenden Herstellern dieser Anlagen				

Bild 6: Strategie des Kantons Zürich

Die vorgeschlagene Verordnungsänderung des Bundes basiert auf der Erkenntnis, dass heute für fast alle Applikationen natürliche Kältemittel (dh. Kältemittel ohne ODP und ohne nennenswertes GWP) zu Verfügung stehen. Dies ist eine Vermutung, die nicht immer zutrifft. Das BAFU weiss dies und lässt deshalb in der Verordnung die Möglichkeit offen, Ausnahmegewilligungen zu erhalten. Wieso sind solche nötig:

Der Einsatz von Kältemitteln lässt sich mit folgenden Eigenschaften parametrisieren:

- Temperaturbereich, in welchem das Gerät arbeiten muss
- Wärmetransportleistung, die das Gerät erbringen muss
- Druckbereich, in welchem das Gerät arbeiten kann/muss

Die Möglichkeiten eines Kältemittels, im thermodynamischen Kreisprozess eingesetzt zu werden, hängen von seinen physikalisch-chemischen Eigenschaften ab, hier dargestellt im p/h-Diagramm. Siehe Bild 7.

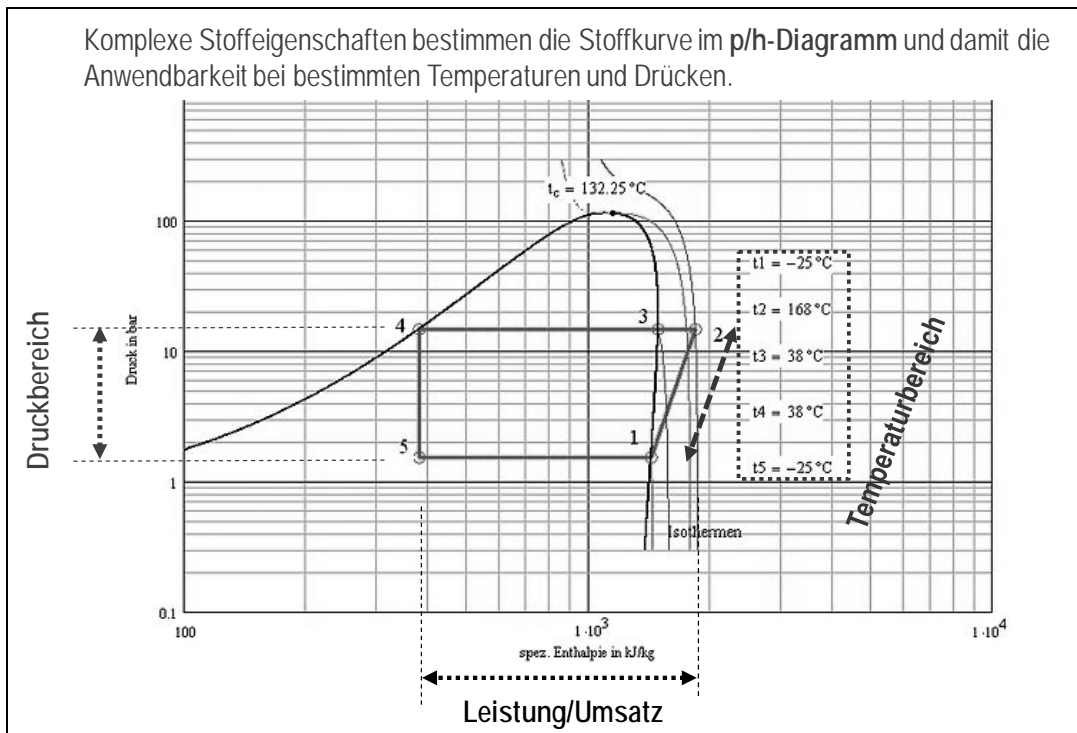


Bild 7: p/h Diagramm des Kreislaufprozesses

Da die Druckverhältnisse aus technischen Gründen nicht beliebig gewählt werden können, und da in jedem Fall eine vernünftige Energieeffizienz anzustreben ist, ist der Einsatz der verschiedenen Mittel auf gewisse Temperaturfenster begrenzt. Für die Möglichkeiten von FHKW (Klasse 2) Mitteln siehe Bild 8.

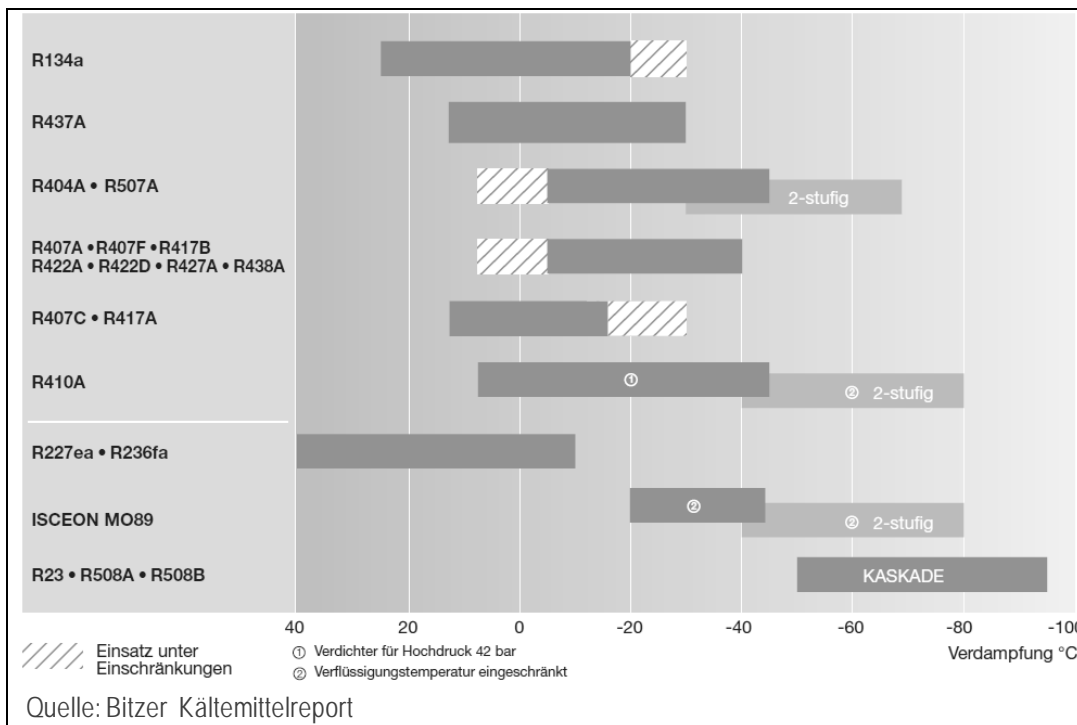


Bild 8: Einsatzbereiche chlorfreier FHKW-Kältemittel (Quelle: Bitzer)

Für die Möglichkeiten der natürlichen Kältemittel (Klasse 1) siehe Bild 9. Es wird deutlich, dass die natürlichen Kältemittel noch nicht alle Temperaturgaps abdecken. Nichtsdestotrotz sind die gebräuchlichen Anwendungen (Wärmepumpen für Haus-Komfortwärme, Haushalt-Kühlschränke und –Gefriergeräte, etc.) mit natürlichen Kältemitteln machbar. Diese Kältemittel sollten deshalb der Umwelt zuliebe künftig verwendet werden.

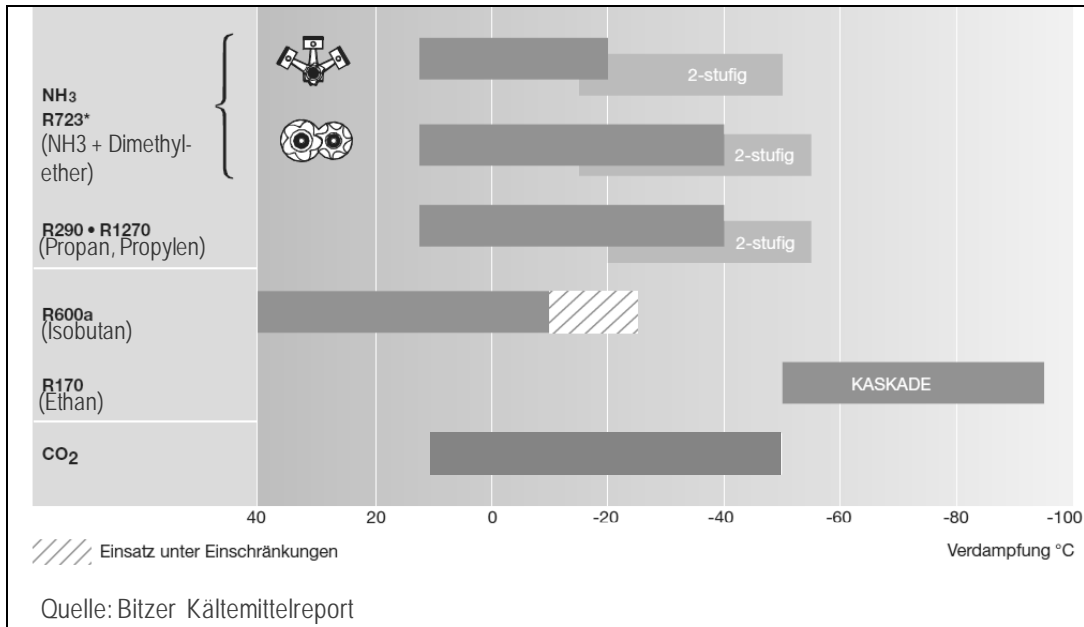


Bild 9: Einsatzbereiche natürlicher Kältemittel (Quelle: Bitzer)

Es wird interessant sein, zu verfolgen, ob die vom Bund geplante Verordnungsänderung in Kraft tritt und wie sich der Einsatz der Kältemittel in den nächsten Jahren ändern wird.

Daniel Favrat, Prof., Dr. Ing. dipl. EPF
Laboratoire d'Énergétique Industrielle (LENI)
EPFL
Station 9
CH-1015 Lausanne
daniel.favrat@epfl.ch
www.epfl.ch

20 ans de contribution du LENI-EPFL à la recherche sur les pompes à chaleur

Zusammenfassung

Das LENI-EPFL hat im Laufe der Jahre einen beträchtlichen Teil der Forschungsanstrengungen auf das Feld der Wärmepumpen konzentriert. In diesem Feld wurden sowohl Wärmepumpen für Raumwärme im häuslichen Bereich, für Fernwärmenetze als auch für Anwendungen in der Industrie untersucht. Die methodischen Forschungsbeiträge waren die Verbesserung der Formulierung von Exergy Indikatoren, auch für ein Gesetz zur Energie und der Energie Integration von industriellen Prozessen. Sogenannte „environomic“ Optimierungsanalysen von integrierten Systemen mit Wärmepumpen wurden veröffentlicht. Das LENI trug zudem einen beträchtlichen Anteil zu international preisgekrönten Veröffentlichungen zum Thema „tubular boiling“ von Kältemitteln mit einem neuen physikbasierten Ansatz bei. Die technologischen Innovationen umfassen wichtige Beiträge zu Scrollverdichtern, zweistufige Wärmepumpen und Beiträge zu kleinen Hochgeschwindigkeits-zentrifugalkompressoren mit Kühlmitteldampfschmierung. Neue Konzepte für Fernwärme- und Kältenetze mit zentralen und dezentralen Wärmepumpen wurden vorgeschlagen. Superkritische Wärmepumpenkreisprozesse für die Speicherung von elektrischem Strom wurden ebenfalls untersucht.

Abstract

Throughout the years LENI-EPFL spent a significant part of its research activities on heat pumps be it for industrial heat recovery or for domestic or district heating and cooling. Methodological contributions include the improvement of the formulation of the exergy efficiency indicators, including for a cantonal law on energy and in the energy integration techniques for industrial processes. Novel, so-called environomic, mono- and multi-objective optimisation analyses of large integrated systems with heat pumps, including for tri-generation have been published. LENI also contributed to a novel physically based correlation for tubular boiling of various refrigerants that received an international award. The main technological innovations include major contributions to scroll compressors with intermediate vapor injection, two-stage domestic heat pumps and small high speed radial compressors on self-acting refrigerant vapor bearings with direct thermal or electric drives. New concepts of district heating and cooling systems with centralized and decentralized heat

pumps have been proposed. Supercritical heat pumps cycles for novel electricity storage concepts have also been studied.

Introduction

Résumer plus de 20 années de recherche dans un domaine en une présentation n'est pas une sinécure mais c'est aussi une chance, de se remémorer une vision initiale et sa confrontation à la réalité, de mesurer les défis accomplis et ceux qui sont en cours ou restent en gestation. Plus de 20 années, en fait près de 24 ans depuis les débuts du LENI avec trois axes principaux en matière de systèmes énergétiques :

1. améliorer les indicateurs de performances, notamment s'appuyant sur l'exergie (qui montrent que les pompes à chaleur (PAC) ont un grand rôle à jouer)
2. développer des méthodes de conception et d'optimisation de systèmes énergétiques intégrés sur des bases holistiques et notamment environnementales (prenant en compte les facteurs environnementaux, énergétique et économique)
3. contribuer au développement de meilleures technologies en vue d'une utilisation rationnelle de l'énergie, dont les PAC.

Pourquoi les PAC sont-elles si importantes dans nos activités. Une analyse élémentaire montre que la consommation d'énergie finale en Suisse pour du chauffage en cumulant la part des hydrocarbures liquides et gazeux et du bois est de l'ordre de 40% (Figure 1, [1]). Une grande partie de cette consommation est pour des besoins de chauffage à relativement basse température (maisons, eau chaude sanitaire) ou dans un cadre industriel où il existe encore un potentiel non négligeable de revalorisation par PAC de la chaleur résiduelle. L'homme a découvert le feu pour se chauffer il y a près de 400'000 ans. Depuis lors on a juste mis une boîte isolée autour et on appelle ce dispositif une chaudière auquel on ose attribuer un rendement proche de 100% (parce que basé seulement sur le premier principe de la thermodynamique). Est-ce vraiment une technologie du 21^{ème} siècle? Mérite-t-elle un si bon indicateur de performance ? La réponse est bien sûr négative et la figure 2 montre qu'avec une même unité de combustible il est possible de générer au moins deux fois plus de chaleur utile en intégrant des PAC. Le potentiel de réduction de gaz à effet de serre et de notre dépendance énergétique en mettant en jeu des PAC est donc considérable.

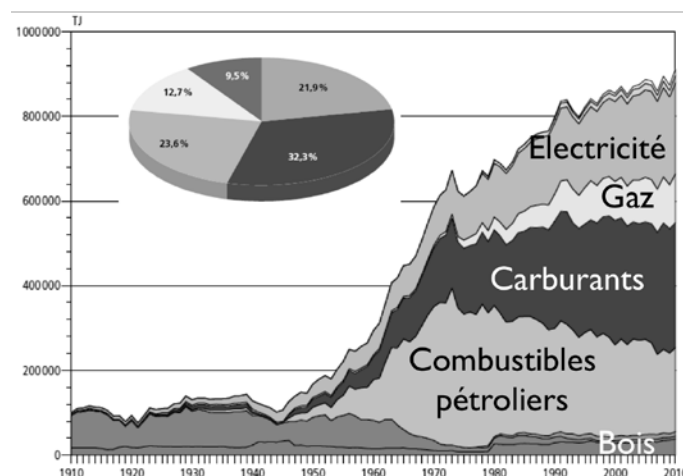


Figure 1: Consommation d'énergie finale en Suisse jusqu'en 2010 [1]

Contribution aux aspects méthodologiques et indicateurs

Dès les années 1990 un accent de la recherche a été mis sur les aspects méthodologiques en combinant premier et deuxième principes de la thermodynamique. Il s'agit d'une part de la théorie de l'exergie et d'autre part d'une approche simplifiée de celle-ci qui est l'intégration énergétique par la méthode du pincement appliquée non seulement aux procédés industriels, mais aussi à la conception de réseaux urbains ou de systèmes plus complexes de PAC.

Ce fut la réalisation du logiciel Pinchleni [2,3], un logiciel à vocation didactique mais aussi applicable à l'intégration de PAC industrielles dans des procédés en facilitant la synthèse par courbes composées et la conception de réseaux d'échangeurs. Les concepts de base de ce logiciel ont récemment été reprogrammés dans le logiciel désormais appelé PinCH par Olsen et al. [4].

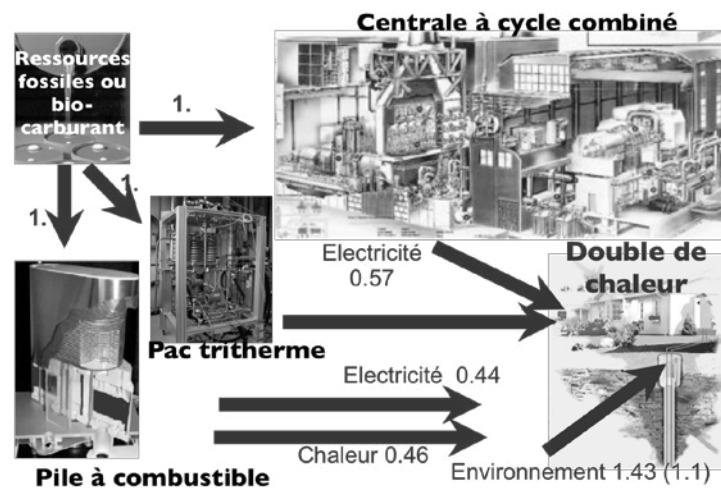


Figure 2: Trois différents types d'intégration de technologies avec PAC en vue d'une réduction de consommation et d'émissions de moitié

Une des contributions originales du LENI [5] a été l'extension de la méthode du pincement à la prise en compte de toutes les pertes exergétiques tout en étendant la synthèse aux besoins électriques également. Sur cette base, la figure 3 illustre les bénéfices attendus de l'intégration d'une PAC ouverte dans un procédé de distillation (recompression mécanique de vapeur). Le fait de remonter par compression de vapeur le plateau rouge de condensation au-dessus du plateau bleu d'évaporation, tel que représenté dans la figure de droite, permet une réduction des pertes exergétiques de 75%. L'introduction du diagramme supérieur (puissance électrique – Carnot facteur) permet de clairement représenter le bilan électrique résultant. D'autres exemples d'application également aux PAC fermées, notamment pour le séchage sont donnés dans les thèses Staine [6], Krummenacher [7], et tout récemment Becker [8]. Cette dernière caractérise l'évolution des outils de conception développés au LENI, sous l'impulsion plus récente du Dr F. Maréchal, avec une forte imbrication entre la théorie du pincement et les algorithmes d'optimisation permettant d'aller jusqu'à la conception automatique de systèmes complexes incluant notamment des PAC et de la cogénération.

Un des développements cruciaux du LENI a été le développement d'un algorithme évolutif multi-objectifs parfaitement adaptés à l'optimisation environnementale de systèmes énergétiques complexes. Ce développement réalisé dans le cadre de projets de l'Alliance for Global Sustainability avec les EPF, MIT et l'Université de Tokyo a permis la réalisation d'analyses

très fécondes, tant pour les systèmes incluant des PAC, que pour la conception intégrée de composants avancés. Cet algorithme d'optimisation résultant de deux thèses, est décrit, notamment dans la publication de Molyneux et al. [9] en liaison avec les réseaux urbains équipés de PAC. Une des publications les plus internationalement citées utilisant cet algorithme est celle de Burer et al. [10] montrant l'importante réduction possible d'émissions de gaz à effet de serre en tri-génération pour un quartier urbain.

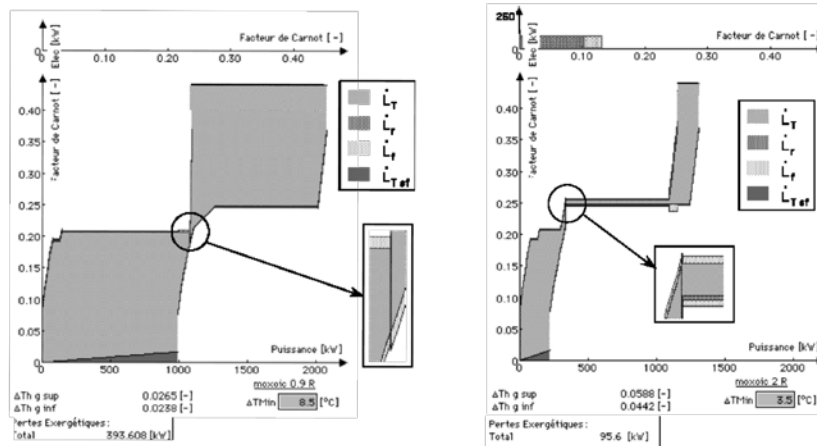


Figure 3: Méthode du pincement étendue appliquée à un procédé de distillation simple (à gauche) ou avec intégration d'une PAC ouverte (recompression mécanique de vapeur) (à droite). Les plages colorées illustrent les pertes exergetiques.

En matière d'exergie, certaines des contributions marquantes ont été :

- La refonte et la traduction anglaise des livres Borel, Favrat [11] avec notamment l'extension de la représentation graphique de la cuvette exergetique (figure 4) et une description plus précise du calcul des pouvoirs exergetiques. Cette dernière est particulièrement indiquée dans le cadre des systèmes de conversion plus complets incluant une séparation et l'éventuelle réutilisation du CO₂. Quant à la cuvette exergetique elle permet d'illustrer l'inévitable perte progressive de la valeur qualitative de l'énergie et l'intérêt de revaloriser l'énergie de l'environnement (état mort 1) avec des énergies aussi nobles que sont les combustibles ou l'électricité.

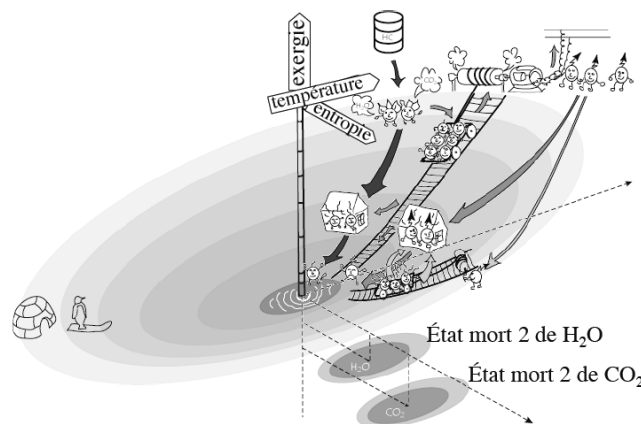


Figure 4: Représentation de la cuvette exergetique avec les différents modes de chauffage (chauffage électrique direct, chaudière simple, cogénération, PAC électrique) (l'état mort 1 caractérise l'équilibre thermo-mécanique avec l'atmosphère et l'état mort 2 l'équilibre complémentaire des concentrations dans l'atmosphère)[11]

- La contribution à l'introduction du rendement exergetique dans la loi genevoise sur l'énergie [12] (figure 4 et tableau 1) permettant d'étayer les recommandations les plus importantes telles que :
 - o Chauffer à la plus basse température possible
 - o Refroidir à la plus haute température possible

et de mettre en évidence l'intérêt des PAC. Cette introduction dans une loi, qui plus est votée par le peuple, provoque un intérêt international certain, même si on peut se prendre à regretter qu'elle n'ait pas encore été étendue à toute la Suisse !

Technologies	Power plant	Dist. plant	Building plant			Room convector			Overall exergy efficiency (%)		
			45°/35°	65°/55°	75°/65°	45°/35°	65°/55°	75°/65°	45°/35°	65°/55°	75°/65°
Supply/return temperatures											
Direct electric heating (nuclear power)	0.32					0.07	0.07	0.07	2.2	2.2	2.2
Direct electric heating (combined cycle cogeneration)		0.55				0.07	0.07	0.07	3.7	3.7	3.7
Direct electric heating (hydro power)	0.88					0.07	0.07	0.07	6.0	6.0	6.0
District boiler		0.2	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	5.8	5.8	5.8
Building non-condensing boiler			0.11	0.16	0.18	0.53	0.38	0.33	6.1	6.1	6.1
Building condensing boiler			0.12			0.53			6.6		
District heat pump (nuclear power)	0.32	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	5.6	5.6	5.6
Domestic heat pump (nuclear power)	0.32		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	7.6	5.4	4.8
Domestic cogeneration engine and heat pump			0.22	0.25	0.26	0.53	0.38	0.33	11.8	9.4	8.7
District heat pump (combined cycle power)	0.54	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	9.4	9.4	9.4
Domestic heat pump (combined cycle power)	0.54		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	12.9	9.2	8.1
Domestic heat pump (cogeneration combined cycle power)		0.55	0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	13.2	9.4	8.3
Cogeneration fuel cell and domestic heat pump			0.25	0.27	0.28	0.53	0.38	0.33	13.4	10.4	9.5
District heat pump (hydropower)	0.88	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	15.4	15.4	15.4
Domestic heat pump (hydropower)	0.88		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	21.2	15.1	13.3

Tableau 1: Rendement exergetique de différences technologies de chauffage [12]

Le tableau 1 tiré de la publication [12] montre les rendements de chauffage pour trois différentes températures de réseaux de chauffages domestiques et indiquant clairement l'avantage des PAC.

Concepts avancés de composants et de pompes à chaleur

Venant d'un centre industriel de recherche, ayant apporté, dans les années 80, des contributions aux plus grandes PAC de réseaux de chauffage urbains (tri-étagées, 2 fois 45 MWth) installées à Goteborg, au développement de compresseur à vis sans huile pour la vapeur d'eau [13] (dont un exemplaire tourne toujours chez Lonza), aux premiers essais de compresseur scroll, et aux essais d'expandeurs biphasiques, mes premières préoccupations dans le monde académique et en matière de PAC ont été :

- a. De faire une synthèse des principales filières technologiques (compression, chimique, magnétique ou thermoélectrique) et de leur perspective dans un contexte de

substitution des CFC. Cette synthèse a confirmé la poursuite de la domination des systèmes à compression de vapeur, car ils présentaient, et présentent toujours, des perspectives de rendements exergetiques largement supérieurs aux autres filières technologiques. [14]

- b. de clarifier les lacunes existantes dans les corrélations de transfert de chaleur en évaporation tubulaire notamment.
- c. de poursuivre la quête de compresseurs (et expandeurs) plus évolués, voire sans huile, permettant des cycles multiétagés plus performants.

Evaporateurs tubulaires

Concernant le point (b), un stand d'essai dit biphasé et permettant les essais dans n'importe quelle position de tubes d'évaporateur de 3m de longueur a été élaboré et monté (figure 5). Ce stand permet de visualiser les domaines d'écoulement lors de l'évaporation, soit dans un espace annulaire chauffé à contre-courant par de l'eau glycolée, soit dans des tubes équipés de voyants en leurs extrémités.

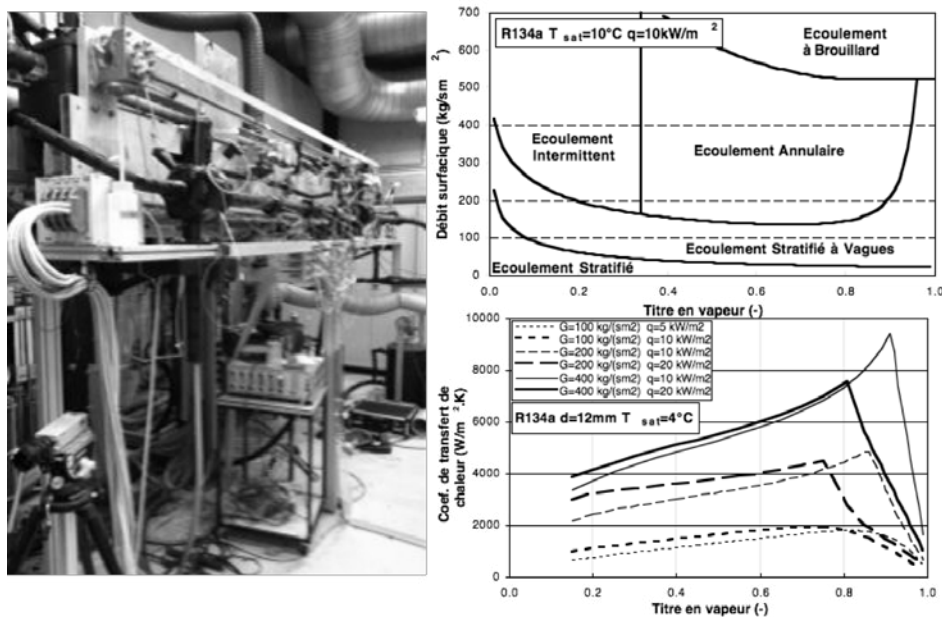


Figure 5: Stand d'essai (biphasé) d'évaporation tubulaire avec les résultats en terme de champ d'écoulement et de coefficient de transfert de chaleur pour du R134a pur [15].

Soutenus par l'OFEN et l'ASHRAE notamment des essais d'évaporation de plusieurs HFC ou d'ammoniac, en présence d'huile ou pas, ont permis de concevoir un nouveau type de corrélation de type physique de transfert de chaleur en évaporation tubulaire. Ces études, menées en collaboration avec John Thome, qui était alors scientifique invité occasionnel au LENI, ont été couronnées par le prix de la meilleure publication scientifique 1998 en transfert de chaleur de l'ASME (American Society of Mechanical Engineers). Cette publication en trois parties [16] fait l'objet de quelque 200 citations dans les journaux scientifiques et permet de prendre en compte plus précisément les différents champs d'écoulement avec l'état de mouillage des tubes en cours d'évaporation.

Ces études ont également permis d'évaluer expérimentalement l'influence de l'huile sur le transfert de chaleur en cours d'évaporation sur des tubes lisses et sur des tubes améliorés (Figure 6). Pour les tubes lisses, comme on le voit à gauche de la figure 6, l'influence n'est pas toujours claire sauf pour des titres élevés de vapeur où l'influence de l'huile est nettement préjudiciable. En ce qui concerne les tubes améliorés (figure 6 droite) la présence d'huile est toujours négative ce qui n'est pas surprenant puisque l'huile a tendance à se concentrer dans les cavités et à détruire l'effet d'amélioration.

Les corrélations obtenues ont par ailleurs été ultérieurement améliorées et étendues aux fluides frigorigènes différents des HFC comme l'ammoniac [18]. Ces différents efforts de compréhension des évaporateurs sont actuellement poursuivis notamment 7 pour les évaporateurs microtubaires dans le laboratoire du Prof Thome, fondé en 1998.

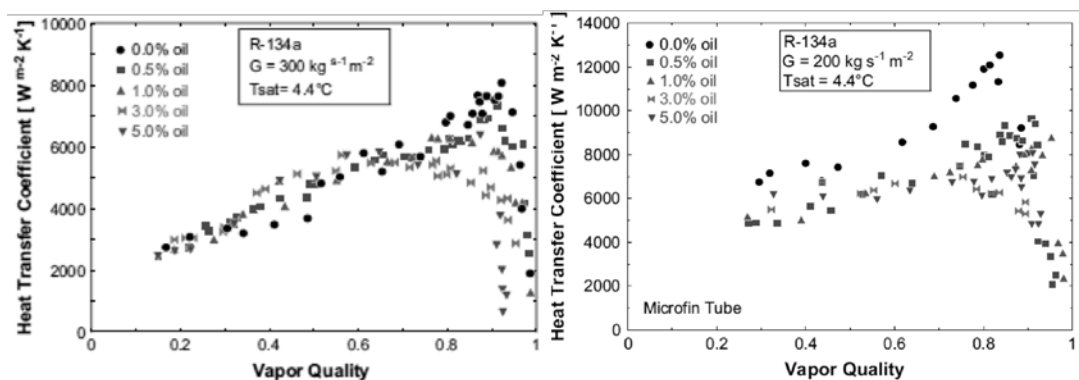


Figure 6: Effet sur le transfert de chaleur de la présence d'huile dans des tubes d'évaporateur, soit à surface plane [16], soit à micro-ailettes [17]

Vers des pompes à chaleur domestiques biétagées

Les PAC domestiques à entraînement électrique ont fait de grands progrès au début des années 90 grâce en particulier à l'introduction de compresseurs plus performants, notamment des compresseurs scroll. Les premières études au LENI portèrent sur le comportement des compresseurs scroll tant en compression biphasique [19], qu'en détente. Malheureusement les cycles monoétagés, en l'absence de turbines de détente biphasiques adéquates, représentent une sérieuse limitation à l'accroissement des performances de PAC, notamment pour les PAC air-eau à haute élévation de température. L'auteur avait déjà antérieurement essayé d'analyser les turbines de détente en lieu et place des vannes de détente. Toutefois les perspectives, en tout cas pour les turbines volumétriques, se sont avérées très limitées, en particulier en raison des phénomènes de retard à l'ébullition étudiés sous [20]. Restait donc la transition vers des cycles biétagés. Les premiers essais de PAC biétagée avec deux compresseurs hermétiques en série ont démontré le potentiel de gain en COP et en puissance de chauffage par rapport au cycle monoétagé (figure 7 [21]).

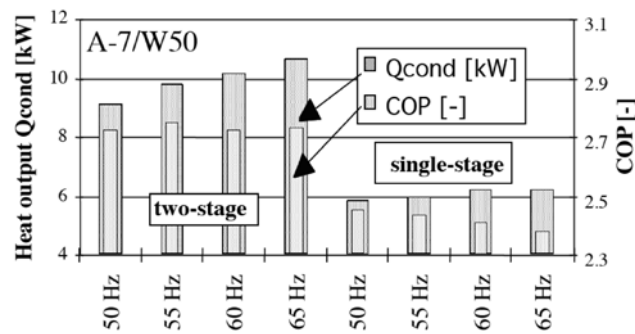


Figure 7: Comparaison des performances d'une PAC air-eau biétagée (avec le compresseur BP à vitesse variable) par rapport à une monoétagée [21]

Le problème principal était alors celui de la migration d'huile entre les deux compresseurs et, en général, les fabricants étaient peu disposés à envisager un système qui apparaissait comme trop compliqué. D'où une stratégie à deux volets :

- Simplifier le système en étudiant des cycles à deux étages mais avec un seul compresseur à injection intermédiaire de vapeur (compresseur dit à économiseur), même dans la faible gamme des compresseurs scroll.
- Explorer des concepts de compresseurs sans huile qui permettraient de s'affranchir de la migration d'huile, tout en utilisant mieux les échangeurs à surfaces améliorées et en permettant des degrés de surchauffe plus faibles.

Compresseur scroll à injection intermédiaire de vapeur

Lors d'un séjour sabbatique au MIT en 1999, l'auteur est allé à la maison mère de Copeland les convaincre de participer à un projet commun visant à développer et à tester leurs compresseurs scroll avec des ports d'injection intermédiaire comme on peut les trouver sur les compresseurs à double-vis. Cette collaboration avec le soutien de l'OFEN et d'EDF et en collaboration avec un fabricant suisse de pompe à chaleur air-eau, a permis d'étendre la plage d'élévation de température et d'améliorer le coefficient de performance (COP) des PAC air-eau.

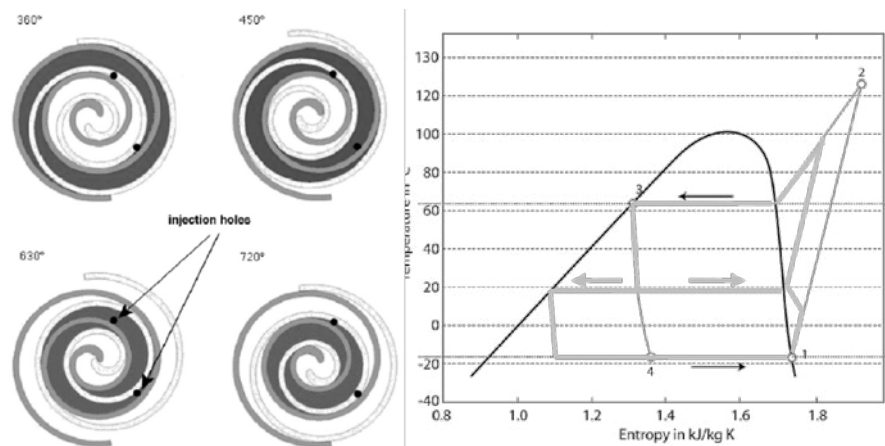


Figure 8: Représentation approximative de la position des ports d'injection intermédiaire dans un compresseur scroll et du cycle dans un diagramme T-s

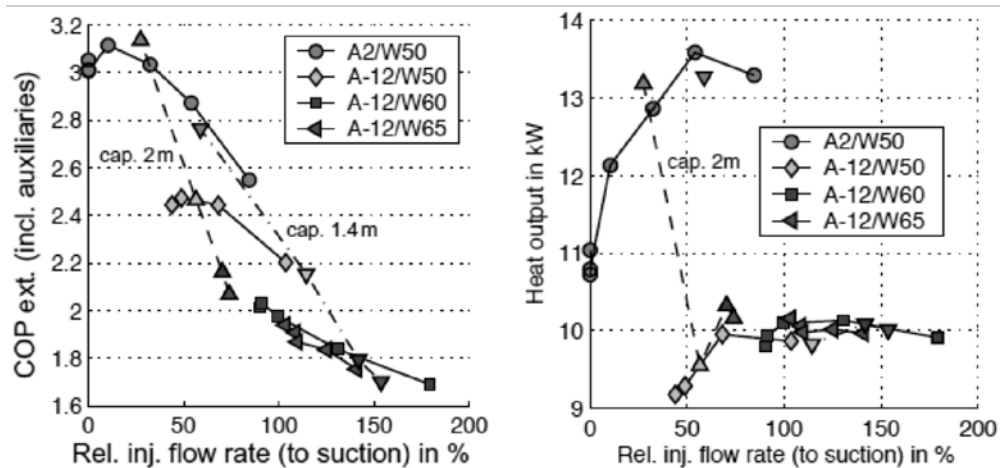


Figure 9: COP et puissance chaleur délivrée en fonction du débit d'injection (R407C) dans une PAC air-eau avec compresseur scroll et injection intermédiaire pour différentes longueurs de capillaires de première détente [22,23]

Les résultats expérimentaux montrent bien l'importance et le rôle de l'injection intermédiaire. Ces études furent un succès et ces compresseurs sont disponibles depuis lors sur le marché européen. Nous nous plaisons à qualifier les cycles de ce type, les cycles "bi-étagés du pauvre" en raison de leur coût moindre par rapport à un vrai cycle biétagé!

Pac air-eau à cycle biétagé

Afin d'avoir une base de comparaison identique, les essais avec deux compresseurs scroll fonctionnant en cycle biétagé ont été repris sur le même stand d'essai. Les résultats de la figure 10 confirment les bénéfices ceux des premières tentatives en 96-97 avec une augmentation substantielle du COP et de la puissance de chauffage. A noter aussi dans le cadre de ces efforts expérimentaux, la tentative réussie de mesurer on-line la concentration d'huile à l'amont de la vanne de détente au moyen d'un spectromètre infrarouge à transformée de Fourier, résultats qui n'ont pour l'heure été publiés que dans la thèse Zehnder [22].

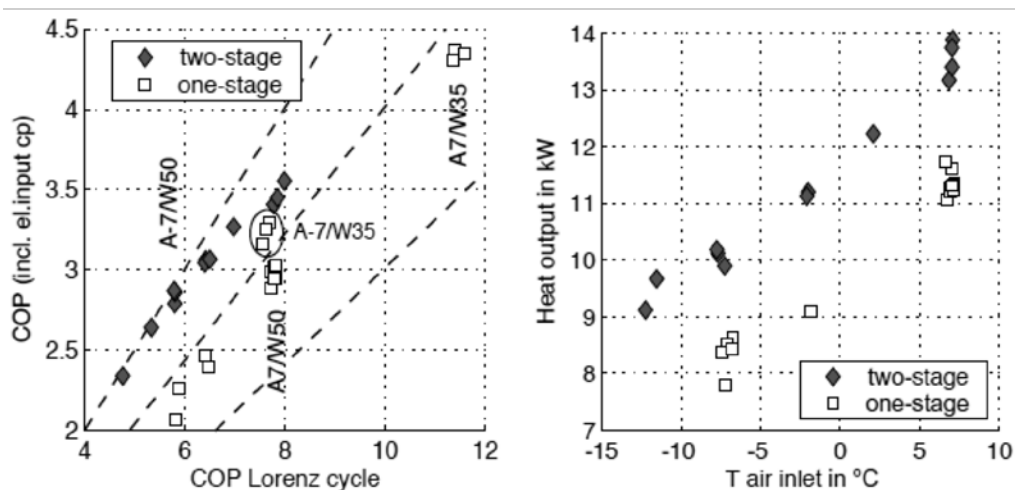


Figure 10: Comparaison des COP et de la puissance de chauffage entre cycle mono-étagé et biétagé [23]

Une autre tentative a également été entreprise, dans l'optique d'un accroissement de puissance de PAC air-eau pendant la pointe hivernale, de rajouter un compresseur booster en amont du compresseur principal. L'objectif était d'avoir un compresseur booster bon marché et à moindre durée de vie pour éviter l'utilisation de résistances électriques par temps très froids. Les essais ont été réalisés avec un compresseur ouvert de type scroll de climatisation automobile dont le rapport de volume installé avait été réduit [24]. Ces essais ont permis de montrer qu'avec la même pompe à chaleur mono-étagée initiale il était possible, sans changer l'évaporateur, ni le condenseur, de doubler la puissance de chauffage sans pertes importantes de COP. Le problème essentiel est qu'un tel compresseur booster même tiré de la climatisation de véhicule, donc à durée de vie plus faible, revient tout aussi cher, voire plus qu'un compresseur hermétique, avec cependant les problèmes de retour d'huile en moins, mais l'inconvénient d'être un compresseur ouvert à joint d'arbre.

Compresseur radial à haute vitesse et sans huile

Le problème de la migration d'huile dans les cycles biétagés à double compresseur n'étant pas résolu sans complexité excessive, le LENI s'est penché très tôt sur la possibilité de développer des compresseurs entraînés par moteur électrique à haute vitesse et tournant sans huile sur paliers à vapeur de fluide frigorigène.

Les bases méthodologiques pour la conception très intégrée d'un tel compresseur, d'abord mono-étagé, ont été développées dans la thèse Schiffmann [25 à 28] finalisée en collaboration avec un leader suisse des broches de machine outil, Fischer AG à Herzogenbuchsee.

La démonstration expérimentale d'un compresseur mono-étagé de ce type au R134a, avec une roue de 20 mm de diamètre a conclu cette thèse avec des points à 10

210'000 t/min et un rapport de pression de 3.4 suffisant pour une pompe à chaleur saumure-eau avec chauffage au sol. Les efforts se concentrent depuis sur les essais d'une version biétagée avec le même entraînement moteur et des paliers à gaz similaires (paliers à gaz autonome à chevrons). Des résultats récents ont permis d'atteindre 176'000 t/min dans un concept de PAC compacte biétagée air-eau sans huile. Même si le chemin fut et sera encore parcouru d'embuches, nous estimons que l'avenir de ce type de compresseur révolutionnaire est prometteur en ouvrant la voie à de nouveaux concepts de systèmes intégrés avec pompes à chaleur compactes. Les essais continuent.

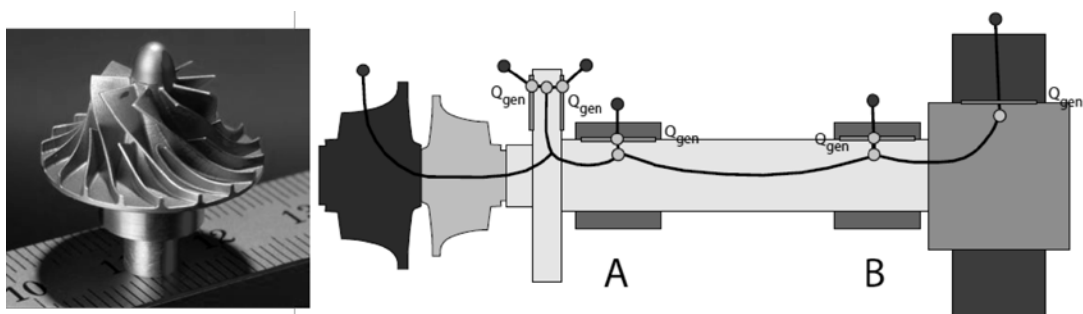


Figure 11: Vue d'une roue de compresseur et représentation schématique du concept biétagé pour le calcul de dynamique de rotor [24,25,26,27]

L'expertise en matière de petites turbomachines sur paliers à gaz est également utilisée dans un autre projet prometteur de PAC tritherme qui fait l'objet d'une autre présentation à ce symposium [29].

Par ailleurs un autre type de compresseur potentiellement sans huile mais volumétrique, le scroll co-rotatif sur roulement à billes céramiques refroidis par le fluide frigorigène lui-même a fait l'objet de travaux antérieurs [30, 31] dont certains ont été repris dans un autre cadre.

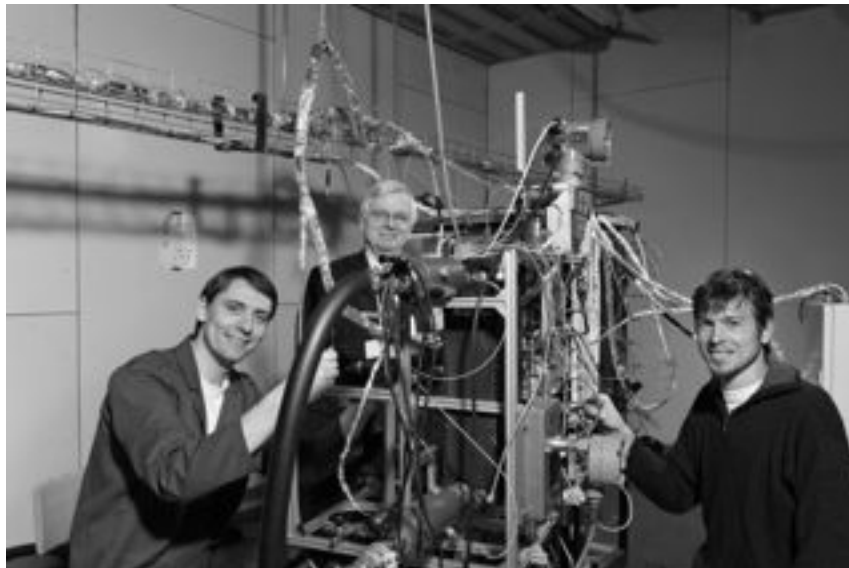


Figure 12: L'équipe du LENI travaillant sur la pompe à chaleur air-eau biétagée et sans huile (photo Alain Herzog)

Pompes à chaleur de réseaux urbains

Les milieux urbains représentent un secteur important de consommation énergétique et les PAC ont un potentiel considérable, particulièrement en Suisse où la plupart des villes sont localisées près de lacs ou de rivières importantes. Un concept préliminaire de réseaux de chauffage et de refroidissement utilisant un fluide frigorigène comme fluide de réseau en capitalisant sur les chaleurs latentes au lieu des chaleurs sensibles a été étudié au début des années 90 [32]. Cependant le contexte de substitution des fluides frigorigènes CFC et les difficultés perceptibles du point de vue de la toxicité avec l'ammoniac, nous ont conduit à abandonner provisoirement cette idée.

Une installation remarquable dans nos murs, la centrale de chauffe de l'EPFL avec deux pompes à chaleur de 3.9 MW sur l'eau du lac et deux turbines à gaz de cogénération a naturellement fait l'objet de plusieurs études qui restent pour une bonne part d'actualité. La première d'entre elle analyse l'optimisation thermoéconomique des opérations de la centrale avec ses possibilités de stockage thermique [33] et l'autre résume les résultats expérimentaux des performances de la centrale après onze années de fonctionnement [34].

Lorsqu'on considère des chauffages urbains avec PAC le niveau de température aller et retour est très important sur les performances. Au lieu de prévoir une distribution aller supérieure à la température des utilisateurs les plus exigeants, une approche alternative consiste à introduire des pompes à chaleur décentralisées pour ceux-ci en modérant la température

moyenne de réseau. Le problème d'optimisation devient alors complexe avec plusieurs dizaines de variables de décision surtout si on veut aussi considérer des coûts de pollution en comparant les systèmes. Utilisant un algorithme génétique mono-objectif du MIT, Curti dans sa thèse [35] a permis de rationaliser les compromis à faire au niveau des investissements en démontrant le grand intérêt des pompes à chaleur urbaines. Ces résultats ont fait l'objet de deux publications fréquemment citées [36]. Le problème a été repris ultérieurement avec une vue plus complète grâce au nouvel algorithme développé dans la thèse Molyneux et succinctement décrit dans [9].

Plus récemment deux nouvelles thèses ont permis d'une part de renforcer la structuration des besoins énergétiques d'un territoire urbain par Système d'Information Géographique (SIG) en prenant en compte les besoins en température (thèse Girardin décrite dans [37]) et de proposer notamment un nouveau concept original basé sur une distribution de CO₂ liquide et gazeux agissant en temps que source et puits de chaleur en milieu urbain (thèse Weber décrite dans [38]).

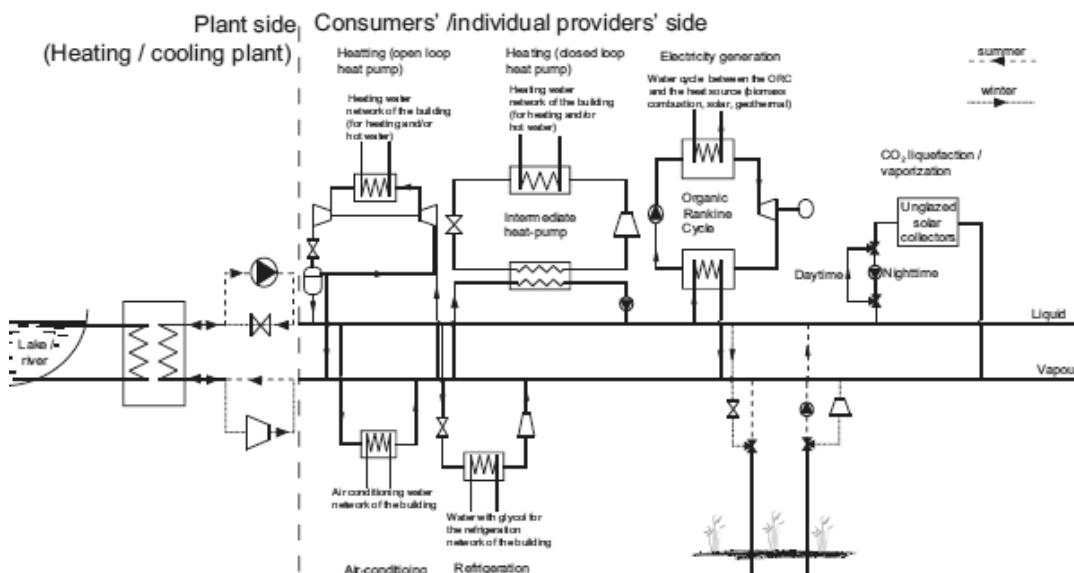


Figure 13: Réseau de chauffage et de refroidissement urbain avec distribution de CO₂ [38]

Cycle de pompe à chaleur pour du stockage d'électricité

Parmi les options de stockage d'électricité en dehors du pompage –turbinage ou de l'air comprimé, une autre approche consiste à alterner un cycle de PAC avec un cycle moteur en utilisant un stockage sous forme thermique par exemple. Dans le cadre d'une collaboration avec ABB Recherche, le LENI a contribué à l'optimisation thermoéconomique de ce type de concept [39,40]. Par ailleurs la contribution au stockage d'électricité par cycles impliquant des PAC fait l'objet d'une collaboration fructueuse avec l'institut KIMM en Corée du Sud [41].

Conclusions et Perspectives

Les pompes à chaleur ont un rôle clef à jouer dans les systèmes actuels et futurs, et les recherches entreprises au LENI mettent en évidence leur potentiel d'amélioration dans le domaine industriel, du confort domestique et des réseaux énergétiques urbains, allant même jusqu'au cycle de stockage d'électricité. Le futur est encore plus prometteur si l'erreur n'est pas commise de « se reposer sur ses lauriers » en renonçant à une recherche de pointe dans ce secteur crucial. Les collaborations internationales sont également à cultiver. Par ailleurs, il est également important de convaincre le public et les politiques que l'énergie de l'environnement, tout comme les rejets thermiques, font partie intégrante des énergies renouvelables et que leur valorisation passe par les PAC.

Remerciements

L'auteur remercie l'Office Fédéral de l'Energie, le NEFF, la CTI, EDF, ECLEER, Fischer Engineering, ABB, le SCANE, les SIG, ASHRAE et plusieurs autres industries et institutions pour leurs soutiens financiers aux différents projets mentionnés. Remerciements aussi à tous les collaborateurs du LENI impliqués dans les projets mentionnés dans cet article.

Sources

- [1] OFEN, "Statistique globale suisse de l'énergie 2010" Office Fédéral de l'Energie, 2010.
- [2] D.Favrat, F.Staine: "An interactive approach to the energy integration of thermal processes". Int. Conf. on Computer Aided Learning and Instruction in Science and Engineering, Lausanne, Sept 9-11, 1991.
- [3] F.Staine, "Logiciel Pinchleni". Rapport OFEN. ENET Art 30374, 1995.
- [4] D.Olsen, A.Egli, B.Wellig, "PinCH: an analysis tool for the process industries", Conf. ECOS 2010, Ed. D.Favrat et al., Lausanne.
- [5] F.Staine, D.Favrat, "Energy Integration of Industrial Processes Based on the Pinch Analysis Method Extended to Include Exergy Factors", Journal of Applied Thermal Eng., vol.16, pp. 497-507, 1996.
- [6] F.Staine, "Intégration énergétique des procédés industriels par la méthode du pincement étendue aux facteurs exergetiques", thèse EPFL 1318, 1994.
- [7] P.Krummenacher, "Contribution to the heat integration of batch processes (with or without heat storage)", thèse EPFL 2480, 2001.
- [8] H.C.Becker, "Methodology and Thermo-Economic Optimization for Integration of Industrial Heat Pumps", thèse EPFL 5341, 2012

- [9] A.Molyneaux, G.B.Leyland, D.Favrat, “Environomic multi-objective optimisation of a district heating network considering centralized and decentralized heat pumps”. *Energy* 35(2) pp751-758, 2010.
- [10] M.Burer, D.Favrat et al. “Multicriteria optimisation of a district heating cogeneration plant integrating a Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine combined cycle, heat pumps and chillers”, *Energy* 28 (6) pp 497 – 518, 2003.
- [11] L.Borel, D.Favrat, “Thermodynamique et énergétique” vol. 1 et 2 , PPUR 2005 et 2007, traduit en anglais sous le titre “Thermodynamics and energy systems analysis” vol 1 and 2 EPFL Press , 2010 et 2012.
- [12] D.Favrat, F.Marechal, O.Epelly, “The challenge of introducing an exergy indicator in a local law on energy”. *Energy* 33 (2), pp130-136, 2008.
- [13] B.Degueurce, Banquet, J.P.Denisart, D.Favrat, “Use of a twin-screw compressor for steam recompression”. BHRA Symposium on the Large Scale Application of Heat Pumps, York, 1984 (reprinted in : *Hydraulic Pneumatic Mechanical Power and World Pumps Journal*, Dec. 1984).
- [14] D.Favrat, “Thermopompes et frigopompes: Filières technologiques et perspectives”. Conférence sur "La couche d'ozone, sa sauvegarde et la santé", SWKI/SICC, EPFL, Nov. 1989.
- [15] N.Kattan, J.R.Thome, D.Favrat, “Flow Boiling in Horizontal Tubes. Parts 1 to 3”. *Journal of Heat Transfer*, Vol.120, N°1, pp.140-165, 1998.
- [16] O.Zürcher, J.R.Thome, D.Favrat, “Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R134a/Oil Mixtures. Part 2: Evaporation in a Plain Tube”. *HVAC&R Research*, ASHRAE, Vol.3, N°1, pp.54-64, 1997.
- [17] E.Nidegger, J.R.Thome, D.Favrat, “Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R134a/Oil Mixtures. Part 1: Evaporation in a Microfin Tube”. *HVAC&R Research*, ASHRAE, Vol.3, N°1, pp.38-53, 1997.
- [18] O.Zürcher, D.Favrat, J.R.Thome, “Evaporation of refrigerants in a horizontal tube: a new flow pattern dependent heat transfer model compared to ammonia data” *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 45(2), pp 303-317, 2002.
- [19] Th.Afjei, P.Suter, D.Favrat “Experimental Analysis of an Inverter-Driven Scroll Compressor with Liquid Injection”. *Purdue Compressor Conference*, 1992.
- [20] D.Favrat, J.P.Denisart, I.Ryhming “Vaporization of superheated water under sudden depressurization”. 3rd Multiphase Heat and Mass Transfer Symposium, Miami, 1982 (reprinted in: 1983 European Two-phase Flow Group Meeting).
- [21] D.Favrat, E.Nidegger, D.Reymond, G.Courtin “Comparison between a single-stage and a two-stage air to water domestic heat pump with one variable speed compressor.

- IIR Conference on heat pump systems, energy efficiency and global warming, Linz, Oct 1997.
- [22] M.Zehnder, D.Favrat et al. "High performance air-water heat pump with extended application range for residential heating, 7th IEA Heat Pump Conference, Beijing, May 2002.
- [23] M.Zehnder,"Efficient air-water heat pumps for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects". Thèse EPFL 2998, 2004
- [24] M.Zehnder, J.Schiffmann, J.B.Carre, D.Favrat "Implementation of a scroll booster compressor into a single-stage air-water heat pump for peak winter day". Int. conf. ECOS2010, Lausanne (2010).
- [25] J.Schiffmann "Integrated design, optimisation and experimental investigation of a direct driven turbocompressor for domestic heat pumps". Thèse EPFL 4126, 2008.
- [26] . Schiffmann and D. Favrat, "Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps," International Journal of Refrigeration, vol. 32, no. 8, pp. 1918-1928, 2009.
- [27] J. Schiffmann and D. Favrat, "Design, experimental investigation and multi-objective optimisation of a small-scale radial compressor for heat pump applications". Energy 35(1), pp 436-450 , 2010.
- [28] J. Schiffmann and D. Favrat,"Integrated design and optimisation of gas bearing supported rotors". ASME Journal of Mechanical Design vol. 132, (5) , 2010
- [29] J. Demierre, "Theoretical and Experimental Study of a Thermally Driven Heat Pump Based on a Double Organic Rankine Cycle". Thèse EPFL 5201 , 2012.
- [30] A.Molyneaux, Zanelli R,"Externally pressurized and hybrid bearings lubricated with R134a for oil-free compressors". Purdue Compressor Conference, 1996.
- [31] A.Molyneaux, A.Merminod, D.Favrat et al, "Compresseur de réfrigérants hermétique et sans huile". Rapport NEFF , 1997.
- [32] D.Favrat, T.Grivel, "District Heating and Cooling with Heat Pumps and Refrigerant Networks: Utopia or Possibility?" Int. Conf. on Conventional and Nuclear District Heating, Lausanne, March 18-22, ed. G.Sarlos, D.Favrat,1991.
- [33] M. von Spakovsky, M.Batato, V.Curti, "The Performance Optimization of a Gas Turbine Cogeneration / Heat Pump Facility with Thermal Storage", Journal of engineering for gas turbines and power, vol. 117, (2), p. 4-9, 1995.
- [34] X.Pelet, D.Favrat, A.Voegeli, "Performance of a 3.9 MW Ammonia Heat Pump in a District Heating Cogeneration Plant: Status after eleven years of operation",

Compression Systems with Natural Working Fluids, IEA Annex 22 Workshop, Gatlinburg, TN, USA, Oct. 2-3, 1997.

- [35] V.Curti, “Modélisation et optimisation environomiques de systèmes de chauffage urbain alimentés par pompes à chaleur”. Thèse EPFL 1776 ,1998.
- [36] V.Curti, D.Favrat, M. von Spakovsky, “An environomic approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace: Parts 1&2: Methodology and results”, Int. journal of Thermal Sciences, vol. 39, (7), 2000.
- [37] L.Girardin, F.Marechal, D., “Energis: a geographical information based system for the evaluation of integrated energy conversion systems in urban areas”. *Energy*, 35(2), pp 830-840, 2010.
- [38] C.Weber, D.Favrat, “Conventional and advanced CO₂ based district energy systems. *Energy* 35(12), pp 5070-5081, 2010.
- [39] M.Morandin, F.Marechal, et al.”Conceptual design of a thermo-electrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles”. *Energy*, in print, 2012.
- [40] S.Henchoz, F.Buchter, D.Favrat et al.”Thermoeconomic analysis of a solar enhanced energy storage concept based thermodynamic cycles. *Energy*, 41(1), pp 113-120, 2012.
- [41] Y.M. Kim, C.G. Kim, D.Favrat,”Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and –high temperature heat sources”, *Energy*, in press, 2012.

Thomas Afjei, Prof., Dr. sc. techn.; Dozent Gebäudetechnik
Ralf Dott, Dipl.-Ing. TH; wiss. Mitarbeiter
Andreas Genkinger, Dipl.-Phys.; wiss. Mitarbeiter
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik
Institut Energie am Bau
Sankt-Jakobs Strasse 84
CH-4132 Muttenz
thomas.afjei@fhnw.ch
www.fhnw.ch/iebau

Wärmepumpe und Solarthermie – Kurzberichte zu den Projekten SOFOWA und EFKOS

Zusammenfassung

Die energiepolitischen Vorgaben in Europa erfordern, dass die Wärmeversorgung von Gebäuden in wenigen Jahren als Nullenergie- oder Plusenergiehäusern erfolgt, wobei „null“ oder „plus“ sich auf die Jahresbilanz bezieht. Für die Wärmeversorgung kommen in der Regel Systeme zur Anwendung, welche Wärmepumpen, Solarthermie und teilweise auch Photovoltaik nutzen. Das Projekt SOFOWA (Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik und Wärmepumpen) zielt auf die Optimierung des Gesamtsystems Wärmepumpe-Solar mit direkter und indirekter Nutzung solar erzeugter Wärme für Heizung und Trinkwassererwärmung. Das Projekt EFKOS (Effizienz kombinierter Systeme mit Wärmepumpe) beschäftigt sich mit der Abbildung kombinierter Systeme und neuer Technologien für die Berechnung des Jahresnutzungsgrades. Optimierte Systemschaltungen, Kennfeldberechnungen auf Basis weniger Stützpunkte und die Entwicklung eines normentauglichen Rechenverfahrens sind Gegenstand der aktuellen Arbeiten in den Projekten SOFOWA und EFKOS.

Abstract

Energy regulations in Europe will require NearZero- or Plus-Energy-Buildings within a few years from now, where “NearZero” or “Plus” refers to the annual heat energy balance. The applied heat supply systems will usually use heat pumps, solar heat and partly also photovoltaic. The project SOFOWA (combination of solar heat, photovoltaic and heat pump) aims at optimizing the integrated system combination of heat pump and solar energy with direct and indirect use of solar heat for space heating or domestic hot water preparation. The project EFKOS deals with the implementation of combined systems and new technologies in the calculation of annual electricity demand and seasonal performance factors. Optimized system configurations, performance map calculations based on less measurement points and

the development of calculation methods suitable for standards are topics of the actual work in the projects SOFOWA and EFKOS.

Einleitung

Die 1.64 Millionen Gebäude (davon 1.36 Mio. reine Wohngebäude) in der Schweiz verbrauchen 46% des inländischen Gesamtenergieverbrauchs [49% (83 TWh) des fossilen Inlandverbrauchs und 37% (22 TWh) des Stromverbrauchs]. In wenigen Jahren werden Null- oder sogar Plus-Energie-Gebäude im Neubau Standard sein. Neben einer ausreichend gedämmten Gebäudehülle ist eine hoch effiziente Gebäudetechnik ein Muss. Der Wärmebedarf soll zu einem grossen Teil mit den lokal verfügbaren Energiequellen Solarstrahlung, Wind, Umgebungswärme oder Biomasse erzeugt werden. Die in diesem Kontext entwickelten Systeme müssen dann auch in den Nachweis- und Berechnungsverfahren abgebildet werden können.

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

Das Projekt EFKOS (Effizienz kombinierter Systeme mit Wärmepumpe) beschäftigt sich mit der Entwicklung von Norm-tauglichen Rechenverfahren für Wärmeversorgungssysteme in Nullenergiehäusern, um für die Betriebsmodi Heizen, Kühlen und Trinkwassererwärmung den jährlichen Energieverbrauch und den Jahresnutzungsgrad zu berechnen. Neben häufig eingesetzten kombinierten Systemen, wie z.B. Multifunktionsgeräten, sollen auch neue Technologien, z.B. die Leistungsmodulation mit Inverter, in die Berechnungen einfließen. Voraussetzung für die Berechnung ist die Verfügbarkeit eines Kennfelds, das den ganzen Betriebsbereich abdeckt. Da eine Messung aller Betriebspunkte zu aufwändig wäre, wird das Kennfeld unter Verwendung einer geringen Anzahl von Stützstellen rechnerisch generiert.

Kombinierte Systeme, ihre Anwendung und Modellierung

Aus der Evaluation sinnvoller Kombinationen von Solarthermie und Wärmepumpe wurden drei typische hydraulische Schaltungen ausgewählt, welche einerseits charakteristische Eigenarten der Schaltungen aufzeigen und andererseits die anwendbaren Rechenmethoden und mathematischen Modelle verdeutlichen.

SOFOWA_1

Das erste System, dargestellt in Bild 1, zeigt ein kombiniertes System von Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit separater Nutzung der beiden Wärmeerzeuger ohne direkte Integration.

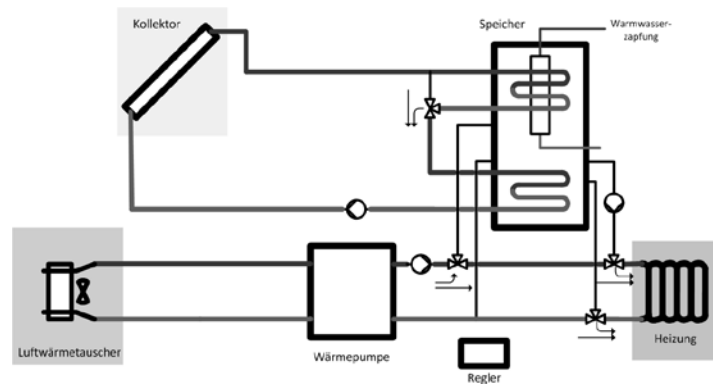


Bild 1: SOFOWA_1: Kombiniertes System von Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit separater Nutzung von Solarthermie und Umweltwärme

Hierbei werden bekannte, erprobte und optimierte Komponenten entsprechend ihrem ursprünglich angestrebten Einsatzzweck eingesetzt. Für die kombinierte Nutzung ist es wichtig, dass die Einsatz-Regeln für beide Komponenten im System weiterhin eingehalten werden. Diese ist für die Solarthermie u.a. der Erhalt der Temperaturschichtung des Wärmespeichers, um mit einer möglichst niedrigen Eintrittstemperatur in den Kollektor (hohe Effizienz) eine hohe Nutztemperatur zu erreichen. Kombispeicher sind jedoch exergetisch betrachtet nicht ideal, weil der Speicher wegen der Trinkwassererwärmung immer auf einer hohen Temperatur gehalten werden muss. Ideal wäre ein System, das mit einer leistungsgeregelten Wärmepumpe bei geringen Grädigkeiten in den Wärmeübertragern auf ein Niedertemperatur-Wärmeabgabesystem geht, - Vorlauf kleiner 30 °C -, und die Trinkwassererwärmung über einen Beistellboiler bereit stellt. Da der Warmwasseranteil in Nullenergiehäusern oft ähnlich gross wie der Heizanteil ist, muss die Wärmepumpe sowohl bei niedrigem als auch bei hohem Temperaturhub effizient arbeiten.

In Bezug auf die Berechnung und Modellierung können alle bisher etablierten Verfahren (Kollektorkennlinie und WP-Kennfeld) sowohl für Norm-Rechenverfahren wie auch für dynamische Jahressimulationen angewendet werden. Bei der BIN-Methode, wie sie z.B. in der EN 15316-4-2 [1] beschrieben wird, müssen die von den beiden Komponenten erzeugten Energieanteile beachtet werden, wozu ein Verfahren im Entwurf SIA 384/3 [2] gezeigt wird. Weiterentwicklungen und Anpassungen sind zur Berücksichtigung neuer Technologien wie z.B. leistungsgeregelten Wärmepumpen erforderlich.

SOFOWA_2

Das zweite System, dargestellt in Bild 2, zeigt ein kombiniertes System von Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit direkter und indirekter Nutzung des Solarabsorbers.

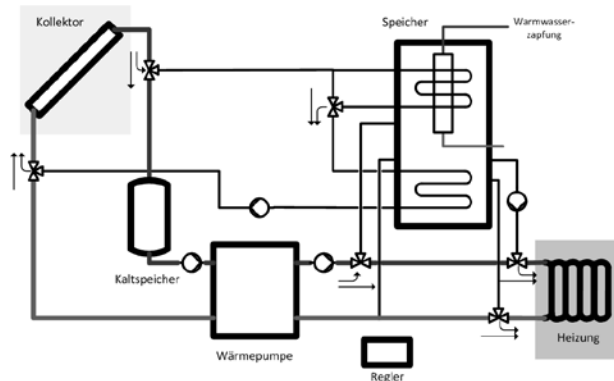


Bild 2: SOFOWA_2: Kombiniertes System von Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit direkter und indirekter Nutzung des Solarabsorbers als Quelle für die Wärmepumpe

Ein Ansatz zur Steigerung der System- und der Wärmepumpen-Effizienz ist die Nutzung der Solarstrahlung zur Erhöhung der Quelltemperatur der Wärmepumpe. SOFOWA_2 nutzt den Solarabsorber als einzige Wärmequelle. Dies vereinfacht die Schaltung und ist, auch von der ökonomischen Seite her betrachtet, interessant. Eine zentrale Herausforderung bei solchen Systemen besteht darin, dass die Komponenten Solarabsorber und Wärmepumpen-Verdampfer standardisierte Komponenten und auf ihren bisherigen Einsatzbereich hin optimiert sind. Eine anderweitige Nutzung kann zusammen mit den erforderlichen Anpassungen auch zu einer Verschlechterung der Systemeffizienz führen. Die für die direkte Solarnutzung möglichst zu vermeidenden konvektiven Wärmeverluste an die Luft werden in Zeiten mit geringem Strahlungsdargebot als Wärmegewinne benötigt. Aktuell eingesetzte Lösungsansätze sind nicht-verglaste, selektiv beschichtete Absorber oder belüftete, verglaste Kollektoren. Diese Solar-Absorber werden in ihrer Funktion als Wärmequelle für die Wärmepumpe auch unterhalb der Umgebungstemperatur betrieben. Damit das zeitlich schwankende Strahlungsdargebot für eine taktende Wärmepumpe besser nutzbar wird, können quellenseitige Pufferspeicher verwendet werden.

Solarabsorber sind in den bisherigen Norm-Rechenverfahren nicht als Quelle für die Wärmepumpe berücksichtigt. Daher müssen die für Jahressimulationen existierenden Modelle in den drei Punkten Betriebsbereich Solarabsorber, quellenseitiger Pufferspeicher und Betriebsbereich der Wärmepumpe überprüft und angepasst werden. Mit dem Betrieb von Solarabsorbern unterhalb der Umgebungstemperatur tritt Kondensatbildung und ggf. Vereisung der Oberfläche auf, weshalb im Kollektormodell Kondensationswärmegewinne und abweichende Emissionsgrade von feuchten und trockenen Oberflächen zu berücksichtigen sind. Weiterhin ist eine genauere Abbildung der lokalen Windgeschwindigkeit in Kollektorebene wichtig, da diese einen wesentlichen Einfluss auf die konvektiven Wärmegewinne hat.

Als Pufferspeicher auf der Quellenseite der Wärmepumpe werden auch Latent-Speicher mit den Medien Wasser/Eis oder bei höheren Quellentemperaturen auch mit Paraffin eingesetzt. Diese sind zur Bewertung der Systeme hinreichend genau abzubilden.

Mit zusätzlicher Nutzung der Solarstrahlung als Wärmequelle treten für die Wärmepumpe höhere Quellentemperaturen auf. Bei der Modellierung muss geprüft werden, ob sich die Wärmepumpe noch im zulässigen Betriebsbereich befindet (z.B. Verdichter) und ob das Wärmepumpenkennfeld auch für höhere Quellentemperaturen ausreichend genau berechnet werden kann.

Diese Fragestellung ist auch für das Projekt EFKOS relevant, zu dem im Abschnitt „Kennfelderweiterung für Teillastbetrieb“ Zwischenergebnisse vorgestellt werden.

SOFOWA 3

Das dritte System, dargestellt in Bild 3, zeigt ein kombiniertes System von Luft/Wasser-Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit direkter und indirekter Nutzung des Kollektors als zweite Wärmequelle für die Wärmepumpe

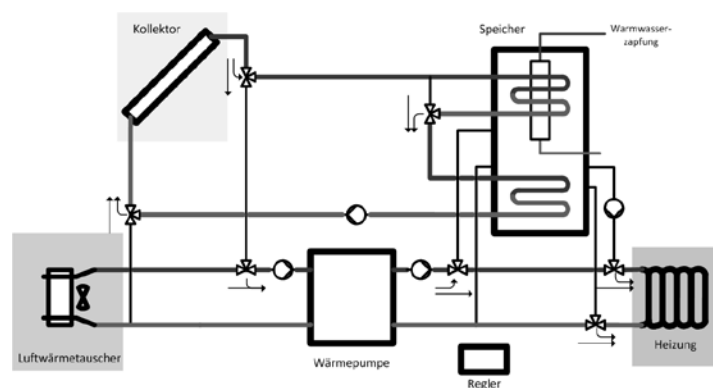


Bild 3: System 3: Kombiniertes System von Wärmepumpe und thermischem Solarkollektor mit direkter und indirekter Nutzung des Kollektors als zusätzliche Wärmequelle für die Wärmepumpe

SOFOWA_3 nutzt ähnlich wie SOFOWA_2 die Solarstrahlung zur Erschließung einer Wärmequelle höherer Temperatur, allerdings werden hier die beiden Wärmequellen Luft und Strahlung mit parallel bzw. teilparallel arbeitenden Aggregaten erschlossen. Die Anbindung zweier Wärmequellen kann entweder über einen hydraulischen Zwischenkreislauf über einen (1) Verdampfer erfolgen oder separat über zwei in Serie geschaltete Verdampfer erfolgen.

Für die Modellierung mit hydraulischem Zwischenkreis zum Verdampfer gelten die Aussagen analog zur Modellierung von SOFOWA_2. Werden die beiden Wärmequellen an zwei im Kältekreis integrierte Verdampfer angeschlossen, so muss, soweit keine detaillierten Prüfdaten für solche Systeme vorliegen, auf die Kältekreisberechnung zurückgegriffen werden, was Inhalt der kommenden Arbeiten ist.

Kennfelderweiterung für Teillastbetrieb

Heute übliche Wärmepumpen werden stets mit voller Heizleistung betrieben. Dies führt insbesondere bei Aussenluft als Wärmequelle zum Widerspruch, dass die Heizleistung dann am grössten ist, wenn der Wärmebedarf des Gebäudes am geringsten ist, nämlich bei hohen Aussenlufttemperaturen. In diesem Betriebsbereich fängt die Wärmepumpe daher an zu Takten, sie unterbricht ihren Betrieb periodisch, um somit trotz überdimensionierter Leistung im Zeitmittel genau den Energiebedarf des Gebäudes zu decken (Bild 4 links).

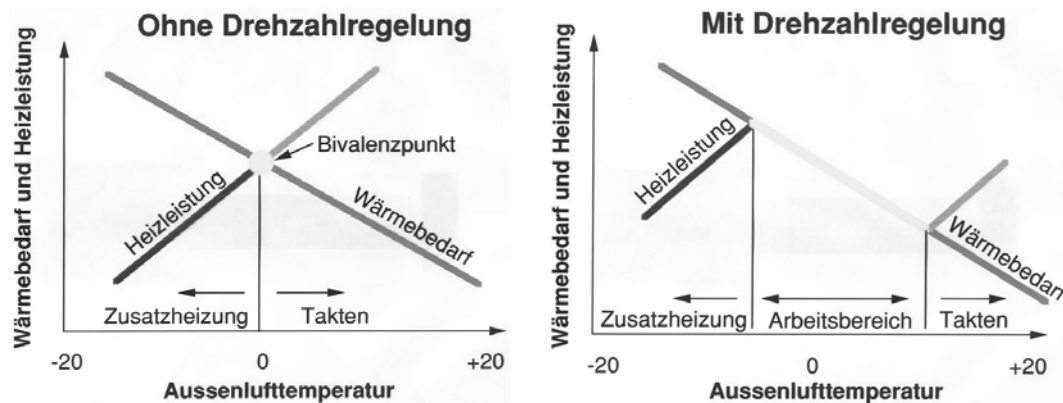


Bild 4: Bei bisherige Wärmepumpen stimmen Bedarf und Heizleistung nur an einem einzigen Punkt (dem Bivalenzpunkt) überein. Leistungsgeregelte Geräte können dank variabler Kompressordrehzahl ihre Heizleistung in gewissen Grenzen dem Bedarf anpassen.

Bei sehr kalten Temperaturen unter der Auslegungstemperatur hingegen reicht die Leistung der Wärmepumpe alleine oft nicht aus, um genügend Wärme bereitzustellen. Dann muss eine Zusatzheizung die Lücke füllen, vor allem bei kleinerem Leistungsbedarf zur Beheizung von Einfamilienhäusern geschieht dies meist über eine direktelektrische Nachheizung. Eine kommende Generation von Wärmepumpen mit variabler Heizleistung wird jedoch bald am Markt verfügbar sein. Diese Geräte können durch Regelung der Kompressordrehzahl ihre Wärmeleistung stets dem aktuellen Bedarf anpassen (Bild 4 rechts). Für beide Gerätetypen – solche mit fixer und solche mit variabler Kompressordrehzahl – stellt sich die Frage, wie die Effizienz unter allen auftretenden Betriebsbedingungen bestimmt werden kann. Da diese Betriebszustände im Jahresverlauf stets wechseln, eine messtechnische Bestimmung der Effizienz in mehreren Betriebspunkten aber sehr aufwändig ist, muss dabei auf rechnerische Methoden zurückgegriffen werden. Dazu soll aus möglichst wenigen gemessenen Prüfpunkten das gesamte Kennfeld der Wärmepumpe generiert werden können. Eine Änderung bei der Wärmepumpen-Prüfnorm EN 14511 [3] sowie das seitens der EU in Kürze erforderliche Gerätelabel für Wärmepumpen (basierend auf der Methodik nach EN 14825 [4]) bedingt auch bei nicht-leistungsgeregelten Wärmepumpen ein Rechenverfahren, welches die Kennzahlen Heizleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Coefficient of performance (COP) von unterschiedlichsten Voll- und Teillastzuständen möglichst genau wiedergibt. So fehlen bei bestehenden Prüfdaten nach alter Prüfnorm EN 14511:2007 [5] für Luft/Wasser Wärmepumpen beispielsweise die künftig erforderlichen Betriebspunkte A12 und A-15 bei 12 °C und -15 °C Aussenlufttemperatur. Nebst diesen Vollast-Zuständen bei jeweils gleicher Austrittstemperatur sind in der EN 14825 zur Geräteetikettierung drei Klimatypen (mittel,

wärmer, kälter) mit jeweils vier Temperaturanwendungen (tief, mittel, hoch, sehr hoch) definiert. Zusammen führt das zu 60 Prüfpunkten die jeweils bestimmt werden müssten, was faktisch nicht machbar ist.

Im Folgenden werden zwei Berechnungsmodelle beschrieben, welche –ausgehend von Prüfmessungen nach alter oder neuer EN 14511– die benötigten Daten auf rechnerischem Weg ermittelt, ein einfacheres Modell A und ein verfeinertes Modell B. Beide Modelle wurden an zwei verschiedenen Luft/Wasser-Wärmepumpen validiert, die hier aufgeführten Werte stammen aber immer von ein und derselben Wärmepumpe und wurden freundlicherweise von der Firma Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG zur Verfügung gestellt (Die Messwerte stimmen nicht zwingend mit den Nenndaten eines Seriengerätes überein) [7].

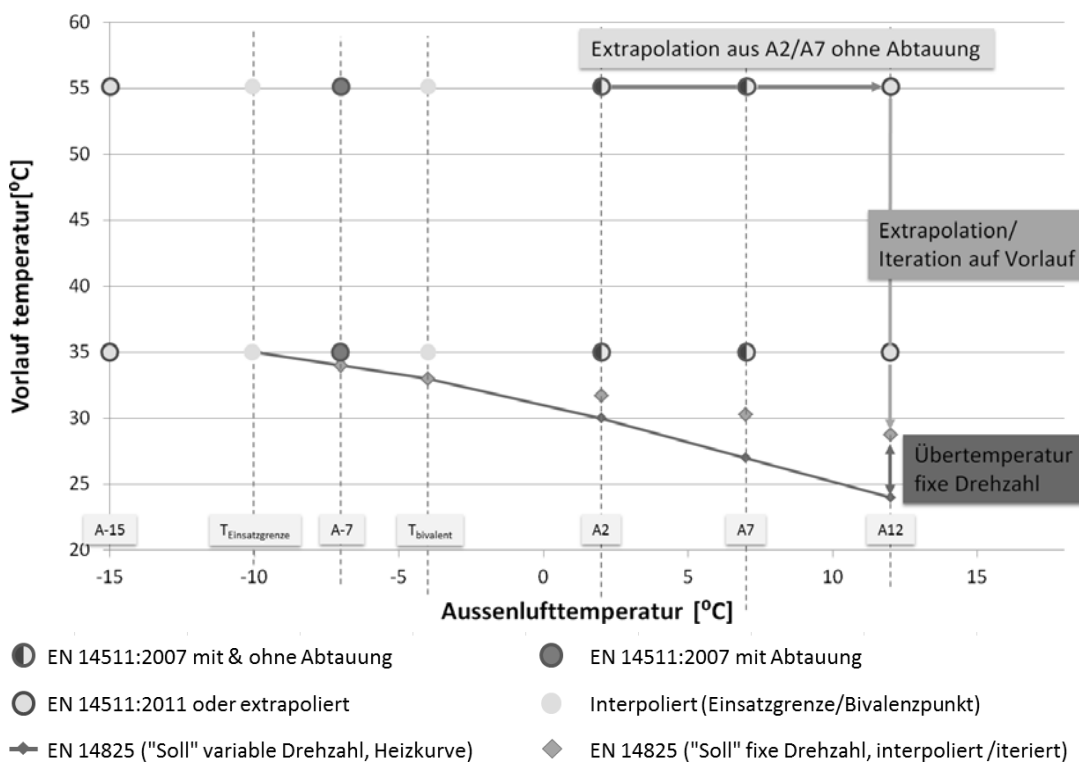


Bild 5: Generierung der benötigten Kennzahlen aus Prüfdaten nach alter resp. neuer EN 14511. Mit minimal 6 Prüfpunkten kann jeder beliebige Betriebszustand berechnet werden. Die eingezeichnete Heizkurve entspricht der Anwendung mittleres Klima, tiefe Temperatur gemäss EN 14825.

Bild 5 gibt einen Überblick über das prinzipielle Vorgehen. Dabei werden im Wesentlichen die Leistungsdaten der Wärmepumpe bei fest vorgegebenen Aussenlufttemperaturen auf unterschiedliche Vorlauftemperaturen umgerechnet. Dies führt zu einem dichten Feld an Kennwerten, welches anschliessend weiter interpoliert oder –in Grenzen– extrapoliert werden kann. Ausgegangen wird dabei von zwei Reihen aus Prüfpunkten bei unterschiedlichen Temperaturanwendungen (d.h. unterschiedlichen Vorlauftemperaturen, im Bild 2 exemplarisch bei 35 °C und 55 °C) gemäss aktueller EN 14511:2011. Liegen lediglich Daten der älteren Ausgabe EN 14511:2007 vor, so müssen die Prüfpunkte A-15 und A12 zuerst ebenfalls rechnerisch bestimmt werden. Ausgehend von den bei Herstellern sicher bekannten

Werten bei A-7, A2 und A7 werden Heizleistung und elektrische Aufnahmeleistung bei A12 aus dem Datenpaar A2/A7 –ausgewertet jeweils ohne Abtauung, da bei 12 °C Aussenlufttemperatur keine Vereisung am Verdampfer zu erwarten ist– linear extrapoliert. A-15 kann in gleicher Weise aus A-7 und A2 –jeweils mit Abtauung– gewonnen werden. Die Ergebnisse dieser Rechnung im Vergleich zu Messwerten zeigt Tabelle 1.

			A-15	A-7	A2	A7	A12
Messung	W35	COP	2.46	-	-	-	4.87
Rechnung		COP	2.44	-	-	-	5.21
Messung	W55	COP	1.80	-	-	-	3.38
Rechnung		COP	1.75	-	-	-	3.51

Tabelle 1: Extrapolation der Prüfdaten auf die Betriebspunkte bei A-15 und A12 (falls nicht vorhanden). Da die Unterschiede teilweise sehr gering sind, wurde auf 2 Nachkommastellen gerundet.

Die Tabelle zeigt für A-15 eine gute, für A12 eine mit maximal 7 % Abweichung befriedigende Genauigkeit. Mit nunmehr zwei vollständigen Datenreihen (Tabelle 2) auf unterschiedlichem Vorlauftemperaturniveau können Heizleistung, elektrische Leistungsaufnahme und der COP für beliebige Kombinationen aus Aussenluft- und Vorlauftemperaturen mit geringer Abweichung zu den effektiv erreichten Werten berechnet werden. Im nachfolgenden Abschnitt soll nun zuerst das einfachere Modell A beschrieben werden.

		A-15	A-7	A2	A7	A12
W35	Heizleistung	5.72	7.32	9.04	10.21	11.18
	el. Leistung	2.33	2.39	2.42	2.30	2.30
	COP	2.46	3.06	3.74	4.44	4.87
W55	Heizleistung	5.67	7.05	8.78	9.98	10.98
	el. Leistung	3.15	3.20	3.28	3.23	3.25
	COP	1.80	2.20	2.68	3.09	3.38

Tabelle 2: Verfügbare (gemessene) Daten als Ausgangsbasis zur Berechnung des gesamten Kennfeldes. Quelle: Fa. Vaillant Deutschland.

Im Normalfall wird eine Wärmepumpe die Vorlauftemperatur nach der Heizkurve des Gebäudes regulieren. Wärmepumpen mit variabler Leistung können diese Temperaturen durch Leistungsregelung einhalten. Bei Geräten mit konstantem Kältemittelfluss wird die Soll-Vorlauftemperatur im Betriebsbereich oberhalb des Bivalenzpunktes zwar stets überschritten, durch zwischenzeitliches Ausschalten im Zeitmittel aber dennoch erreicht. Gegenüber der Heizkurve weist der Wärmepumpenaustritt einer nicht-leistungsgeregelten Wärmepumpe für diesen Betriebsbereich daher immer eine Übertemperatur auf. Da Vorlauftemperatur und Heizleistung jedoch voneinander abhängig sind, muss diese tatsächliche Vorlauftemperatur im Betrieb und die daraus berechenbare Heizleistung über ein Iterationsverfahren ermittelt werden. Ausgangspunkt ist dabei die gegebene

Vorlauftemperatur welche im Zeitmittel erreicht werden soll, beispielsweise eine Heizkurve nach EN 14825. Bei jedem Iterationsschritt wird dabei zwischen den Prüfpunkten mit Vorlauftemperaturen nach EN 14511 die Heizleistung linear inter- resp. extrapoliert und mit dem erhaltenen Leistungswert die neue Vorlauftemperatur bestimmt. Ist die Betriebs-Austrittstemperatur ermittelt, so kann in einem abschliessenden Schritt noch die elektrische Leistungsaufnahme am betrachteten Betriebspunkt mittels linearer Inter-/Extrapolation zwischen den EN 14511:2011 Prüfwerten ermittelt werden, woraus sich auch der COP ergibt.

Dieses Verfahren führt bei den zur Validierung betrachteten Wärmepumpen zu guten Ergebnissen, welche nur um wenige Prozentpunkte von den Messungen entfernt zu liegen kommen (Tabelle 3).

		A-15	A-7	A2	A7	A12
Rechnung, Modell A	Vorlauf- temperatur	35.0	34.0	32.1	30.5	28.8
	Heizleistung	5.72	7.34	9.08	10.26	11.24
	el. Leistung	2.22	2.35	2.29	2.09	2.00
	COP	2.46	3.12	3.96	4.91	5.62
Messung	COP	-	3.00	3.94	4.75	5.55
Abweichung	COP	-	+4.0%	+0.5%	+3.3%	+1.2%

Tabelle 3: Vergleich Messung/Berechnung Kennzahlen bei Teillastbetrieb (Annahmen nach EN 14825: Anwendung tiefe Temperatur, mittleres Klima, $T_{bivalent} = -6\text{ °C}$).

Bei Anwendungen mit höheren Vorlauftemperaturen wird die Abweichung zum gemessenen COP vor allem zu hohen Aussenlufttemperaturen hin etwas grösser, was durch die Vernachlässigung der effektiven Temperaturspreizung am Kondensator erklärt werden kann: Bei hohen Aussenlufttemperaturen und konstantem Durchfluss führt die gegenüber dem lastseitigen Bedarf beträchtlich höhere Wärmeleistung von Wärmepumpen mit fixer Kompressordrehzahl zu einer höheren Spreizung am Kondensator als dies bei Prüfbedingungen eingestellt wird. Am Anfang des Rechengangs stehen jedoch genau diese Prüfdaten, es wird also mit zu kleiner Spreizung gerechnet. Der Einfluss unterschiedlicher Spreizungen auf die Heizleistung ist jedoch gering, ersichtlich aus den Messdaten in Tabelle 2: Bei A12/W35 beträgt die gemessene Heizleistung 11.38 kW, bei A12/W55 mit 10.98 kW nur 3.5 % weniger. Bei gleicher Aussenlufttemperatur ist die Heizleistung also beinahe unabhängig von der Vorlauf- und damit auch von der Kondensationstemperatur. Hingegen ändert sich die elektrische Leistungsaufnahme markant, im Beispiel von 2.3 kW bei A12/W35 auf 3.25 kW bei A12/W55. Im oben beschriebenen Rechenmodell A wird die elektrisch Leistungsaufnahme jedoch lediglich zwischen Vorlauftemperaturen interpoliert, dass durch die effektiv höhere Spreizung gegenüber der Prüfstandsmessung tiefere mittlere Kondensationstemperaturen herrschen und die elektrische Leistungsaufnahme dadurch geringer ausfällt wurde nicht berücksichtigt. Das Verfahren kann nun in einem Modell B dahingehend verfeinert werden, wobei aber weitere Eingabewerte gegenüber dem Modell A benötigt werden: Zur Bestimmung der elektrischen Leistungsaufnahme kann der Gütegrad bezogen auf den Kältekreislauf für jeden bekannten

Prüfpunkt berechnet werden. Sodann lässt sich dieser auf den gewünschten Betriebspunkt hin inter-/extrapolieren und aus der dort im ersten Schritt –wie bei Modell A– ermittelten Heizleistung die elektrische Leistungsaufnahme mit dem Gütegrad berechnen. Als weitere Eingabedaten werden dazu aber die Spreizung am Verdampfer sowie die Grädigkeiten an Verdampfer und Kondensator benötigt. Diese können als fix angenommen oder proportional zur Leistungsübergabe betrachtet werden, es zeigen sich aber kaum Unterschiede zwischen diesen beiden Varianten. Insgesamt führt das verfeinerte Modell B bei tiefer Temperaturanwendung zu beinahe exakt denselben Resultaten wie im Modell A, zeigt aber bei hohen Vorlauf- und Aussenlufttemperaturen etwas bessere Übereinstimmung mit den Messungen (Tabelle 4).

		A-15	A-7	A2	A7	A12
Rechnung Modell A	Vorlauf- temperatur	-	52.0	45.4	41.7	37.9
	Spreizung Kond.		5.7	7.1	8.1	8.9
	COP	-	2.30	3.11	3.88	4.58
Abweichung	COP		-2.1%	-3.8%	-5.2%	-4.3%
Messung	COP	-	2.35	3.23	4.09	4.79
Rechnung Modell B	Vorlauf- temperatur	-	52.0	45.4	41.7	37.9
	Spreizung Kond.		5.7	7.1	8.1	8.9
	COP	-	2.31	3.14	3.95	4.73
Abweichung	COP	-	-1.8%	-2.9%	-3.5%	-1.3%

Tabelle 4: Vergleich Messung/Berechnung Kennzahlen bei Teillastbetrieb (Annahmen nach EN 14825: Anwendung hohe Temperatur, mittleres Klima, $T_{bivalent} = -6\text{ °C}$. Die Grädigkeiten wurden mit fixen -5 °C am Kondensator resp. -10 °C am Verdampfer angenommen).

Vergleichsrechnung mit EFH-Muolen

Das oben beschriebene Berechnungsverfahren zur Kennfelderweiterung kann ohne Einschränkungen auch auf Sole/Wasser- resp. Wasser/Wasser-Wärmepumpen angewendet werden. Zu Vergleichszwecken wurde die Rechnung für eine real existierende Sole/Wasser-Wärmepumpe in einem Einfamilienhaus in Muolen (Kanton St. Gallen) angewendet. Zur Bestimmung der Effizienz im Jahresmittel, dem SCOP, wurde die Methodik der EN 14825 angewendet, welche auf Temperaturklassen basiert. Dabei werden Klassen von verschiedenen Aussentemperaturen gebildet und die benötigten Energiemengen entsprechend der Laufzeit der Wärmepumpe in jeder dieser Klasse ermittelt. Aus den Summen für Energiebezug und -abgabe kann die Jahreseffizienz berechnet werden. Die Norm EN 14825 ist zwar vornehmlich

für standortunabhängige Gerätebewertungen gedacht, kann aber auch an spezifische Objekte angepasst werden. Die hier betrachtete Wärmepumpe ist nicht leistungsgeregelt, das Gebäude ist in [6] beschrieben, es wurde nach Minergie[®] Standard zertifiziert. Die Fussbodenheizung ist auf 30/25 °C Heiztemperaturen ausgelegt. Der berechnete Heizleistungsbedarf des Gebäudes beträgt 6.4 kW bei -9 °C Auslegungstemperatur, die Wärmepumpe erzeugt Wärme für den Heizbetrieb und die Warmwasserbereitstellung, ihre Leistung beträgt 8.4 kW (B0/W35). Dem Standort im ostschweizer Mittelland entsprechend wurde der Klimatyp „mittel“ gemäss EN 14825 verwendet. Messungen führen zu einem SCOP von 4.37, die Berechnung gemäss EN 14825 ergibt eine geringfügig höheren Wert von SCOP = 4.38, wobei die angenommenen Daten (Vorlauftemperaturen, Klima, Heizgrenze) nicht den tatsächlichen Gegebenheiten vor Ort entsprechen. Werden diese entsprechend angepasst, so führt der Rechengang zu einem SCOP von 4.70, allerdings noch immer unter der Annahme einer Soletemperatur von 0 °C –in Realität liegen die winterlichen Sole-Austrittstemperaturen aber stets über 7.5 °C. Mit der Annahme einer Sole-Austrittstemperatur von 8 °C ergibt sich ein SCOP von 4.88, also rund 11 % über dem gemessenen Wert. Aufgrund der bereits bei den Prüfmessungen nach EN 14511 zulässigen Toleranzen von maximal 5 % (Heizleistung) ist dieses Resultat sicherlich als gut zu beurteilen.

IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44

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

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

IEA HPP Annex 39

Das Projekt „EFKOS – Effizienz kombinierte Systeme mit Wärmepumpe“ ist ein nationaler Beitrag zum Projekt „A common method for testing and rating of residential HP and AC seasonal performance“ der International Energy Agency IEA, welches als Annex 39 im Heat Pump Programme durchgeführt wird. Das Projekt EFKOS begann im Dezember 2010 und läuft bis Juli 2013.

Verdankungen

Die Autoren bedanken sich beim Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung und die Projektbegleitung sowie für die Unterstützung durch Viessmann Faulquemont SAS.

Quellen

- [1] SIA 384.342:2008; SN EN 15316-4-2; Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Energieanforderungen und Nutzungsgrade der Anlagen - Teil 4-2: Wärmeerzeugung für die Raumheizung, Wärmepumpensysteme; Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA; Zürich; 2008
- [2] SIA384/3:201x Entwurf zur 2. Vernehmlassung; Heizungsanlagen in Gebäuden – Energiebedarf; Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA; Zürich; August 2011
- [3] EN 14511:2011; Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Parts 1 to 4. European Committee for Standardization CEN, Brussels BE; 2011
- [4] EN 14825:2012; Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.; European Committee for Standardization CEN, Brussels BE, 2012
- [5] EN 14511:2007; Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Parts 1 to 4. European Committee for Standardization CEN, Brussels BE; 2007
- [6] N. Lederle et al., SEK: Standardlösungen zum effizienten Kühlen mit Wärmepumpen, Feldmessung: Das passive Kühlen und Heizen mit erdgekoppelter Wärmepumpe in einem Einfamilienhaus in Muolen, Schlussbericht, BFE, Ittigen, 2010
- [7] www.vaillant.de

Peter Kurmann, MSc Maschinentechnik; wissenschaftlicher Mitarbeiter
Thierry Ursenbacher, Dr. sc. techn. EPFL; Dozent Fluidodynamik
Fachhochschule für Technik und Architektur Freiburg
Boulevard de Pérolles
CH-1705 Freiburg
peter.kurmann@hefr.ch
www.eia-fr.ch

Optimierung der Einbindung eines 28m³- Wasserspeichers in die Beheizung und die WW- Versorgung eines EFH mit WP und Solarthermik

Zusammenfassung

Allgemein wird von Gebäudetechnikern, Besitzern und auch von Wissenschaftler eine grosse Effizienzsteigerung von der Kombination zwischen Solarthermie + Wärmepumpen erwartet. Verschiedene bestehende Anlagen in Mitteleuropa [1] bestätigen jedoch, dass trotz sehr guten einzelnen Komponenten, die Interaktionen zwischen den Elementen das grösste Potential zur Besserung der Energiebilanz, aber auch die grösste Gefahr zur Verschlechterung der Anlage birgt. Aufgrund tiefgreifender Analysen an einer kombinierten Solar+WP Installation wurden die wichtigsten Punkte analysiert, die für eine gute Energie- und Kostenbilanz entscheidend sind.

Simulationen (sowie die reelle Anlage) zeigen klar, dass mit der Kombination Solar+WP sehr gute WP JAZ (4.6-4.8) und auch Anlagen JAZ (bis 4.6) erreicht werden können. Mit einer Anpassung der Sperrzeiten der WP kann z.B. deutlich an Betriebskosten gespart werden (bessere Auslastung der Niedrigtarif-Zeiten) für den gleichen Komfort: 10-20% Einsparung bei der Stromrechnung. Zudem kann durch eine Anpassung der WP-Laufzeiten eine Entlastung der Spitzenstromlasten bewirkt werden.

Für die Benutzung des Saisonspeichers als Quelle für die WP (solares „Doping“) wurden die Bedingungen berechnet, welche sowohl aus energetischer, wie auch aus wirtschaftlicher Sicht einen effizienten Betrieb ermöglichen. Diese Bedingungen gelten für sämtliche Anlagen, welche Solarthermie indirekt als Quelle für die WP benutzen (nicht nur Anlagen mit Saisonspeicher), und können anhand der WP-Leistungsdiagramme und dem technischen Datenblatt der Solaranlage bestimmt werden.

Abstract

The combination of HP with solar thermal panels is believed to guarantee a huge efficiency gain for the installation. However, several existing systems throughout Europe [1] have not met the

high expectations and proven, that the interactions between good individual components provides high potential to improve, but also to worsen system performance. Based on profound analyses of a combined solar HP system, the most significant aspects determining an ideal balance of energy and expenses were investigated.

The simulations (and measurements) have proven that high HP SPF (4.6-4.8) and also system SPF (up to 4.6) can be achieved with the combination of Solar+HP. Adapting the HP operating time restriction, for example, has a major impact on operational costs (better use of low and high electricity rates), and permits 10-20% of annual economies on the electricity bill. Furthermore, an adjustment of the HP-operating time can potentially help decrease peak electricity charges in the distribution network.

Different conditions were calculated for the use of the seasonal storage as energy source of the heat pump to guarantee efficient operation from an economic and energetic point of view. These conditions are valid for all installations using thermal solar energy indirectly as source of the heat pump (not only installations with seasonal storage) and can be established with the HP and solar panel factsheets.

Einleitung

Bei der Integration von Wärmepumpen in die Beheizung und BWW Vorbereitung wird schnell klar, dass der Primärenergiebedarf steigt, umso grössere Temperaturhube überwunden werden müssen. Da die obere Temperatur für BWW aus hygienischen Gründen nicht unter 60°C fallen darf [2], bleibt als Einsparungsmöglichkeit um den Temperaturhub und somit den Primärenergiebedarf zu senken, nur die Quelltemperatur anzuheben. Die Vorlauftemperatur der Heizung wiederum, hängt von der Dimensionierung und der thermischen Isolation der Gebäude ab, und kann somit kaum verringert werden ohne bauseits Änderungen am Gebäude durchzuführen (Isolation, FBH anstatt Radiatoren etc.). Mit Sonnenkollektoren, so die weit verbreitete Meinung, kann die Quelltemperatur der WP immer auf einem hohen Niveau gehalten werden, und somit der Temperaturhub klein und ein grosses Energieersparnis erreicht werden. Was in der Theorie alles einfach und genial erscheint, wird bei genauerer Betrachtung, z.B. mit einer reellen Anlage, deutlich komplizierter. Erstens muss die zu liefernde Wärme quellenseitig von der Solaranlage zur Verfügung stehen und gespeichert werden können (Synchronisationsproblem: Winter=Bedarf \Leftrightarrow Sommer=Produktion). Zweitens muss der Betrieb der Solaranlage wirtschaftlich und energetisch effizienter sein, als z.B. eine vergleichbare Anlage ohne Solarwärme.

In diesem Bericht werden daher insbesondere Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Komponenten der Anlage untersucht, um die grössten Verbesserungspotentiale zu finden, und um Konflikte bei der Steuerung zu identifizieren, welche die Energiebilanz verschlechtern. Aus den Resultaten sollen einfache Regeln zur optimierten Steuerung für kombinierte Solar+ WP Anlagen, bzw. Integration von Saisonspeichern folgen, welche dazu dienen, an heute zur Verfügung stehenden Steuerungen den Stromverbrauch zu senken und somit die Energiebilanz der Systeme zu verbessern.

Beschreibung des Pilotobjekts

Das Pilotobjekt, das in Hauteville (FR) in der Nähe des Greizersees liegt, hat eine EBF von 272 m² und wird von einer 4-köpfigen Familie bewohnt.

Das Haus wurde an einer sonnigen Lage (leichte Abschattung am Morgen wegen Voralpen im Osten) gebaut und das 30° geneigte Dach mit den Solarkollektoren ist nach Westen ausgerichtet. Die Solarkollektoren sind verglaste Flachkollektoren von Winkler Solarsysteme und wurden direkt im Dach integriert. Die Leitungen sind zwischen der Wandstruktur (Backstein-Mauer) und der Isolation verlegt, bzw. unter den Dachziegeln auf dem Dach.

Die Wärmepumpe ist eine NATURA WW106 von SATAG mit 6.2kW Leistung. Sowohl der quellenseitige wie der wärmeseitige Kreislauf sind mit Wasser (ohne Antifriermittel) gefüllt.

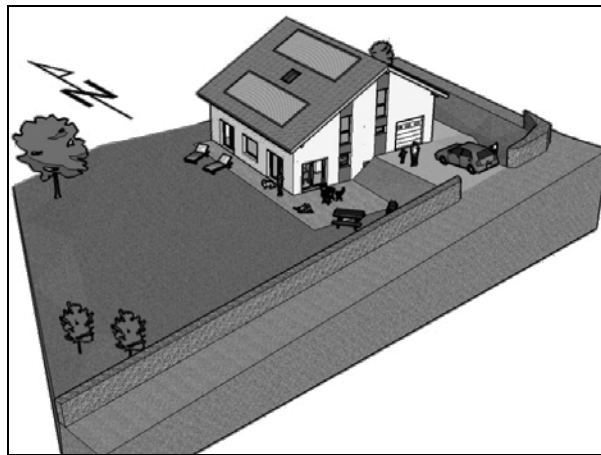


Bild 1: Pilotobjekt mit Solar Kollektoren, Wärmepumpe und 28m³ Saisonspeicher

Die Erdsonde hat eine Tiefe von 150m und führt in Sandstein (Subalpine Molasse).

Der Nutzspeicher ist ein „Geysir“ von Zeeh Heiztechnik und hat eine Schichten-Trennscheibe sowie Schicht-Leitbleche und einen Wärmetauscher mit Schichteinspeisung für den Solarkreislauf, um die thermische Schichtung zu gewährleisten. Das Sanitäre WW wird mit einem reinen Durchlaufsystem zubereitet. Der „saisonale“ Speicher besteht aus einem 28m³ Edelstahltank welcher mit einer 10cm dicken EPS Schicht isoliert wurde (U-Wert: 0.37 W/m²K), jedoch keine physikalische Schichtentrennung hat.

Das Haus hat in allen Zimmern Bodenheizungen (insgesamt auf einer Fläche von 185 m²).

Simulation

Die gesamte Anlage wurde sowohl mit Polysun [3], wie auch mit dem Carnot Toolbox in Matlab-Simulink [4] simuliert. Die Ergebnisse wurden mit analytischen Untersuchungen einzelner Bauteile (manuelle Berechnungen der einzelnen Wärme Flüsse) sowie mit anderen Auswertungsmethoden (Lesosai [5], Berechnung nach SIA-Norm [6], Bsol [7]) verglichen

und wenn nötig korrigiert, siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. Bild 2.**

Durch den Vergleich der Simulation mit theoretischen Berechnungen und reellen Messdaten konnten alle Komponenten der Simulation bis zu einer zufriedenstellenden Übereinstimmung angepasst werden, um ein vollständig validiertes Abbild der reellen Anlage zu erhalten.

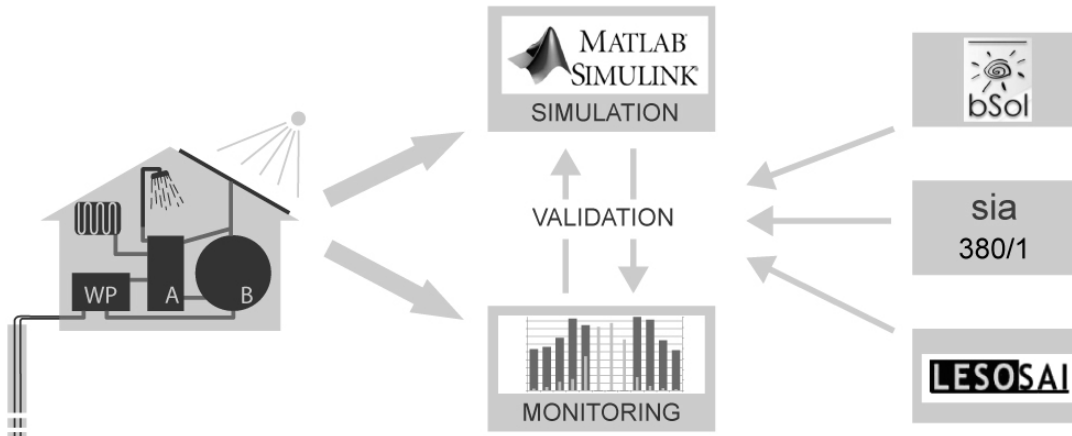


Bild 2: Die wichtigen Wärmeflüsse und Temperaturen werden im 2-Minuten Takt registriert. Die Simulation wurde hauptsächlich mit gemessenen Daten aus dem Monitoring, aber auch mit anderen Programmen sowie SIA Normen validiert.

Vergleich Simulation/Messung

Dank der installierten Messtechnik werden alle wichtigen thermodynamischen Informationen der Anlage im 2-minuten Takt aufgezeichnet. Der Elektrizitätsverbrauch wird nur im Stundentakt aufgezeichnet, aufgrund der Genauigkeit der Messinstrumente.

Um die Simulationen zu validieren, wurde nicht versucht eine exakte Übereinstimmung der Temperaturkurven zu erreichen, sondern eine Konvergenz beim Langzeitverhalten der Schaltungen und Energieflüsse.

Für den Vergleich zwischen Simulationsmodell und Messwerten wurden die thermodynamischen Eigenschaften des Solarkreislaufs, der Heizung und der Wärmepumpe verglichen. Der Warmwasserverbrauch für den Haushalt wurde indirekt über das Verhalten des Wärmespeichers A validiert. Nachfolgend wird ein Auszug aus der Validierung des Solarkreislaufs gezeigt, siehe dazu auch [8].

Validierung Solarkreislauf

Für die Validierung des Solarkreislaufs wurden die Messdaten mehrerer Wochen ausgewertet und zusammengestellt. Die gemessene Globalstrahlung sowie die Aussentemperatur der Messwerte wurden extrahiert und in der Simulation verwendet.

Für den Vergleich wurden nur die Ein- und Ausgangstemperaturen der Solarkollektoren bei konstantem Massenstrom verglichen, die übrigen thermodynamischen Eigenschaften können daraus abgeleitet werden.

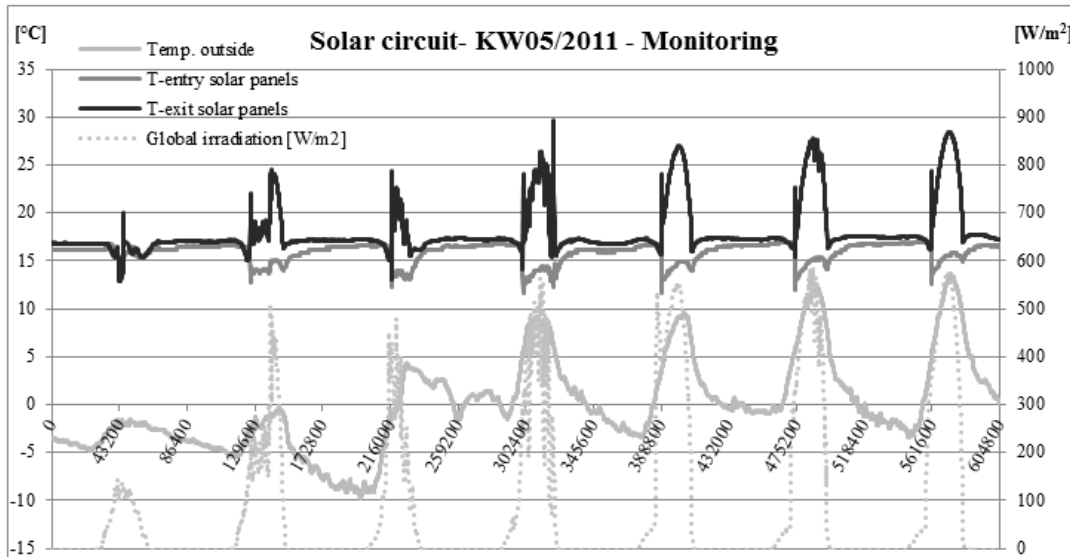


Bild 3: Gemessene Werte aus KW5/2011

Die Überlagerung der Messung mit der Simulation (siehe **Bild 4**) zeigt zwar eine Abweichung der absoluten Temperatur von 0.5-1.5°C, dafür jedoch eine sehr gute Übereinstimmung beim Verhalten der Schaltungen und Temperaturen. Weil mit der Simulation eine Systemoptimierung angestrebt wird, und keine Produktentwicklung, ist ohnehin nur das Langzeitverhalten von Bedeutung, und die Temperaturabweichung kann toleriert werden. Ausserdem haben die eingesetzten Temperatursonden eine Genauigkeit von $\pm 0.3^\circ\text{C}$, eine bessere Übereinstimmung zwischen Messwerten und Simulation wäre darum für diesen Fall überflüssig.

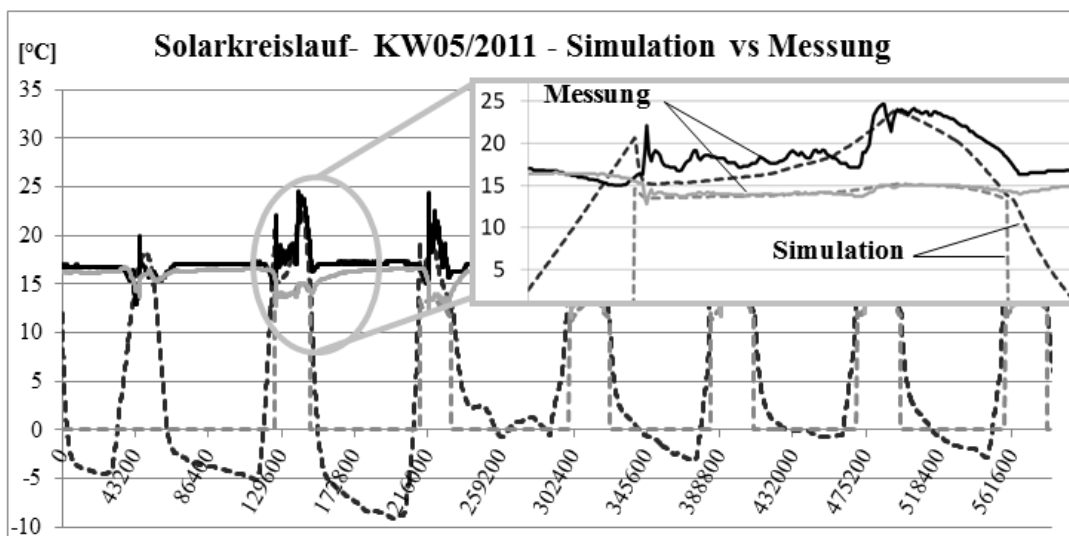


Bild 4: Vergleich Simulation mit Messung während einer Woche im Februar (KW05/2011)

Bedingungen für indirekte Nutzung von Solarthermie

Während die direkte Benutzung von Solarwärme schon bei sehr kleiner solar Einstrahlung (zwischen 60-100 W/m²), sowohl energetisch wie auch wirtschaftlich sinnvoller ist wie die Wärmeproduktion mit einer WP oder sonstigen Wärmeerzeuger, sind die Betriebsbedingungen bei der indirekten Benutzung der Solarwärme als Quelle für die WP deutlich eingeschränkter. Es ist zu beachten, dass zwar die energetische Effizienz der Solaranlage mit sinkender Temperatur-Differenz ($T_{\text{Kollektor}} - T_{\text{ausßen}}$) steigt (siehe **Bild 5**). Die Wirtschaftlichkeit der Anlage jedoch deutlich schlechter wird (COP_{sol}). Es lohnt sich also aus betriebswirtschaftlichen Gründen, bei energetisch schlechteren Bedingungen Solarwärme zu ernten!

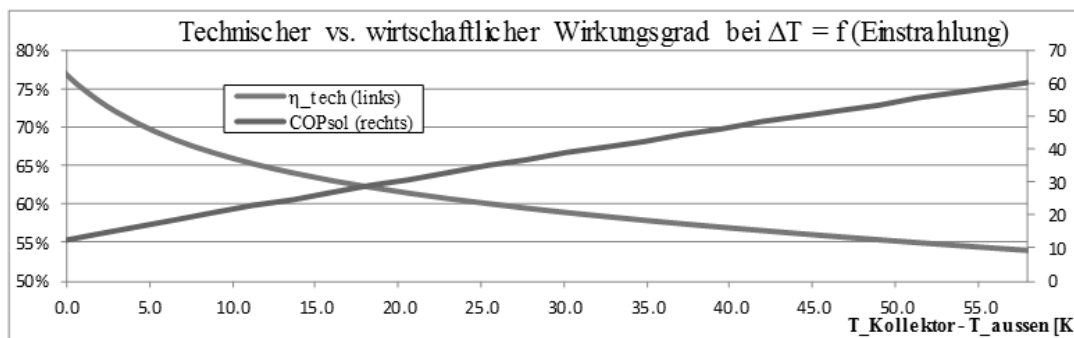


Bild 5: Der technische Wirkungsgrad (Skala links) hat ein umgekehrt proportionales Verhältnis zum wirtschaftlichen Wirkungsgrad (Skala rechts) mit $T_{\text{Kollektor}} - T_{\text{ausßen}}$ als Funktion der Einstrahlung

Um bei der indirekten Solarwärme als Quelle für die WP einen finanziell gewinnbringenden Betrieb zu garantieren, kann mit Hilfe der Leistungsdiagramme der Solarkollektoren und der WP eine Kosten-Kurve aufgestellt werden (siehe **Bild 6**). Dabei wird für die Solarwärme die Kosten/kWh (X-Achse) in Funktion der solaren Einstrahlung (Y-Achse rechts), und für die WP das Einsparnis in Kosten/kWh (X-Achse) in Funktion der „Doping“ Temperaturdifferenz (Y-Achse links) gezeigt.

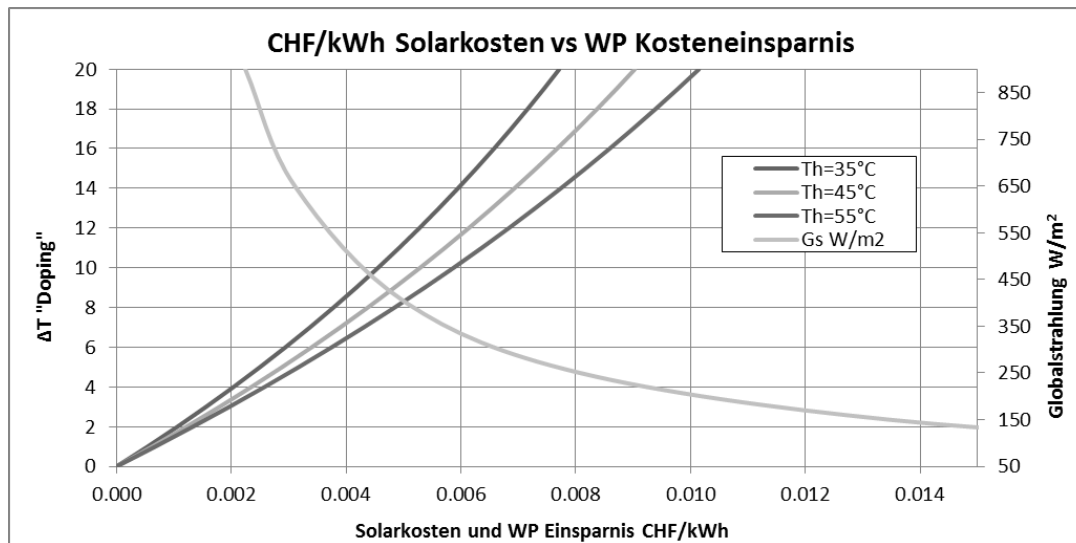


Bild 6: Minimale Globalstrahlung und ΔT „Doping“ für effiziente indirekte Solarwärme Nutzung ist zwischen 400-450 W/m² bei einer minimaler „Doping“ Temperaturdifferenz von 8-10°C

Die Analysen zeigen, dass der indirekte Einsatz von Solarwärme trotz erhöhten Verlusten und höherem Stromtarif in den berechneten Systemgrenzen einen wirtschaftlichen Gewinn darstellen können. Die oben gezeigten Resultate sind jedoch nur gültig für das analysierte EFH. Für andere Anlagen müssen die folgenden Punkte angepasst werden:

1. Stromkosten: Für die WP kann angenommen werden, dass Sie während Niedertarif läuft wenn vorhanden. Die Umwälzpumpe der Solaranlage muss immer zu Hochtarif-Kosten gerechnet werden.
2. Umwälzpumpe der Solaranlage: Bei konstanter Drehzahl (bzw. Stromleistungsbezug) kann diese direkt für die Kosten/kWh benutzt werden. Für Drehzahl geregelte Pumpen die Leistungsabhängige Kosten/kWh berechnen
3. Mit Hilfe der Leistungsdiagramme der WP muss der Einfluss einer Erhöhung der Quellentemperatur auf die COP der WP bzw. auf dessen Stromverbrauch neu berechnet werden.

Varianten für Kombinationen Solar+WP

Um aufzuzeigen, wie die Anlage effizienter betrieben werden kann, und wo Sparpotential vorhanden ist - einerseits im gesamten Energieverbrauch, andererseits in den Elektrizitätskosten, wurden verschiedene Varianten mit einem Referenzmodell verglichen.

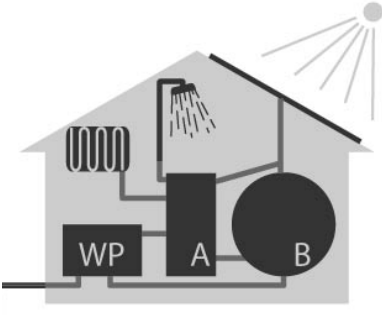
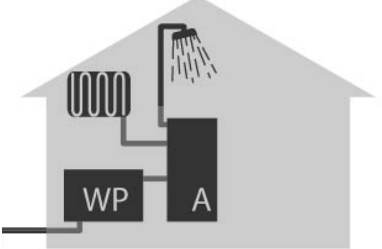
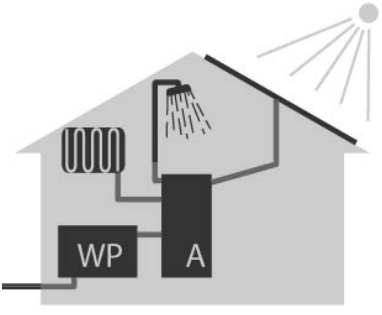
Modell und Beschreibung	Schema
<p>A: Referenzmodell Dieses Modell entspricht der tatsächlichen Anlage. Die Solarthermie liefert Wärme an Speicher A oder B. Speicher B dient neben der EWS als zweite Quelle für die Wärmepumpe um dessen JAZ zu verbessern.</p> <p>Komponenten:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Erdwärmesonde - Wärmepumpe - Nutzspeicher A und Saisonspeicher B - Solarthermie 	
<p>B: Ohne Solaranlage Zum Vergleich wird die Anlage ohne Solaranlage simuliert. Der Speicher B wird natürlich dadurch auch überflüssig</p> <p>Komponenten:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Erdwärmesonde - Wärmepumpe - Nutzspeicher A 	
<p>C: Ohne Saisonspeicher Wenn der Saisonspeicher B weggelassen wird, kann die Sonne nur direkt genutzt werden. Die JAZ der WP wird dadurch verschlechtert, es wird aber weniger Sonnenenergie ungebraucht eingelagert.</p> <p>Komponenten:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Erdwärmesonde - Wärmepumpe - Nutzspeicher A - Solarthermie 	

Tabelle 1: Schema der simulierten Varianten A, B und C

Varianten 1A, 1B, 1C

Die erste Gruppe (siehe **Tabelle 1**) dient vor allem als Referenz für die übrigen Simulationsmodelle. Sie entsprechen der aktuellen Konstellation der Anlage und berücksichtigen keinerlei Stromnetz-Sperrzeiten oder Benutzereinstellungen für die Wärmepumpe.

Varianten 2A, 2B, 2C

Die zweite Gruppe berücksichtigt sowohl die WP-Sperrzeiten des Energielieferanten, sowie die vom Installateur, bzw. Hausbesitzer eingestellten WP-Sperrzeiten. Die Sperrzeiten werden normalerweise ausgelegt um einen maximalen Komfort zu haben, und um die WP möglichst nur dann einzusetzen, wenn Wärme gebraucht wird. Die eingesetzten Sperrzeiten sind nachfolgend gegeben.

Varianten 3.1A, 3.2A, 3.3A, 3.4A

Die dritte Gruppe integriert Optimierungen in die Referenzanlage 2A. Dabei wird jeweils nur eine Optimier-Strategie angewendet, um dessen Einfluss deutlicher zu sehen. Die Optimierungen betreffen:

3.1A: Eine optimierte Solarschaltung, wobei die solare Wärme bei ausreichender Solarstrahlung jeweils mit mehr Priorität den Nutzspeicher A auflädt, sobald die Solarstrahlung dies zulässt

→ mit der globalen Solarstrahlung eines Messgeräts kann das Wärmepotential der Solaranlage berechnet werden und somit vom tief-Temperatur Zyklus des Saisonspeichers in den hoch-Temperatur Zyklus des Nutzspeichers gewechselt werden, vergleiche dazu die Untersuchungen in [9].

3.2A: Optimierung der benutzerdefinierten Sperrzeiten für die WP

Verschiedene Untersuchungen haben klar aufgezeigt, dass es zwar weniger energieeffizient, dafür umso kosteneffizienter ist, den Nutzspeicher A (1'650l) für WW und Heizung bevorzugt während der Nacht aufzuladen. Diese Entdeckung ist nichts neues, haben doch viele Häuser heute noch elektrische Boiler die nur in der Nacht aufladen [...]. Daher wurde für die Produktion von WW (höheres Temperaturniveau) die Hochtarifzeit komplett blockiert, während für die Produktion von Heizungswärme (tieferes Temperaturniveau), der Steuerung freien Lauf gewährt wurde.

3.3A: Optimierte Ladestrategie für den Saisonspeicher

Um die hohen thermischen Verluste zu verhindern, bzw. verkleinern, wurde das Aufladen des Saisonspeichers zwischen Januar bis Anfangs August auf maximal 27°C begrenzt. Somit kann die WP trotzdem während dem Grossteil des Jahres mit hohen Quellentemperaturen arbeiten, und weniger ungebrauchte solare Wärme wird im Saisonspeicher verloren.

3.4A: Transfer der Wärme vom Saisonspeicher direkt in den Nutzspeicher zur Überbrückung längerer sonnenfreier Tage:

Wenn die Temperatur im Nutzspeicher A (obere Schichten) mindestens 5°C kälter ist als die vom Saisonspeicher B, wird ein Transfer der Wärme aktiviert. Somit können längere sonnenfreie Perioden mithilfe der Wärme des Saisonspeichers problemlos überbrückt werden, und die Effizienz des Saisonspeichers wird erhöht.

Varianten 4.1A, 4.2A, 4.3A, 4.4A

4.1A: Kombination aller Optimierungen (Optimierte Solarschaltung, optimierte WP-Sperrzeiten, optimierte Ladestrategie für Saisonspeicher, Wärmetransfer zwischen Saisonspeicher in Nutzspeicher)

4.2A: Kombination aller Optimierungen plus Bedingungen für wirtschaftlichen Betrieb der WP mit Saisonspeicher als Quelle („Doping“)

4.3A: WP nur in Niedertarif Zeit laufen lassen

Einschaltzeiten WP:

WW: 5h00-7h00, 10h00-11h00, 17h00-20h00 (vom Benutzer gewählt)

Heizung: 3h00-19h00 (vom Benutzer gewählt)

Groupe-E: 11h-12h15 EW Sperrzeit (vom Stromlieferant definiert)

Temperaturen WP:

WW: Einschalten bei 40°C Speichertemperatur/ Ausschalten bei 55°C

Heizung: Einschalten bei 25°C / Ausschalten bei 35°C

Sonstige Konstanten:

Solarpumpe: Durchfluss 0.25 kg/s bei 195W

Heizbedarf Haus: 13'000 kWh

WW-Bedarf: 2'500 kWh

Für die Elektrizitätskosten wurden die Stromtarife von 2011 von Groupe-E angenommen (Hochtarif: 20.5 Rp, 7h-21h täglich, Niedertarif: 12.3 Rp, 21h-7h täglich). Die JAZ der WP ist die jährlich gelieferte Wärme geteilt durch den Stromverbrauch der WP (Q_{WP}/E_{WP}), während die JAZ der Anlage den gesamten Heizwärmebedarf plus den WW-Wärmebedarf geteilt

durch den Stromverbrauch der gesamten Anlage ist ohne Wärmeverteilnetz $(Q_{\text{Heizung}} + Q_{\text{WW}}) / (E_{\text{WP}} + E_{\text{solarpumpe}} + E_{\text{Hilfspumpen}})$.

Resultate

Für jede Simulation wurden die wichtigsten Resultate ausgewertet um einen Vergleich des Energieverbrauchs bzw. die Jahresarbeitszahlen (JAZ) herauszulesen.

	Solar Wärme [kWh]	Solar Strom [kWh]	WP Wärme [kWh]	WP Strom [kWh]	JAZ WP	JAZ Anlage	Stromkosten [CHF]
1A: Referenzmodell	13070	440	14910	3216	4.64	4.16	689
1B: Ohne Solaranlage	-	-	16510	3939	4.19	3.87	719
1C: Ohne Speicher B	4406	235	13077	3047	4.29	4.62	594

Tabelle 2: Resultate der Varianten 1, mit Wärme und Strom in kWh und Kosten in CHF, Tabellenbestwerte jeweils hervorgehoben

Anhand der Resultate der Varianten 1A, 1B und 1C sieht man sofort, dass zwar die WP JAZ für 1A am höchsten ist (grün gekennzeichnet), jedoch die Variante 1C insgesamt deutlich weniger elektrische Energie benötigt (daher höhere Anlagen JAZ), und auch viel weniger Stromkosten verursacht. In diesem Fall wäre daher die direkte Solarnutzung vorteilhaft trotz schlechterer JAZ der WP.

	Solar Wärme [kWh]	Solar Strom [kWh]	WP Wärme [kWh]	WP Strom [kWh]	JAZ WP	JAZ Anlage	Stromkosten [CHF]
2A: Referenzmodell	12950	441	14786	3120	4.74	4.27	703
2B: Ohne Solaranlage	-	-	16430	3852	4.27	3.95	751
2C: Ohne Speicher B	4400	235	13083	3048	4.29	4.62	597

Tabelle 3: Resultate der Varianten 2, mit Wärme und Strom in kWh und Kosten in CHF, Tabellenbestwerte jeweils hervorgehoben

Wenn die WP nur während den vorgegebenen Zeiten (vom Benutzer und Stromversorger definiert) operieren darf, ergibt sich ein Vorteil für die JAZ der WP. Die direkte Solarnutzung bleibt jedoch die beste Lösung, da insgesamt weniger elektrische Energie verbraucht wird, und auch weniger Stromkosten anfallen. Insgesamt führen die Sperrzeiten für alle Varianten zur einer Erhöhung der Stromkosten da öfter zu Hochtarifzeiten Wärme produziert wird.

		Solar Wärme [kWh]	Solar Strom [kWh]	WP Wärme [kWh]	WP Strom [kWh]	JAZ WP	JAZ Anlage	Stromkosten [CHF]
3.1A:	Optimierte Solarschaltung	12554	372	14505	3073	4.72	4.41	679
3.2A:	Optimierte Sperrzeiten	12999	445	14860	3117	4.78	4.27	620
3.3A:	Optimierte Ladestrategie für Saisonspeicher	11324	418	14503	3068	4.73	4.36	687
3.4A:	Wärmetransfer zwischen beiden Speicher	12932	438	14576	3093	4.71	4.30	692

Tabelle 4: Resultate der Varianten 3, mit Wärme und Strom in kWh und Kosten in CHF, Tabellenbestwerte jeweils hervorgehoben

Durch die Optimierung der Solarschaltung (3.1A) kann zwar eine grosse Effizienzsteigerung erreicht werden ($JAZ_{sol}=12554/372=33.7$), dies vermag allerdings weder die Effizienz des Saisonspeichers zu erhöhen, noch die Stromkosten entscheidend zu senken. Dafür kann mit der Anpassung der Sperrzeiten (3.2A) ein Kostenersparnis von 10-20% (je nach Monat) erreicht werden. Auch die optimierte Ladestrategie des Saisonspeichers (3.3A) sowie die Wärmetransfer dessen in den Nutzspeicher A (3.4A) steigern die JAZ der Anlage, allerdings wiederum mit geringem Einfluss auf die Stromkosten. Bei 3.1A wird insgesamt am wenigsten Strom verbraucht, und die Stromkosten bei 3.2A sind am tiefsten. Eine Kombination dieser Varianten verspricht daher eine optimale Kompromisslösung.

		Solar Wärme [kWh]	Solar Strom [kWh]	WP Wärme [kWh]	WP Strom [kWh]	JAZ WP	JAZ Anlage	Stromkosten [CHF]
4.1A:	Kombination von 3.X	11185	361	14151	3000	4.72	4.52	583
4.2A:	„Doping“ Bedingungen	9490	297	13850	3006	4.61	4.60	569
4.3A:	Nur Niedertarif Strom	10976	356	11873	2636	4.50	5.06	436

Tabelle 5: Resultate der Varianten 4, mit Wärme und Strom in kWh und Kosten in CHF, Tabellenbestwerte jeweils hervorgehoben

Bei der Lösung 4.3A wurde der grösste Stromkonsument, die WP, für die WW-Produktion und für die Heizung nur zu Niedertarifzeiten gefahren. Dadurch verschlechtert sich die JAZ der WP, aber die Stromkosten sinken um 25%. Allerdings muss man in Kauf nehmen, dass der Heizbedarf in den kalten Tagen nicht mehr gedeckt ist. Die Vorlauftemperatur für die Heizung wurde zwar prophylaktisch von 35 auf 40°C erhöht, um genügend Wärme zur Verfügung zu haben für die Heizung, aber bei Aussentemperaturen unter 5°C reicht diese nicht aus, und die Zimmertemperatur würde kontinuierlich sinken (siehe Bild 7). Eine Zusatzheizung in Form eines Cheminées oder ein Senken des Heizbedarfs (z.B. durch das nicht-Beheizen von leeren Bürozimmern oder Schlafzimmern) könnte die fehlende Energie erbringen.



Bild 7: Wenn die WP nur in der Nacht mit Niedertarif Strom betrieben wird (Variante 4.4A), kann der Heizbedarf im Winter nicht genügend gedeckt werden. Das Speichervolumen müsste dazu vergrössert werden.

Vergleich und Diskussion

Geht es darum das Referenzmodell, bzw. die bestehende Anlage durch eine Anpassung der Gebäudesteuerung zu verbessern, kann das grösste Potential aus einer Anpassung der Sperrzeiten der WP gewonnen werden. Die Variante 3.2A verspricht gegenüber der Variante 2A eine Einsparung von 12% an Stromkosten.

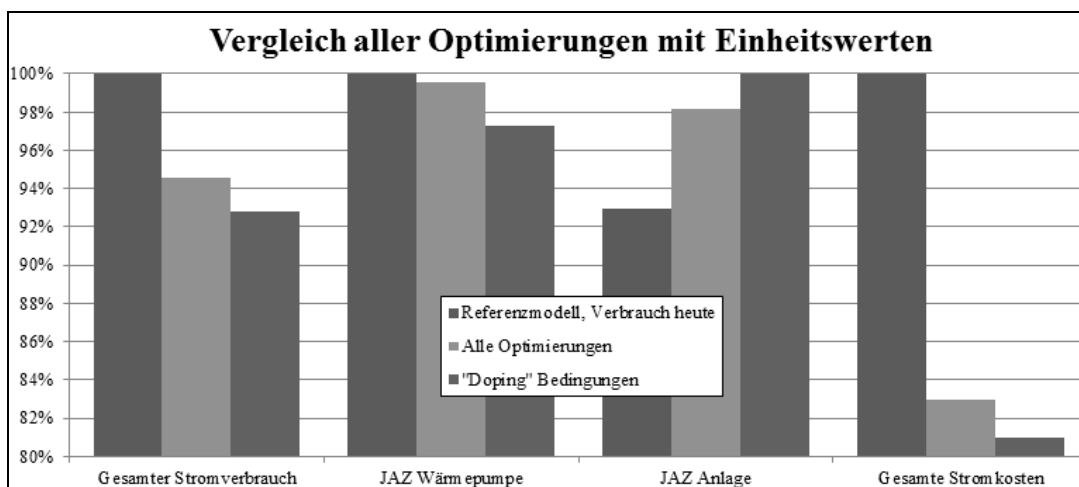


Bild 8: Auf 100% genormte Werte für „Gesamter Stromverbrauch“, „Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe und Anlage“ und „Gesamte Stromkosten“

Der Einsatz des Saisonspeichers bringt zwar für die WP immer eine grosse Effizienzsteigerung bei der JAZ (von 4.3 ohne Speicher bis 4.78 mit Speicher), die JAZ der Anlage steigt jedoch nicht linear mit der WP JAZ, sondern hängt davon ab, wie effizient die Wärmeproduktion der Solaranlage läuft, bzw. dessen Wärmespeicherung im Saisonspeicher. Dabei ist weniger das Temperaturniveau der gespeicherten Energie wichtig, sondern der Zeitfaktor. Tatsächlich wird die gespeicherte Wärme immer erst lange nach ihrer Produktion wieder gebraucht. Zudem wird der Einsatz von Solarwärme wegen einer überdimensionierten Zirkulationspumpe (195W) überdurchschnittliche Betriebskosten verursachen, da die Solarwärme immer im Strom Hochtarif läuft. Eine Auswechslung dieser Pumpe könnte den Stromverbrauch der Solarzirkulation, und somit auch deren Stromkosten, halbieren ohne negative Einflüsse wegen dem geringeren Durchfluss.

Wird der Saisonspeicher ganz weggelassen, wird die Solaranlage gezwungen, nur dann zu produzieren, wenn die Temperatur höher ist als der Nutzspeicher. Die technische Effizienz der Solaranlage ist dann zwar niedriger, wegen thermischen Verlusten, aber die wirtschaftliche Effizienz: Kosten/kWh ist besser. Die Variante mit solarem „Doping“ der WP ergibt zwar nur eine WP JAZ von 4.6, dafür ist aber auch die Anlage JAZ 4.6, und die Stromkosten sind am tiefsten.

Bei oben gezeigten Resultaten wird klar, dass der Saisonspeicher in der eingesetzten Konfiguration nur einen kleinen Vorteil im Vergleich zur direkten Solarwärme Nutzung bringt. Für Anlagen welche wegen der Bodenbeschaffenheit oder sonstigen Bedingungen jedoch keine EWS bauen dürfen, kann die indirekte Solarwärmenutzung als Quelle der WP mithilfe eines grossen, gut isolierten Speichers aber sowohl wirtschaftlich, wie auch energetisch sehr sinnvoll sein.

Quellen

- [1] IEA-SHC. (2010, 2010). Solar and Heat Pump Systems. Available: <http://www.iea-shc.org/task44/>
- [2] BFE. (2007, Legionellen bleiben gefährlich. Wissen aktuell und verständlich Nr.1 Februar 2007.
- [3] VelaSolaris. (2011). Polysun User Manual.
- [4] Jülich-Solar-Institut. (2007, CARNOT-Blockset Version 1.0 User's Guide.
- [5] S. S. E4Tech. (2010). Lesosai 7.0 User Manual.
- [6] SIA380/1:2009, Thermische Energie im Hochbau, SIA, 3.2009.
- [7] HEVs. (2002). Bsol Users Manual.
- [8] P. Kurmann, "Optimierung der Einbindung eines 28m³ Wasserspeichers in die Beheizung und die WW-Versorgung eines EFH mit W/W-Wärmepumpe und

Solarkollektoren," MSE Master thesis, Maschinentechnik, University of applied sciences Fribourg, Fribourg, 2012.

- [9] P. Kurmann, "Optimierung der Einbindung eines saisonalen thermischen Speichers," MSE Projet d'approfondissement MSE, Maschinentechnik, University of applied sciences Fribourg, Fribourg, 2011.

Stéphanie Perret, Ing. dipl. ENSIC en génie des procédés et MSC Chalmers
Fabrice Rognon, Ing. dipl. EPFZ en mécanique
Planair SA, Ingénieurs conseils SIA
Crêt 108a
CH-2314 La Sagne
stephanie.perret@planair.ch
fabrice.rognon@planair.ch
www.planair.ch

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

Performances in situ de pompes à chaleur- Meilleurs exemples suisses et européens

Résumé

L'Annexe 37 de l'AIE vise à promouvoir les résultats de mesures in situ sur des installations de pompes à chaleur atteignant de bonnes performances. Il s'agit de mettre en valeur le potentiel technique, économique et environnemental des pompes à chaleur afin de favoriser leur diffusion avec dimensionnement, installation et utilisation dans les règles de l'art. Des bases communes sont définies pour assurer la qualité des mesures in situ et sélectionner les meilleures installations suivant leur valeur de coefficient de performance saisonnier. Chaque pays participant fournit le fruit de son travail pour élaborer un catalogue des meilleures installations avec présentation de l'installation et de ses performances à l'aide de différents graphiques, y compris les économies d'énergie et de CO₂ générées par rapport à d'autres systèmes de production de chaleur. Actuellement, le Royaume-Uni, la Suède et la Suisse participent à ce projet.

Zusammenfassung

Das Ziel des Annex 37 des WP-Programmes der IEA ist, gute bzw. beste Beispiel aus den Feldanalysen von Wärmepumpenanlage zu fördern. Damit die energetischen, wirtschaftlichen und umweltrelevanten Potenziale der WP-Technik ausgeschöpft werden können, sollen Informationen und Richtlinien zur fachgerechter Auslegung, Aufstellung und Benützung aufbereitet und verbreitet. Gemeinsame Grundlagen werden festgelegt, um die Qualität von Feldanalysen zu sichern und die beste Anlagen aufgrund der jährlichen Effizienz auszuwählen. Ein Katalog mit dem Beschrieb der besten Anlagen wird international

gemeinsam ausgearbeitet. Aufgezeigt und mit anderen Wärmeerzeuger verglichen, werden Leistungen der Anlagen, Energie- und CO₂ Einsparungen. Zurzeit nehmen Großbritannien, Schweden und die Schweiz in Annex 37 teil.

Contexte

Dans le contexte général actuel de recherche de solutions pour réduire la consommation d'énergie et les émissions de CO₂, le potentiel des pompes à chaleur mérite d'être valorisé, notamment grâce au développement et à la diffusion des connaissances sur l'efficacité de ces systèmes.

L'Annexe 37 sur les pompes à chaleur de l'AIE s'intitule « Démonstration des performances in situ de systèmes de pompes à chaleur dans l'habitat- Bons exemples avec les meilleures technologies disponibles ».

Par la mise en valeur de meilleurs exemples d'installations de pompes à chaleur dans l'habitat, l'Annexe 37 vise à promouvoir le potentiel de la technologie, le meilleur état de la technique disponible, ainsi qu'à améliorer les outils existants pour la sélection, le dimensionnement et l'installation de ces systèmes. En outre, communiquer sur les meilleurs exemples vise à améliorer l'acceptation de la technologie et en ce sens favorise la dissémination sur de nouveaux marchés.

Les coefficients de performance (COP) des pompes à chaleur sont le plus souvent donnés en un point de fonctionnement et à charge nominale. Ces conditions ne représentent pas toujours les performances des pompes à chaleur dans les systèmes de chauffage concrets. L'efficacité d'une pompe à chaleur est influencée par la manière dont elle est connectée au système, par son dimensionnement, et par la température de fonctionnement du système de chauffage. Ainsi, le dimensionnement de la pompe à chaleur et la qualité de l'installation influencent fortement l'efficacité finale du système de pompe à chaleur.

Des mesures de performances in situ sur des pompes à chaleur ont été réalisées depuis plusieurs années dans différents pays. Il est souvent difficile, voire impossible de comparer les résultats de mesures in situ entre eux. La qualité des mesures et la définition du périmètre du système de pompe à chaleur peuvent varier, et les incertitudes de mesures peuvent être élevées ou insuffisamment définies. Il est de première importance que les données mesurées dans différentes études puissent être comparées, afin de déterminer le potentiel des différents types de pompes à chaleur dans la réalité des installations. De plus, la définition d'une forme harmonisée de présentation des résultats, compréhensible du grand public, serait utile.

Objectifs de l'Annexe 37

L'objectif de ce projet est de démontrer et disséminer le potentiel économique, énergétique et environnemental de la technologie des pompes à chaleur pour des applications notamment dans l'habitat. Le projet se concentre sur les meilleures technologies disponibles et les résultats d'analyses in situ déjà réalisées. Afin d'aboutir à des conclusions pertinentes, il est de première importance que la qualité des mesures soit assurée. Les critères définissant une qualité suffisante pour les résultats sont définis dans le projet. Les économies d'énergie en comparaison de systèmes de chauffage à énergie fossile seront calculées.

Le projet vise à améliorer la compréhension des paramètres clés influant la fiabilité et l'efficacité d'un système de pompe à chaleur.

Une méthode commune de calculs des performances va être définie. Une base de données reprenant les résultats des mesures en cours sur différents sites va être développée.

Organisation

Les travaux de l'Annexe 37 se répartissent en quatre tâches :

1. définition d'un modèle commun précisant les éléments à communiquer,
2. définition des critères pour assurer la bonne qualité des mesures in situ,
3. collecte et évaluation des mesures in situ en cours,
4. définition des paramètres communs d'évaluation des performances pour les pompes à chaleur et comparaison à d'autres systèmes de production de chaleur,
5. établissement d'une base de données connectée au site HPC,
6. dissémination des informations.

Les pays et entités participants à l'Annexe 37 sont :

- le Royaume-Uni, département de l'Energie et du changement climatique,
- la Suède, SP Institut technique de recherche suédois,
- la Suisse, Planair SA, Hubacher Engineering AG.

Des discussions sont en cours pour la participation d'autres pays.

Critères de sélection des bons exemples

Différents critères ont été définis pour le choix des installations de « meilleurs exemples ». Une première série de critères d'ordre général a trait aux critères de puissance, utilisation, choix de site. La deuxième série de critères porte sur les spécifications des mesures. La troisième série de critères concerne les performances minimales acceptables pour de bons exemples.

Général :

- puissance de chauffage maximale : pas de limite, mais les bâtiments avec un besoin spécifique en chauffage trop important ne sont pas acceptés comme bons exemples,
- source de chaleur : toutes sources possibles,
- type de pompe à chaleur : uniquement machine standard (pas de machine spéciale ni de prototype),
- pompe à chaleur avec un label ou certification si possible (EHPA, CERT),
- couverture des besoins en chaleur à hauteur de 90% minimum par la pompe à chaleur pour les systèmes de moins de 50 kW,
- couverture des besoins en chaleur à hauteur de 80% minimum par la pompe à chaleur pour les systèmes de plus de 50 kW,
- localisation : pas d'extrêmes climatiques, soit pas d'installation à une altitude supérieure à 800m pour la Suisse,
- nouvelle installation ou rénovation acceptées
- deux modes de fonctionnement acceptés : chauffage seul ou chauffage + ECS, pas de refroidissement,
- hydraulique : simple et standard, pas d'exotisme.

Limites du système pour le calcul du coefficient de performance saisonnier (SPF)

Afin d'être cohérent avec les autres projets internationaux sur les pompes à chaleur (SEPOMO et Annexe 39 de l'AIE), le choix des limites du système pour le calcul des performances s'est porté sur le SPF3 utilisé dans le SEPOMO (parmi 4 possibilités de coefficient de performance saisonnier), voir Figure 1.

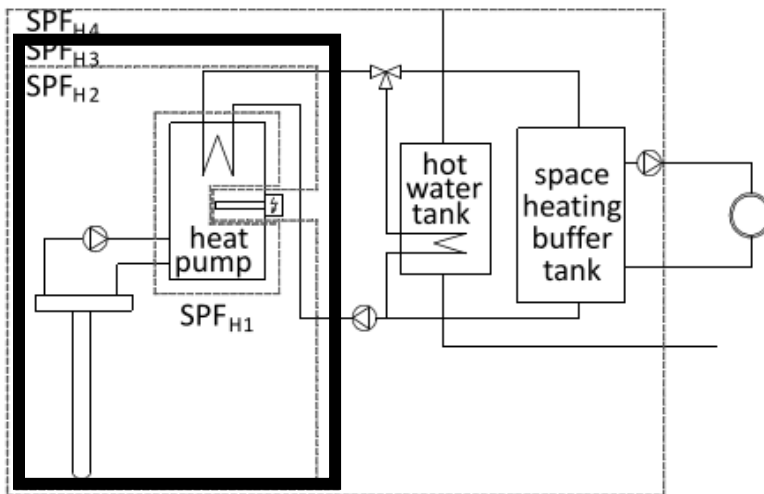


Figure 1: Limites des systèmes pour différents coefficients de performance saisonniers, dont le SPF3 encadré en vert [SEPEMO].

Le coefficient SPF3 prend en compte les éléments suivants dans le calcul des performances¹, voir Figure 2 :

- la pompe à chaleur,
- l'équipement utile à rendre disponible la source de chaleur (pompes, vannes),
- l'éventuelle énergie d'appoint.

L'énergie utile pour le système de distribution n'est pas incluse (pompes, vannes).

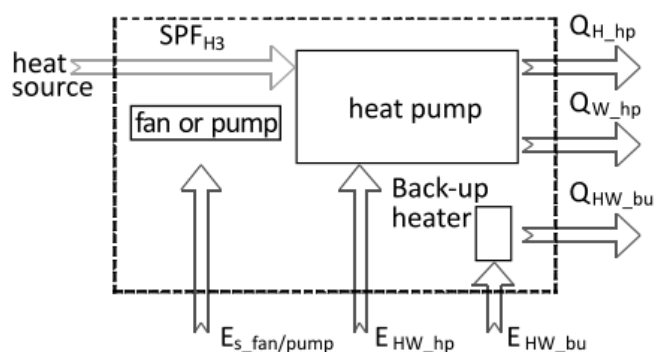


Figure 1: Limite du système pour le calcul du coefficient de performance SPF3, [SEPEMO].

¹ Pour comparaison, les limites de système « JAZ 2 » utilisées par l'OFEN dans les études d'analyse in situ sont légèrement différentes : le JAZ 2 comprend également l'énergie électrique des pompes pour vaincre les pertes de charge du condenseur de la PAC et du boiler s'il y a production d'ECS. Ainsi le JAZ2 suisse est inférieur au SPF3 européen.

Méthode de mesures

Les procédures de mesures réalisées doivent respecter les paramètres suivants :

- durée minimale des mesures : 1 an,
- intervalle maximum entre chaque mesure : 1 semaine,
- informations mesurées :
 - o chaleur pour le chauffage,
 - o chaleur pour l'eau chaude sanitaire,
 - o électricité pour le compresseur et le système de commande,
 - o éventuellement électricité pour le chauffage d'appoint,
 - o électricité pour les pompes de circulation et vannes (côté source et production de chaleur uniquement),
 - o températures intérieure et extérieure,
 - o temps de fonctionnement de la pompe à chaleur,
 - o démarrage/arrêt,
 - o disfonctionnement,
 - o temps de fonctionnement de la résistance électrique d'appoint,
- précision des mesures suffisante pour calculer le SPF avec +/-10% de précision.

Performances minimales

Des performances minimales acceptées pour constituer un « bon exemple » ont été définies.

Concernant les disfonctionnements, les limites suivantes sont valables :

- disponibilité de la pompe à chaleur supérieur à 99.0%,
- temps de disfonctionnement limité à 20h/an maximum,
- nombre de disfonctionnements limité à 5 par an maximum.

Concernant les coefficients de performance saisonniers, les valeurs minimales à atteindre pour constituer un bon exemple sont encore en discussion. Elles sont définies pour chaque source de chaleur (air, eau, sonde) et suivant l'utilisation (chauffage seul ou chauffage et ECS).

Exemples et résultats

Chacun des pays participants à l'Annexe 37 a fourni des exemples de bonnes installations de pompes à chaleur. Ces exemples sont représentatifs du développement local du marché des pompes à chaleur.

Royaume Uni

Le marché des pompes à chaleur est en cours de développement au Royaume Uni. Le groupe UK Energy Saving Trust a mis en place dès 2009 une campagne de suivi des performances par mesures in situ, couvrant les différentes sources de chaleur possibles ainsi que les différents émetteurs de chaleur.

L'exemple d'un site au Pays de Galle est présenté ci-dessous.

Exemple n°	1
Pays	Pays de Galle
Type de bâtiment	Villa
Année de construction du bâtiment	1930
Type de pompe à chaleur	Saumure /Eau
Année d'installation de la pompe à chaleur	2007
Puissance de la pompe à chaleur [kW]	8
Source de chaleur	Géothermie avec anneaux de conduites dans le terrain (Slinky)
Système d'émission de chaleur	Plancher chauffant et radiateurs
Température de chauffage	41°C par -1°C extérieur
SPF3 annuel moyen	3.37

Tableau 1 : Caractéristiques de l'exemple n°1

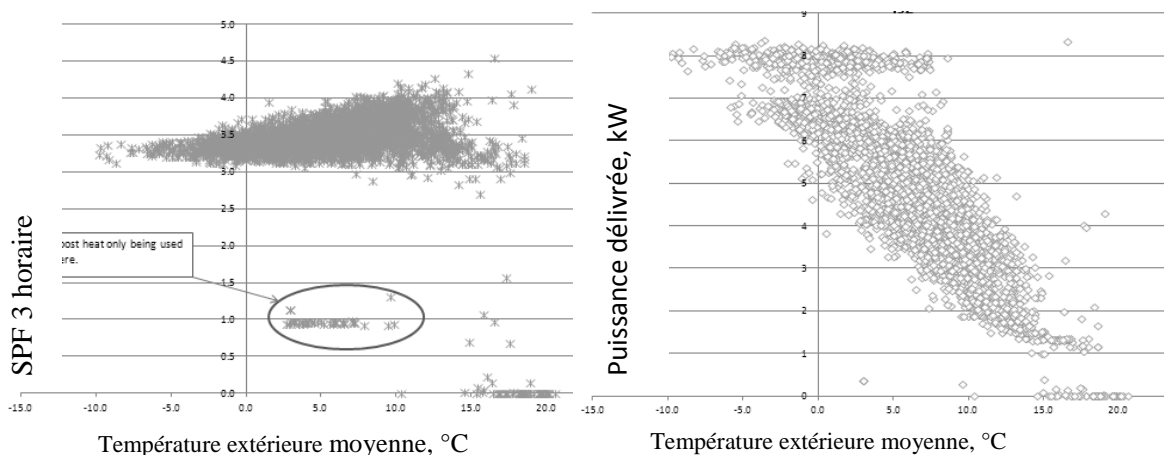


Figure 1 : Exemple n°1, évolution du coefficient de performance et de la puissance délivrée en fonction de la température extérieure

En Suède

La Suède a été le pionnier européen en termes de développement du marché des pompes à chaleur avec une diffusion de la technologie dès les années 1980. De nombreuses installations ont été instrumentées pour permettre un suivi des performances réelles. Deux bons exemples suédois sont présentés ci-dessous.

Exemple n°	2	3
Pays	Suède	Suède
Température moyenne extérieure [°C]	7.6	8.3
Type de bâtiment	Villa	Villa
Année de construction du bâtiment	1991	2009
Type de pompe à chaleur	Air/Eau combinée avec chauffage solaire	Saumure/Eau
Puissance de la pompe à chaleur [kW]	14	6
Source de chaleur	Air extérieur	Sonde géothermique
Système d'émission de chaleur	Plancher chauffant	Plancher chauffant et radiateurs
SPF3 annuel moyen	3	4.4

Tableau 2 : Caractéristiques des exemples n°2 et 3

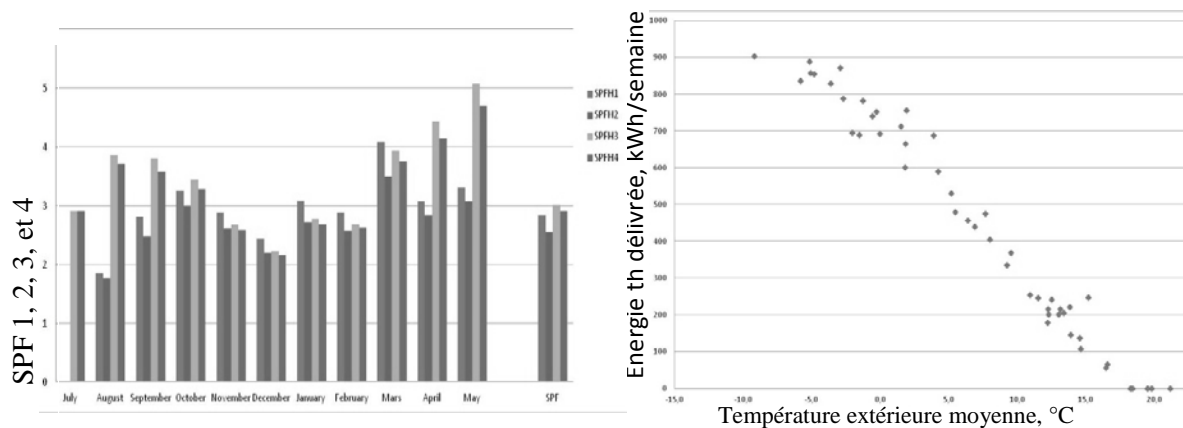


Figure 2 : Exemple n°2, évolution du coefficient de performance par mois (SPF3 en vert) et de l'énergie de chauffage hebdomadaire délivrée en fonction de la température extérieure

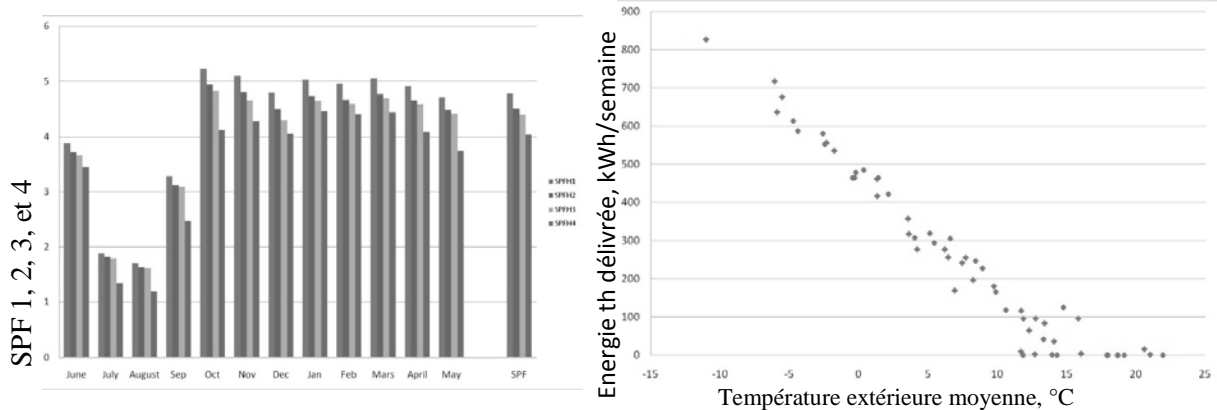


Figure 3 : Exemple n°3, évolution du coefficient de performance par mois (SPF3 en vert) et de l'énergie de chauffage hebdomadaire délivrée en fonction de la température extérieure

En Suisse

Le marché des pompes à chaleur en Suisse a pris son essor dans les années 1990. Le suivi d'installations avec mesures in situ possède un historique remarquable avec les travaux menés par l'OFEN depuis 1996. Ces mesures ont été utilisées pour recalculer les coefficients de performance saisonniers selon les critères communs définis dans le projet de l'Annexe 37. Deux bons exemples suisses sont présentés ci-dessous.

Exemple n°	4	5
Pays	Suisse	Suisse
Température moyenne extérieure [°C]	10.0	9.3
Type de bâtiment	Villa	Villa
Année de construction du bâtiment	2001	2003
Type de pompe à chaleur	Air/Eau	Saumure/Eau
Puissance de la pompe à chaleur [kW]	8	7.5
Source de chaleur	Air extérieur	Sonde géothermique
Système d'émission de chaleur	Plancher chauffant	Plancher chauffant
Température de chauffage	35°C	chauffage de sol : 30°C ; ECS : 52°C
SPF3 annuel moyen	3.17	4.66

Tableau 1: Suite des travaux pour l'Annexe 37

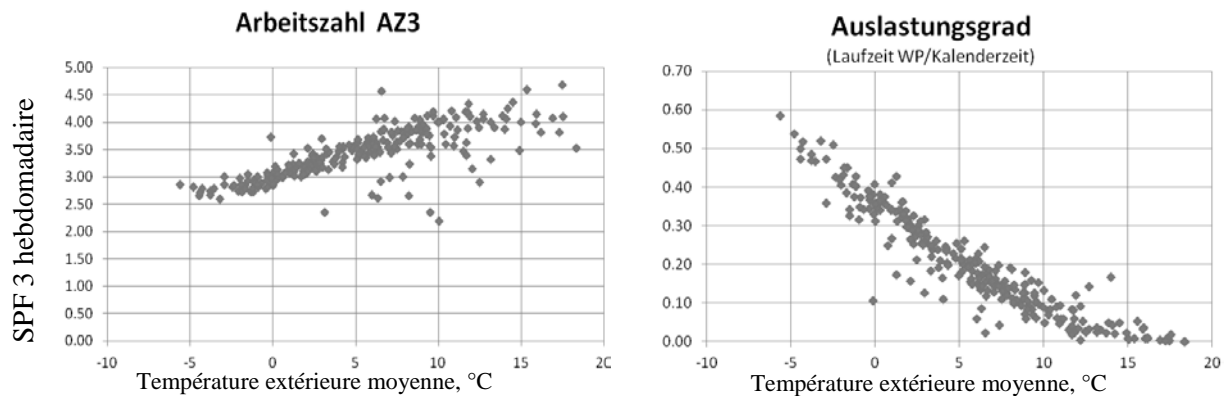


Figure 4 : Exemple n°4, évolution du coefficient de performance hebdomadaire et de la charge de la pompe à chaleur en fonction de la température extérieure

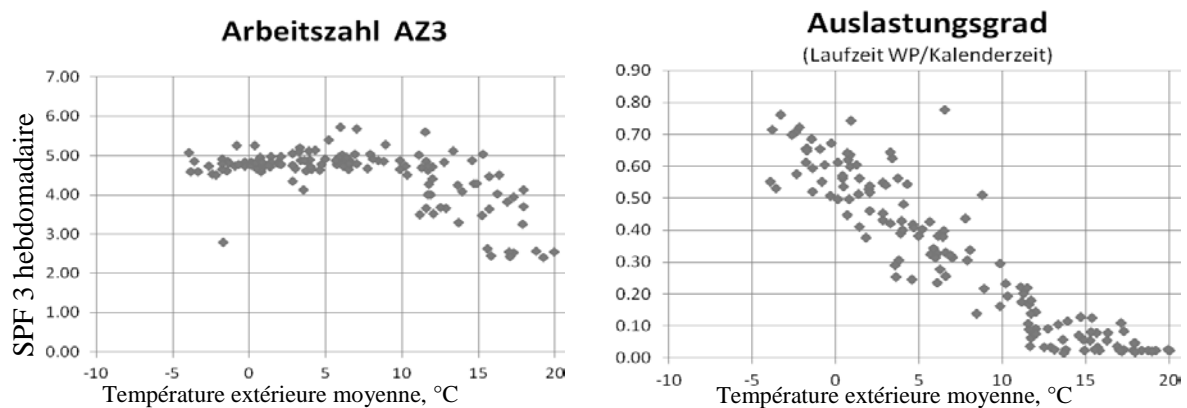


Figure 5 : Exemple n°5, évolution du coefficient de performance hebdomadaire et de la charge de la pompe à chaleur en fonction de la température extérieure

Comparaison et retour d'expérience

De la comparaison des expériences des trois pays en termes de performances des systèmes de pompes à chaleur, il apparaît qu'en Suisse et en Suède, où les marchés de la pompe à chaleur sont matures, les performances des pompes à chaleur sont homogènes et généralement bonnes. Par exemple en Suisse sur 24 installations suivies, environ la moitié remplit les critères de « meilleures installations ». Par contre, au Royaume Uni, où le marché des pompes à chaleur est plus récent, une grande dispersion des résultats des analyses de performances in situ est présente ; ainsi seuls environ 10% de l'échantillon d'installations instrumentées et suivies remplissent les critères de « meilleures installations ». Cela justifie pleinement la démarche d'assurance qualité en cours au Royaume-Uni.

Les résultats du projet soulignent l'importance de la diffusion de bons exemples de pompes à chaleur et des règles de l'art de dimensionnement et d'installation des systèmes. La partie dissémination du projet permettra de réaliser cet objectif.

Suite des travaux

Tâches	Date
Fixer les limites de choix des SPF minimaux	juin 2012
Finaliser les fiches d'exemples	sept.2012
Calculs des réductions de CO2 et économie d'énergie pour chaque cas	oct.2012
Achèvement de l'Annexe 37	déc. 2012

Tableau 1: Suite des travaux pour l'Annexe 37

Sources

- [1] P. Hubacher, Hubacher Engineering: Analyse in situ d'installations de pompes à chaleur, Anis 1996-2003, sur mandat de l'OFEN, données spécifiquement retravaillées, 2004.
- [2] R.Nordman, A. Zottl: SEPEMO-Build- a European project on seasonal performance factor and monitoring for heat pump systems in the building sector, REHVA Journal, 08.2011, page 56-61.
- [3] Contributions des participants, figureront dans le rapport final de l'annexe.

Jonathan Demierre, Dr. Ing. dipl. EPF
Daniel Favrat, Prof., Dr. Ing. dipl. EPF
Laboratoire d'Énergétique Industrielle (LENI)
EPFL
Station 9
CH-1015 Lausanne
jonathan.demierre@epfl.ch
daniel.favrat@epfl.ch
www.epfl.ch

Pompe à chaleur tritherme à double cycle de Rankine et groupe turbine-compresseur sans huile

Zusammenfassung

Das hier vorgestellte Projekt betrifft die theoretische sowie experimentelle Untersuchung einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe bestehend aus einem Wärmepumpenkreislauf (umgekehrter Rankine) deren Verdichter durch einen Organic Rankine Cycle (ORC) angetrieben wird. Dieses System, im folgenden ORC-ORC genannt, beinhaltet einen einstufigen Radialkompressor, der mit einer einstufigen Radialturbine auf einer gemeinsamen Welle montiert ist. Diese Welle rotiert auf dynamischen Gaslager, was einen öl-freien Betrieb ermöglicht. Dieses Wärmepumpenmodell ist als Substitut für eine gasbetriebene Wohnhausheizung mit Warmwassererhitzer gedacht.

Eine systematische Herangehensweise wurde benutzt, um das Potential des ORC-ORC bezüglich der Energieeffizienz zu erforschen und für verschiedene Entwicklungsstadien optimale Spezifikationen anzubieten. Die theoretische Untersuchung zeigt, dass gegenüber bestehenden thermisch angetriebenen Wärmepumpen (Sorption) der ORC-ORC-Kreislauf sehr konkurrenzfähig ist. Ein Prototyp des ORC-ORC wurde aufgebaut und erste Test wurden durchgeführt.

Résumé

Le projet présenté ici porte sur l'étude théorique et expérimentale d'un concept de pompe à chaleur à entraînement thermique composé d'un cycle de pompe à chaleur à compression de vapeur (Rankine inversé) entraîné par un cycle de Rankine moteur à fluide organique (ORC). Ce système, appelé ici, ORC-ORC, utilise un compresseur radial mono-étagé directement couplé à une turbine radiale mono-étagée. L'arbre de l'ensemble tourne sur des paliers à gaz, ce qui permet un système sans huile. Le concept étudié est un système à gaz pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire pour des immeubles résidentiels de petite taille.

Une approche systématique a été utilisée pour évaluer, du point de vue de l'efficacité énergétique, le potentiel du système ORC-ORC et pour proposer des spécifications optimales à différents niveaux dans le processus de conception. L'étude théorique montre que le concept ORC-ORC est tout à fait compétitif vis-à-vis des pompes à chaleur à entraînement thermique existantes (sorption). Un prototype d'ORC-ORC a été conçu et fait l'objet de premiers tests.

Introduction

Le système étudié dans ce projet est une pompe à chaleur tritherme (ou à entraînement thermique) composé d'un cycle de pompe à chaleur (PAC) à compression de vapeur (Rankine inversé) et d'un cycle de Rankine moteur à fluide organique (ORC), dans lequel la turbine entraîne directement le compresseur. Comme pour les pompes à chaleur à absorption, ces systèmes ont l'avantage de pouvoir utiliser différents types de source de chaleur, comme des pellets de bois, du gaz naturel, du solaire thermique, de la géothermie ou encore de la chaleur résiduelle (par exemple, les gaz d'échappement d'un moteur thermique). De plus, étant donné qu'en Suisse une grande partie des services de chauffage sont réalisés à partir de combustibles (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**), le concept de pompe à chaleur à entraînement thermique représente une solution intéressante pour passer des chaudières à la technologie des pompes à chaleur sans augmenter la consommation électrique, en particulier pendant le pic hivernal de consommation.

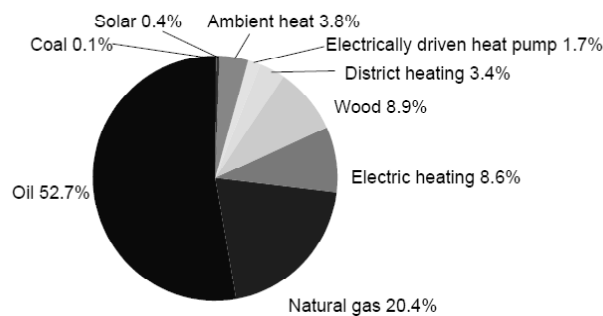


Figure 1: Répartition par système/ressource de la consommation finale d'énergie pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire (ECS) dans le secteur résidentiel en 2009 en Suisse / source Office Fédéral de l'Energie [1]

Le concept ORC-ORC

Le système proposé est très similaire aux concepts étudiés au début des années 80 par Strong [2] et Biancardi et al. [3]. Un schéma de principe et le diagramme T-s correspondant sont donnés à la **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** Etant donné qu'un cycle pompe à chaleur à compression de vapeur peut être vu comme un cycle de Rankine organique inversé, ce système est appelé ici un ORC-ORC. La génération de vapeur du cycle de Rankine est représentée à la **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**

comme un processus supercritique, mais peut bien entendu être aussi sous-critique. Cependant une étude préliminaire du système [4] a montré qu'il était particulièrement avantageux d'avoir une évaporation supercritique, si la source chaude considérée est un fluide qui se refroidit (par exemple, des gaz de combustion), puisque cela permet de minimiser les pertes exergetiques dues au transfert de chaleur. La turbine de l'ORC moteur entraîne le compresseur du cycle PAC. Les deux cycles utilisent le même fluide de travail et le système est entièrement hermétique. Une fuite de réfrigérant au travers du groupe compresseur-turbine du côté ORC vers le côté PAC est en pratique inévitable ; l'utilisation d'un condenseur commun (au lieu de deux cycles séparés) permet d'éviter que tout le réfrigérant migre dans le cycle PAC.

L'application étudiée dans ce projet est le chauffage résidentiel (production d'eau chaude sanitaire et chauffage au sol) pour des bâtiments de petite taille nécessitant une puissance thermique totale d'environ 40 kW. Bien que cette étude se concentre sur cette application spécifique, le concept ORC-ORC et les considérations discutées ici peuvent être appliqués à d'autres services, tel que le froid solaire. Dans le passé, un point important qui a pénalisé les systèmes ORC-ORC, vis-à-vis des systèmes de type sorption, était la problématique des réfrigérants CFC (avec un potentiel de destruction de la couche d'ozone élevé) qui étaient, à l'époque, les meilleurs (et pratiquement les seuls) candidats non inflammables et peu toxiques pour des cycles haute température. De nos jours, la disponibilité de tels réfrigérants qui ne sont pas nuisibles à la couche d'ozone et qui ont une bonne stabilité chimique à relativement haute température permet de reconsidérer les systèmes ORC-ORC. Par ailleurs les progrès réalisés en matériaux facilitent leur réalisation.

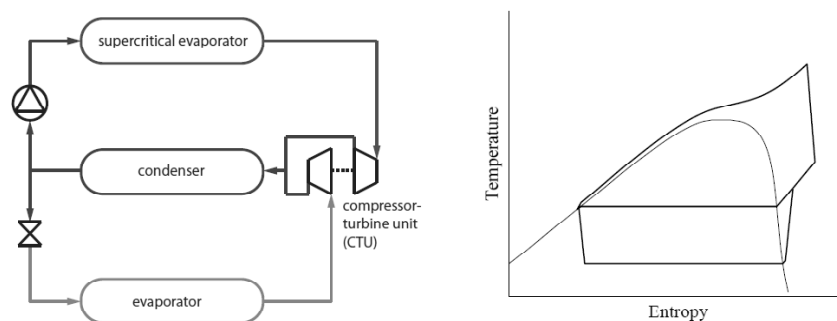


Figure 2: Schéma de principe et diagramme température-entropie d'une pompe à chaleur ORC-ORC

Le système présenté ici utilise une turbine radiale mono-étagée et un compresseur centrifuge également mono-étagé qui sont directement couplés par un arbre tournant sur des paliers à gaz (Figure 6). L'utilisation de paliers à gaz et de turbomachines permet au système d'être compact et sans huile, avec comme avantages, une faible complexité et de faibles coûts de maintenance. De plus, les paliers à gaz permettent de tourner sans usure sur une longue durée et à haute vitesse, ce qui est requis pour un fonctionnement efficace des turbomachines de petite puissance. Strong a rencontré un certain nombre de problèmes avec l'utilisation de paliers à gaz, essentiellement dus à des matériaux mal adaptés [2]. Des progrès dans les matériaux et les connaissances sur les paliers permettent de réexaminer cette approche. Récemment, Schiffmann et Favrat [5] ont développé et testé avec succès un concept de

compresseur centrifuge directement entrainé par un moteur électrique tournant sur paliers à gaz (environ 210'000 tr/min et 3 kWe).

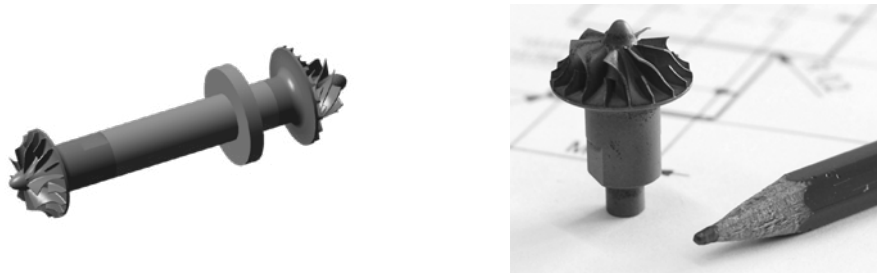


Figure 6: Rotor du groupe compresseur-turbine et roue de turbine du prototype expérimental

Modélisation, conception et optimisation

Méthode

La méthode développée pour la conception optimale et l'analyse est composée de trois étapes (Figure 7). La première étape est l'évaluation du coefficient de performance (COP) maximum qui pourrait être atteint, si le système était conçu de manière optimale, c'est-à-dire si la turbine et le compresseur étaient parfaitement adaptés aux conditions de fonctionnement et le réseau d'échangeurs de chaleur était optimal du point de vue de l'intégration énergétique [6]. Cette étape permet d'évaluer la faisabilité du système et de faire une première sélection des fluides de travail les mieux adaptés. La deuxième étape consiste à faire la synthèse du réseau d'échangeurs basé sur les résultats de la première étape. Une fois qu'une configuration satisfaisante a été trouvée, on évalue par optimisation le COP maximum qui peut être obtenu avec ce réseau en considérant toujours un compresseur et une turbine parfaitement adaptés. Les résultats obtenus à ce stade sont comparés à ceux obtenus à l'étape précédente, afin d'évaluer la qualité du réseau d'échangeurs qui a été généré. A la fin de cette deuxième étape, on obtient des bonnes estimations de la taille optimale de la turbine et du compresseur, de la vitesse de rotation optimale et des niveaux de pression et de température optimaux. Sur la base de ces résultats, on peut sélectionner un compresseur et une turbine bien adaptés. Dans la troisième étape, le système est entièrement déterminé (la géométrie de la turbine et du compresseur, et le réseau d'échangeurs de chaleur sont fixés) et les performances du système sont évaluées pour différentes conditions d'opération.

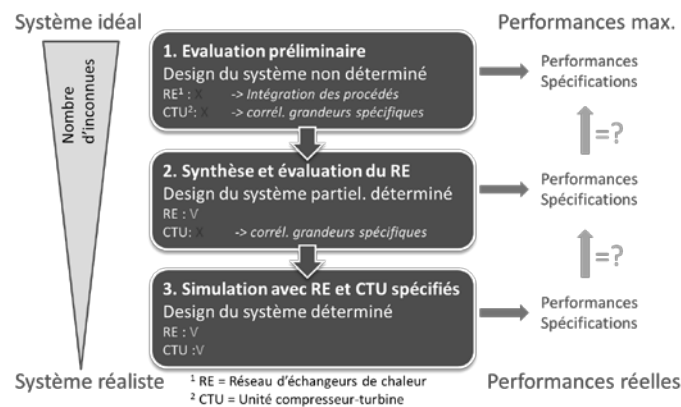


Figure 7: Représentation schématique de la méthode de conception optimale et d'analyse en 3 étapes

Application étudiée

Comme mentionné plus haut, l'application étudiée est le chauffage résidentiel pour de bâtiments de petite taille (production d'eau chaude pour le chauffage au sol et production d'eau chaude sanitaire). En ce qui concerne le chauffage au sol, les températures aller et retour sont fixées respectivement à 35°C et 30°C. L'eau chaude sanitaire (ECS) est chauffée de 10°C à 60°C. Le bâtiment considéré est un immeuble résidentiel d'environ dix logements de 120 m² chacun, avec des besoins de chauffage correspondants à une construction standard en Suisse. Cinq différents modes de fonctionnement ont été distingués (Tableau 3). La source chaude considérée est constituée des gaz de combustion d'une combustion de gaz naturel. La source froide est de l'eau glycolée chauffée par une sonde géothermique et qui se refroidit de 4°C à 1°C (fixe pour toute l'année).

Période	Chauffage [kW]	ECS [kW]	Total [kW]
Hiver1	32	8	40
Hiver2	32	0	32
Mi-saison1	12	8	20
Mi-saison2	12	0	12
Été	0	8	8

Tableau 3: Les cinq différents modes de fonctionnement considérés pour l'étude théorique

Le COP du système est défini de la façon suivante :

$$COP = (Q_C + Q_{ECS}) / (m_F \cdot \Delta h_i^0 + (E_P / 0.56)) \quad (1)$$

Q_C est la puissance thermique fournie au système de chauffage, Q_{ECS} est la puissance thermique fournie à l'ECS, m_F est le débit-masse de combustible, Δh_i^0 est le pouvoir calorifique inférieur du combustible et E_P est la puissance électrique consommée par la pompe du cycle de Rankine (l'unique puissance électrique consommée par le système ORC-ORC). E_P est divisé par 0.56 pour prendre en compte les pertes dans le réseau électrique et l'efficacité d'une centrale à cycle combiné moderne qui produirait cette puissance électrique ; ainsi, le COP du système est strictement basé sur la conversion du combustible (dans notre cas, du gaz naturel) en chaleur.

Evaluation préliminaire

Comme mentionné plus haut, la première étape de la conception et de l'analyse est l'évaluation préliminaire (Figure 7). Des optimisations bi-objectifs ont été réalisées pour l'application étudiée. Le premier objectif est la maximisation du COP et le second objectif est la minimisation de la vitesse de rotation du groupe compresseur-turbine. En effet, les vitesses de rotation nécessaires pour les turbomachines de petite puissance peuvent atteindre des valeurs très élevées, ce qui peut être techniquement critique. Dans notre cas (des turbomachines de quelques kW), il semble difficile d'atteindre de façon fiable et avec une durée de vie adéquate des vitesses de rotation supérieures à 250'000 t/min [5]. Les calculs ont été réalisés pour 12 fluides de travail potentiellement intéressants pour cette application. Les grandeurs à optimiser sont les niveaux de température et de pression ainsi que la vitesse de rotation. La Figure 8 montre les courbes de Pareto pour le mode de fonctionnement « Hiver1 », pour les 12 fluides considérés. Les courbes de Pareto sont composées de points qui représentent chacun une solution optimale au sens qu'on ne peut pas trouver une autre solution qui améliore à la fois les deux objectifs (max. COP et min. vitesse de rotation). Certains points qui ne se trouvent pas sur la Pareto n'ont pas été éliminés par l'algorithme, cependant ils ne représentent clairement pas des solutions optimales.

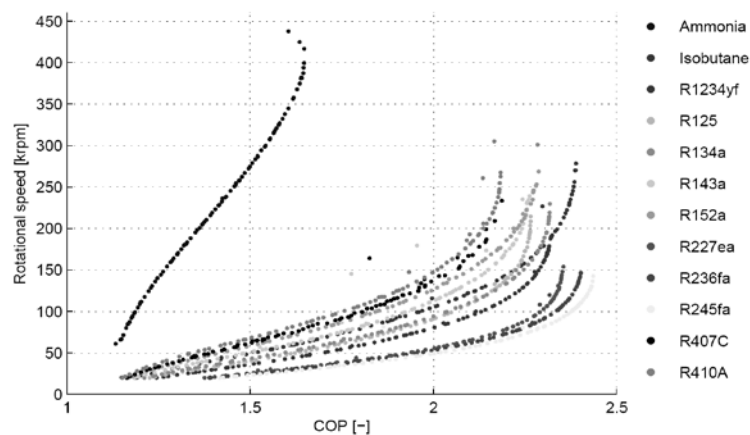


Figure 8: Evaluation préliminaire: résultats d'optimisations bi-objectifs (COP et vitesse de rotation) pour le mode de fonctionnement « Hiver1 », pour 12 fluides de travail considérés

n peut voir que l'ammoniac est un très mauvais candidat. Le R245fa donne les meilleures performances, cependant sa pression de saturation à 0°C (température d'évaporation côté PAC) est inférieure à la pression atmosphérique (0.53 bar), ce qui ajoute des difficultés techniques dans la conception pour obtenir un système entièrement hermétique et ainsi éviter que le fluide de travail ne soit contaminé par l'air ambiant. Le gain de COP avec le R245fa par rapport aux autres fluides n'est pas significatif étant donné les complications techniques liées à un système sous-atmosphérique. L'isobutane montre aussi de bonnes performances, cependant son inflammabilité élevée représente un inconvénient important pour une application résidentielle. Finalement, le R1234yf, le R134a, le R227ea et le R236fa apparaissent comme les candidats les plus intéressants. La suite de l'analyse a donc été réalisée avec ces quatre fluides. Les résultats pour les autres modes de fonctionnement ne sont pas montrés ici ; de manière générale, le classement des fluides en fonction du COP et de la vitesse de rotation reste le même pour tous les modes de fonctionnement, et les COP diminuent en diminuant la puissance thermique requise [7].

Synthèse et évaluation du réseau d'échangeur

Les résultats obtenus à la première étape, l'évaluation préliminaire, correspondent aux performances qui pourraient être atteintes avec un réseau d'échangeurs de chaleur idéal. L'étape suivante est de concevoir un réseau d'échangeurs réaliste qui permette d'atteindre des COP aussi proches que possible des valeurs obtenues lors de l'évaluation préliminaire (réseau idéal). L'approche utilisée pour la synthèse du réseau d'échangeurs est composée de deux étapes. Premièrement, la distribution optimale des charges thermiques est calculée en se basant sur les résultats de l'intégration énergétique de l'évaluation préliminaire ; ceci permet de déterminer le nombre minimum de connexions nécessaires entre les flux chauds et les flux froids du système et la puissance thermique échangée dans chaque connexion [8]. Ensuite, sur la base de ces résultats et à l'aide de règles heuristiques, le réseau d'échangeur peut être conçu.

La distribution optimale des charges thermiques a été calculée pour les quatre réfrigérants les plus intéressants (R1234yf, R134a, R227ea et R236fa) et pour les cinq modes de fonctionnement (Tableau 3). Les résultats sont très similaires entre les différents fluides [7]. Sur la base de ces calculs, un réseau d'échangeurs de chaleur qui permet de satisfaire les exigences des différents modes de fonctionnement a été conçu (Figure 9). Pour les modes de fonctionnement avec production d'eau chaude pour le chauffage au sol (tous les modes, excepté le mode « Été »), tout le réfrigérant passe par l'échangeur HX3 dans lequel la condensation a lieu. Pour le mode « Été », l'entier du réfrigérant passe et condense dans l'échangeur HX8.

Un modèle du réseau d'échangeurs de chaleur (Figure 9) a été développé. Des optimisations ont été réalisées avec ce modèle pour les quatre réfrigérants les plus intéressants (R1234yf, R134a, R227ea et R236fa) et pour les cinq modes de fonctionnement (Tableau 3) ; l'optimisation permet d'obtenir les valeurs optimales des différents paramètres (niveaux de

pression et de température, et vitesse de rotation du groupe compresseur-turbine), afin de maximiser le COP pour les différents cas. Le COP maximum qui peut être atteint dans les différents cas est donné à la Figure 10 et les caractéristiques correspondantes du système sont données dans le Tableau 4. Le diagramme température-entropie du système optimal pour le mode de fonctionnement « Hiver1 » et pour du R134a comme fluide de travail est montré à la Figure 11. Pour les modes « Hiver1 », « Hiver2 » et « Mi-saison2 », les COP obtenus avec le réseau d'échangeurs généré sont entre 7% et 11% plus bas que ce qui serait atteint avec un réseau idéal (évaluation préliminaire) ; pour les modes « Mi-saison1 » et « Été », les COP sont respectivement environ 18% et 12% plus faibles que ce qui serait obtenu avec un réseau idéal [7]. Ces pénalités sur le COP sont tout à fait acceptables ; elles sont dues au fait que toutes les connexions nécessaires entre les flux chauds et les flux froids du système ne sont pas réalisées, seul les connexions les plus importantes ont été prises en compte. Si toutes les connexions étaient réalisées, le système devrait comprendre un plus grand nombre d'échangeurs de chaleur, ce qui le rendrait plus difficile à contrôler et plus coûteux.

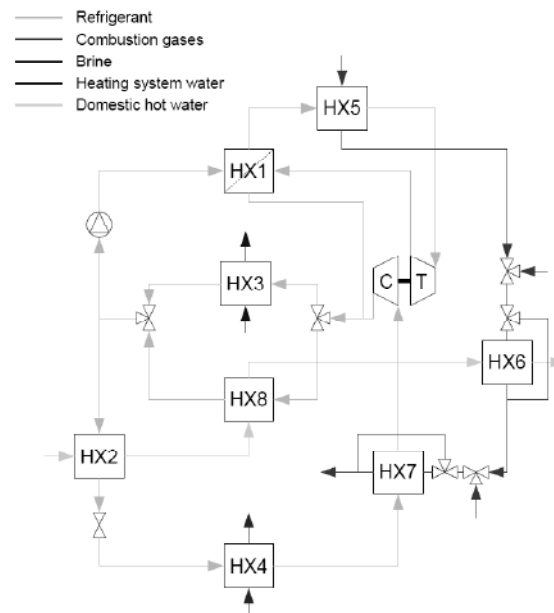


Figure 9: Schéma du réseau d'échangeurs de chaleur conçu à l'aide des techniques d'intégration énergétique (technique du pincement)

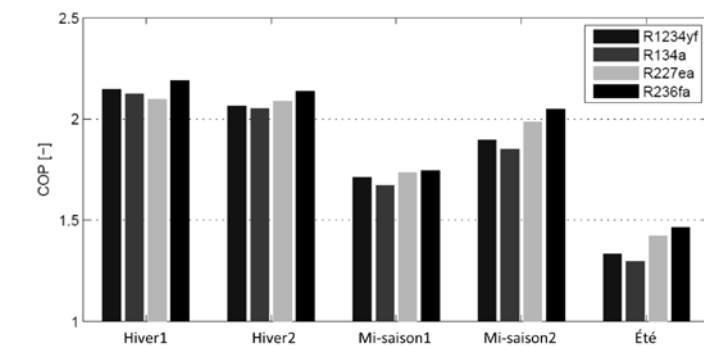


Figure 10: COP maximum qui peut être atteint avec le réseau d'échangeurs conçu, pour les quatre réfrigérants sélectionnés et les cinq différents modes de fonctionnement

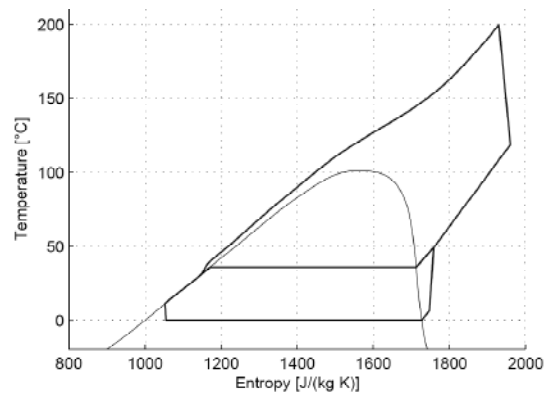


Figure 11: Diagramme température-entropie du système optimal pour le mode de fonctionnement « Hiver1 » et pour du R134a comme fluide de travail

	COP	N	D_{4T}	D_{4C}	RP_T	RP_C	η_{ex,ma}	η_{ex,sys}
	[-]	[10 ³ t/min]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]	[-]
Hiver1 (32 kW chauffage + 8 kW ECS)								
R1234yf	2.15	200	21	20	7.5	2.9	0.62	0.22
R134a	2.12	230	20	19	7.9	3.1	0.65	0.22
R227ea	2.10	160	24	22	9.6	3.2	0.63	0.22
R236fa	2.19	160	26	24	13.2	3.6	0.68	0.23
Hiver2 (32 kW chauffage)								
R1234yf	2.07	210	21	20	8.1	2.9	0.58	0.21
R134a	2.05	230	20	20	9.3	3.1	0.61	0.21
R227ea	2.09	160	24	22	10.4	3.2	0.59	0.21
R236fa	2.14	160	27	25	13.8	3.6	0.64	0.22
Mi-saison1 (12 kW chauffage + 8 kW ECS)								
R1234yf	1.71	220	19	18	6.1	2.9	0.59	0.18
R134a	1.67	240	19	19	6.2	3.1	0.61	0.18
R227ea	1.74	180	20	19	8.2	3.2	0.62	0.18
R236fa	1.75	190	22	21	11.2	3.6	0.66	0.18
Mi-saison2 (12 kW chauffage)								
R1234yf	1.90	230	19	18	6.8	2.9	0.55	0.20
R134a	1.85	250	19	19	7.7	3.1	0.56	0.19
R227ea	1.99	190	20	18	9.9	3.2	0.56	0.20
R236fa	2.05	200	22	21	13.1	3.6	0.62	0.21
Été (8 kW ECS)								
R1234yf	1.33	220	19	23	6.7	3.9	0.46	0.14
R134a	1.30	230	19	22	5.9	3.6	0.47	0.14
R227ea	1.42	200	18	21	8.8	4.5	0.51	0.15
R236fa	1.47	220	18	23	8.4	5.4	0.58	0.16
Pour tous les cas :		Température entrée turbine = 200°C						
		Température d'évaporation PAC = 0°C						
		Pour tous sauf « Été », Température de condensation entre 35.3 et 36°C						
		Pour « Été », Température de condensation entre 52.4 et 58.6°C						

Tableau 4: Caractéristiques optimales du système pour les quatre réfrigérants sélectionnés et les cinq différents modes de fonctionnement / N : vitesse de rotation groupe turbine-compresseur ; D_{4T} : diamètre roue de turbine ; D_{4C} : diamètre roue de compresseur ; RP_T : rapport de pression turbine ; RP_C : rapport de pression compresseur ; η_{ex,ma} : rendement exergétique machine ; η_{ex,sys} : rendement exergétique système

Les valeurs de rendement exergetique [9] données dans le Tableau 4 permettent de comparer ce système à d'autres pompes à chaleur à entrainement thermique qui opèrent dans des conditions différentes. $\eta_{ex,ma}$ est le rendement exergetique de la machine seule, c'est-à-dire sans prendre en compte les échanges de chaleur avec les sources, l'eau de chauffage et l'ECS, et $\eta_{ex,sys}$ est le rendement exergetique du système complet [7]. Pour les modes de fonctionnement avec production d'eau de chauffage (tous les modes sauf « Été »), les rendements exergetiques machine et système de l'ORC-ORC sont comparables à ceux estimés pour les pompes à chaleur à entrainement thermique les plus performantes [7].

Simulation du système entièrement déterminé

La troisième étape dans le processus de conception et d'analyse est la simulation du système entièrement défini (Figure 7). Sur la base des résultats de l'étape précédente (synthèse et évaluation du réseau d'échangeur), une turbine et un compresseur adaptés peuvent être sélectionnés. Le but de cette troisième étape est d'évaluer le COP maximum qui peut être atteint en fonction de la puissance thermique fournie et la plage de puissance qui peut être couverte avec un groupe turbine-compresseur et un réseau d'échangeurs donnés. Un modèle du groupe turbine-compresseur a été développé et permet de prédire ses caractéristiques en fonction de la géométrie de la turbine, du compresseur et des paliers à gaz. Un modèle 1-D de compresseur centrifuge et un modèle des paliers gaz déjà existants, développés au LENI/EPFL [10], ont été utilisés et un modèle 1-D de turbine radiale a été développé dans le cadre de ce projet.

La Figure 12 montre un exemple de résultats de simulation d'un système entièrement déterminé. Cette figure montre les courbes de fonctionnement (COP max. en fonction de la puissance thermique fournie au système de chauffage) pour trois designs différents des aubes directrices de la turbine. Ces courbes sont obtenues en optimisant les paramètres contrôlables du système, comme la température d'entrée de la turbine et la surchauffe à l'entrée du compresseur.

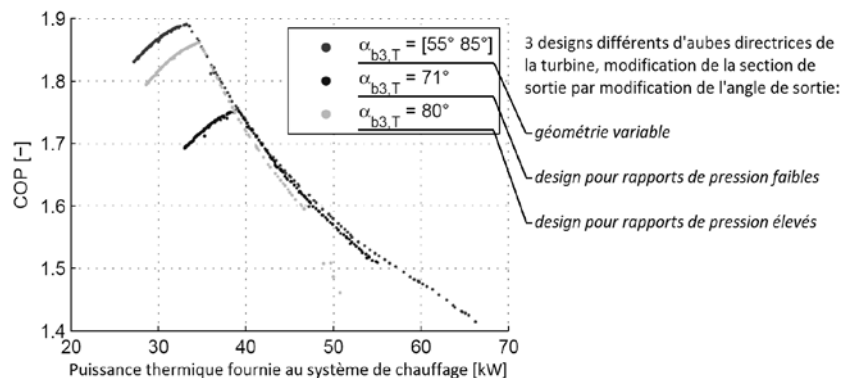


Figure 12: Comparaison des performances (COP max. en fonction de la puissance thermique fournie au système de chauffage) qui peuvent être atteintes avec différentes géométries des aubes directrices de la turbine (Fluide de travail : R134a ; Puissance fournie à l'ECS : 8kW ; Géométries compresseur et turbine : prototypes expérimentaux)

Prototype et tests

Le fluide de travail choisi pour les investigations expérimentales est le R134a. Il présente les avantages suivants : faible coût, facilement disponible, compatibilité avec les matériaux et les équipements bien documentée, performances intéressantes et chimiquement stable à relativement haute température (au moins 200°C). Pour ces premiers tests, la source chaude utilisée est de l'huile thermique chauffée par une chaudière régulée.

Prototype de groupe compresseur-turbine

Le groupe turbine-compresseur a été conçu sur la base d'un compresseur sans huile entraîné électriquement (environ 3 kW) développé par Schiffmann [5]. Le moteur électrique est remplacé par une turbine. Le diamètre de la roue de compresseur est de 20 mm et celui de la roue de turbine est de 18 mm, ce qui est de l'ordre des diamètres optimaux calculés (voir Tableau 4). La roue de compresseur est en aluminium, tandis que la roue de turbine est en acier, puisqu'elle est exposée à des températures relativement élevées (jusqu'à environ 200°C).

Le rotor du groupe turbine-compresseur doit être équilibré de manière très précise, étant donné l'utilisation de paliers à gaz. A haute vitesse, le moindre contact entre un élément en rotation et un élément fixe peut causer le serrage des paliers. L'équilibrage est réalisé dans l'air ambiant et le rotor est entraîné en soufflant sur une des deux roues (Figure 13). L'équilibrage est testé à l'air ou à l'azote jusqu'à des vitesses de rotation de 150'000 t/min.

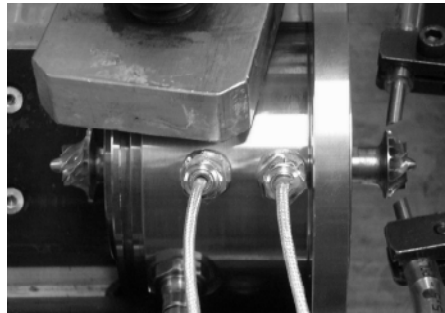


Figure 13: Groupe turbine-compresseur sans les stators durant l'équilibrage (compresseur à gauche et turbine à droite)

Prototype d'ORC-ORC

Pour ce premier prototype, un système plus simple (Figure 14) que le système optimal présenté plus haut (Figure 9) a été construit. Pour plus de flexibilité dans les tests, chaque cycle dispose de son propre condenseur ; ceci permet, par exemple, de fonctionner avec des températures de condensation différentes dans les deux cycles ou de tester le cycle de Rankine tout seul (mais sans la turbine). Cependant, deux vannes permettent de connecter les deux

condenseurs ensemble et ainsi de simuler le fonctionnement avec un condenseur commun aux deux cycles.

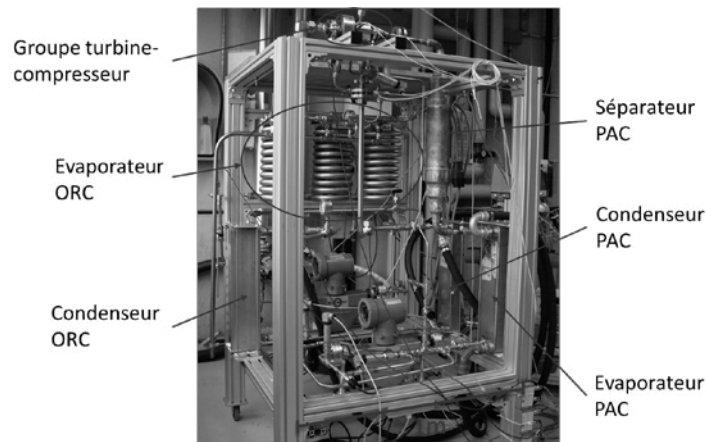


Figure 14: Photo du prototype expérimental d'ORC-ORC (sans isolation)

Tests

Un certain nombre de tests ont été réalisés avec ce prototype d'ORC-ORC. Le point d'opération visé, 0°C à l'évaporation du cycle PAC et 35°C à la condensation, n'a pas encore été atteint, à cause de différents problèmes rencontrés durant les essais. Cependant, un certain nombre de points intermédiaires ont pu être mesurés. Un extrait des différents points mesurés est donné au Tableau 5. La Figure 15 montre les diagrammes T-s pour deux des points mesurés. Les premiers essais ont été réalisés avec un design d'aubes directrices de turbine conduisant à des rapports de pression turbine relativement faible (Géom. Turbine : V1). Les essais suivants ont été menés avec un second design d'aubes directrices (Géom. Turbine : V2) permettant d'atteindre des rapports de pression turbine plus élevés, et ainsi de meilleures efficacités du cycle de Rankine et des COP du système plus élevés. A ce stade, le COP est calculé à partir des états thermodynamiques mesurés du cycle, du débit mesuré dans le cycle de Rankine et d'une estimation du débit compresseur à partir de modèles. Les mesures sur la turbine ont été comparées au modèle 1-D de turbine radiale développée lors de ce projet. En ce qui concerne la prédiction du débit, le modèle sous-estime toujours le débit avec une erreur relative maximum d'environ 10% aux rapports de pression les plus élevés. Il est assez délicat d'obtenir une mesure précise du rendement isentrope. Les mesures de rendement de la turbine les plus précises, a priori, indiquent des valeurs entre 66% et 72% pour des rapports de pression autour de 3.8, tandis que le modèle prédit des valeurs autour de 77%. Concernant le compresseur, aucune mesure précise du débit n'était disponible suite à ces tests pour une comparaison avec la prédiction du modèle 1-D utilisé dans la partie modélisation. Les mesures du rendement isentrope du compresseur les plus précises, a priori, montrent des valeurs entre 67% et 75% pour des rapports de pression entre 1.7 et 2.2 ; le modèle 1-D de compresseur donne des valeurs entre 73% et 75%. A noter que Schiffmann [5] avait déjà comparé ce modèle à un grand nombre de mesures réalisées sur la même roue de compresseur

et, de manière générale, une bonne concordance avait été observée pour la prédiction du débit et du rendement.

n°	N [10^3 t/min]	$T_{in,T}$ [°C]	RP_T [-]	RP_C [-]	T_{ePAC} [°C]	ΔT_{PAC} [°C]	$Q_{e,orc}$ [kW]	E_T [kW]	COP [-]	Géom. Turbine
1	144	77	1.83	1.69	13	15	23	0.89	1.38	V1
2	161	84	1.92	1.84	13	19	27	1.02	1.25	V1
3	164	84	1.97	1.9	10	19	26	1.08	1.28	V1
4	168	106	3.76	1.85	9	17	19	2.05	1.87	V2
5	173	99	3.81	1.73	11	16	19	1.63	1.97	V2
6	188	101	3.91	2.18	4	22	21	1.67	1.55	V2

Tableau 5 : Extrait des différents points intermédiaires mesurés sur le prototype d'ORC-ORC / N : vitesse de rotation ; $T_{in,T}$: température à l'entrée de la turbine ; RP_T : rapport de pression turbine ; RP_C : rapport de pression compresseur ; T_{ePAC} : température d'évaporation cycle PAC ; ΔT_{PAC} : différence de température côté cycle PAC (condensation – évaporation) ; $Q_{e,orc}$: puissance thermique absorbée par l'évaporation côté cycle de Rankine ; E_T : puissance mécanique délivrée par la turbine ; COP : coefficient de performance de l'ORC-ORC ; Géom. Turbine : design des aubes directrices de la turbine

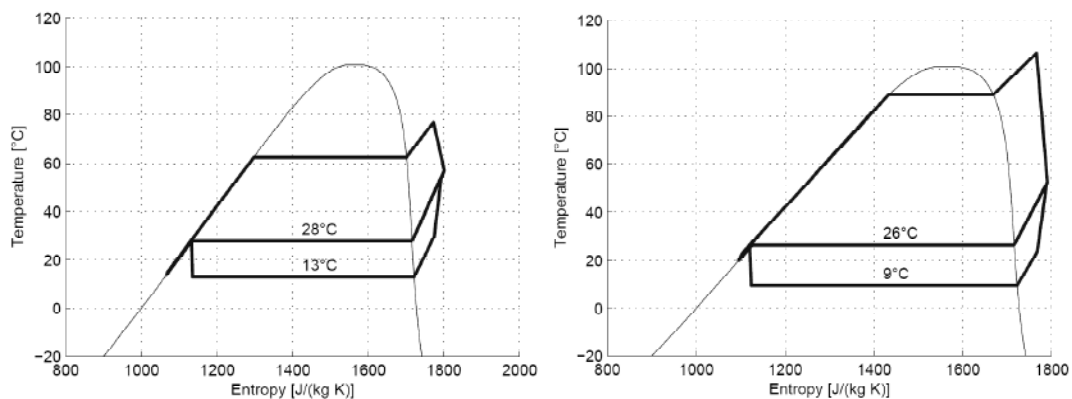


Figure 15: Diagrammes température-entropie correspondants aux points mesurés $n^\circ 1$ (gauche) et $n^\circ 4$ (droite) du Tableau 5

Conclusions et perspectives

Le concept de pompe à chaleur tritherme à double cycle (ORC-ORC) avec groupe compresseur-turbine sans huile apparaît comme une solution très intéressante pour passer de la technologie des chaudières à celle des pompes à chaleur qui permettent d'utiliser l'énergie renouvelable de l'environnement.

méthode systématique de conception intégrée et d'analyse de ces systèmes a été développée. Cette méthode a été utilisée pour l'étude d'une application de chauffage résidentiel (chauffage au sol + production d'eau chaude sanitaire) pour des immeubles de petite taille (environ 40 kWth). Il apparaît que les performances envisageables pour un système ORC-ORC de relativement faible puissance sont comparables à celles des pompes à chaleur entraînées thermiquement (essentiellement de type sorption) les plus performantes ; des valeurs de COP

de plus de 2 ont été calculées pour l'application étudiée (40 kWth, chauffage au sol + eau chaude sanitaire, sonde géothermique et gaz de combustion).

Un premier prototype d'ORC-ORC a été construit et testé. Une différence de température maximum de 22°C entre l'évaporation du cycle PAC et la condensation a été obtenue, pour une vitesse de rotation du groupe turbine-compresseur de 188'000 t/min. Malgré les différents problèmes techniques rencontrés, il apparaît que le concept étudié est tout à fait réalisable.

A court terme, des essais complémentaires devraient être réalisés avec le prototype existant, dans l'objectif d'atteindre un fonctionnement stable avec 0°C à l'évaporation du cycle PAC et 35°C à la condensation. A plus long terme, un prototype pré-commercial devrait être développé et testé.

Remerciements

Les auteurs remercient l'Office Fédéral de l'Energie pour son soutien financier et l'entreprise Fischer Engineering Solutions AG pour avoir fourni les paliers à gaz.

Sources

- [1] A. Kirchner, A. Kemmler, P. Hofer, M. Keller, M. Jakob and G. Catenazzi, "Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000-2009 nach Verwendungszwecken," Office Fédéral de l'Energie, 2010.
- [2] D. T. G. Strong, Ph.D. Thesis: Development of a directly fired domestic heat pump, University of Oxford, 1980.
- [3] F. R. Biancardi, J. W. Sitler and G. Melikian, "Development and test of solar Rankine cycle heating and cooling systems," International Journal of Refrigeration, vol. 5, no. 6, pp. 351-360, 1982.
- [4] J. Demierre and D. Favrat, "Low power ORC-ORC systems for heat pump applications," in 9th International IEA Heat Pump Conference, Zürich, 2008.
- [5] J. Schiffmann and D. Favrat, "Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps," International Journal of Refrigeration, vol. 32, no. 8, pp. 1918-1928, 2009.
- [6] B. Linnhoff, D. W. Townsend, D. Boland, G. F. Hewitt, B. E. A. Thomas, A. R. Guy and R. H. Marsland, A user guide on process integration for the efficient use of energy, Rugby: The Institution of Chemical Engineers, 1982.

- [7] J. Demierre, Ph.D. Thesis: Theoretical and Experimental Study of a Thermally Driven Heat Pump Based on a Double Organic Rankine Cycle, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2012.
- [8] F. Maréchal and B. Kalitventzeff, "Synep1 : A methodology for energy integration and optimal heat exchanger network synthesis," Computers and Chemical Engineering, vol. 13, no. 4-5, pp. 603-610, 1989.
- [9] L. Borel and D. Favrat, Thermodynamics and energy systems analysis, Lausanne: EPFL Press, 2010.
- [10] J. Schiffmann, Ph.D. Thesis: Integrated design, optimization and experimental investigation of a direct driven turbocompressor for domestic heat pumps, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2008.

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

Meilleure valorisation de la géothermie par des sondes géothermiques profondes

Résumé

Pour les bâtiments d'une puissance thermique à partir de 100 kW, la source actuelle de chaleur est généralement un champ de sondes géothermiques verticales classiques de 100 à 200 mètres de profondeur. Or le nombre de sondes augmente avec la puissance et pose plusieurs problèmes : le besoin de place pour respecter les distances minimales requises et les coûts de raccordements des sondes entre elles et avec la pompe à chaleur (fouilles, tubes, isolation, collecteurs) et les délais de réalisation.

Sur la base de 2 exemples d'installations réalisées, les coûts d'investissements et les coûts annuels sont calculés puis comparés. Le projet réalisé est la base de comparaison pour des variantes avec des sondes à grande profondeur. Les avantages et inconvénients sont analysés et commentés. L'optimum de la technologie actuelle et les développements futurs sont proposés.

Zusammenfassung

Für Gebäude mit Wärmeleistungsbedarf über 100kW werden heute vorwiegend klassische Erdwärmsonden in Felder eingesetzt. Die Bohrtiefe beträgt typischerweise 100 bis 200 Meter. Mit zunehmender Leistung nimmt die Anzahl Sonden auch zu, was mehrere Schwierigkeiten verursacht: der Platzbedarf, gegeben durch den minimalen Sondenabstand, steigt und die Anschlusskosten (zwischen den Sonden und mit der WP) nehmen auch zu. Zugleich wird die Ausführungszeit auch länger.

Die Investitionskosten und die Jahreskosten von zwei realisierten Objekten werden für untiefe und tiefe Erdwärmesonden ermittelt und verglichen. Vor- und Nachteile der tiefen Sonden werden analysiert. Das Kostenziel für eine breitere Umsetzung am Markt wird geschätzt. Entsprechende notwendige technische Entwicklungen sind vorgeschlagen.

Introduction

Le but principal est d'augmenter le potentiel d'application de la géothermie au chauffage des bâtiments, surtout dans la rénovation de bâtiments existants. En effet, la part de marché des pompes à chaleur géothermiques de plus de 20KW est de quelques pourcents seulement. Ceci s'explique principalement par la difficulté de disposer d'une source de chaleur pour la pompe à chaleur : les champs de sondes sont chers et gourmands en espace, la nappe phréatique les lacs et rivières ne sont pas présents ni exploitable partout. Il n'y a pas non plus toujours de rejets de chaleur adéquat à proximité. Enfin l'air, disponible en tout temps partout, ne convient pas aux grandes puissances, surtout à cause du bruit et de la taille des appareils.

Enfin, la réduction du nombre de forages réduit les risques et atteintes potentielles à l'environnement. Malgré toutes les précautions et les mesures de qualité mises en œuvre actuellement, chaque forage comporte des risques, au sens de la protection de l'environnement. Donc la réduction du nombre de forages par installation constitue dans tous les cas un progrès.

Autrement formulé, ce projet vise à d'atteindre pour ces bâtiments le même degré de standardisation que pour les villas individuelles, selon le principe « 1 bâtiment – 1 forage ».

Etat de la technique

L'objectif des sondes profondes consiste à élever la température du fluide caloporteur de manière à augmenter l'efficacité de la pompe à chaleur, voire de s'en passer. En outre, des températures toujours positives permettent de se passer d'antigel et d'économiser les coûts de l'antigel et de l'énergie de pompage dans le circuit des sondes.

Encore faut-il que la température d'une installation à grande profondeur tire profit au maximum du gradient de température géothermique.

A titre d'exemple, nous prenons le cas de l'expérience menée sur le site d'Oftringen [1]. La température non perturbée en pied de sonde s'élève à 49°C. Ceci s'explique par un gradient particulièrement élevé, 60K par kilomètre, au lieu de 30K en moyenne suisse.

La figure 1 montre qu'une haute température en pied de sonde ne signifie pas une température élevée en sortie de sonde lors de soutirage d'énergie.

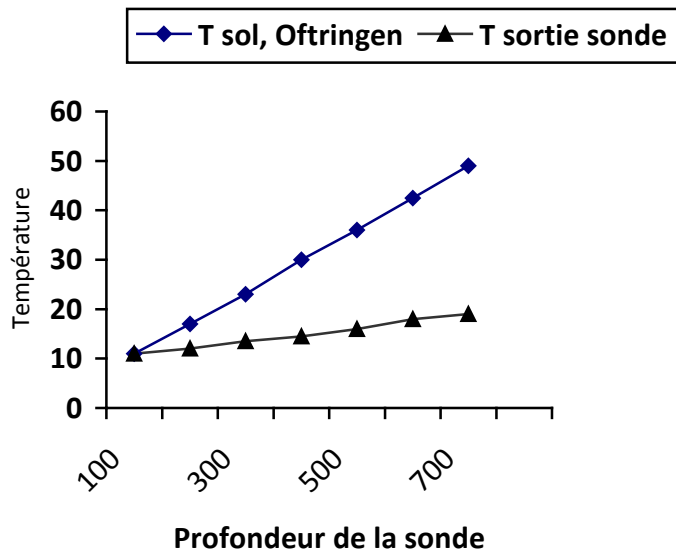


Figure 1: Température à la sortie de la sonde à la surface en fonction de la profondeur de la sonde géothermique, exemple d'Oftringen.

La température maximale en sortie de sonde atteint au maximum 19°C lors d'une charge de 20kW soit 28W/m. La différence de température sur la sonde s'élève à 8°C seulement. Vu le profil de température du terrain, on s'attendrait à des niveaux nettement plus élevés.

Cette hausse modeste s'explique par les échanges thermiques inversés lors de la remontée du fluide, appelé aussi court-circuit thermique. Les mesures effectuées à Oftringen l'illustrent clairement, comme le montre la figure 2.

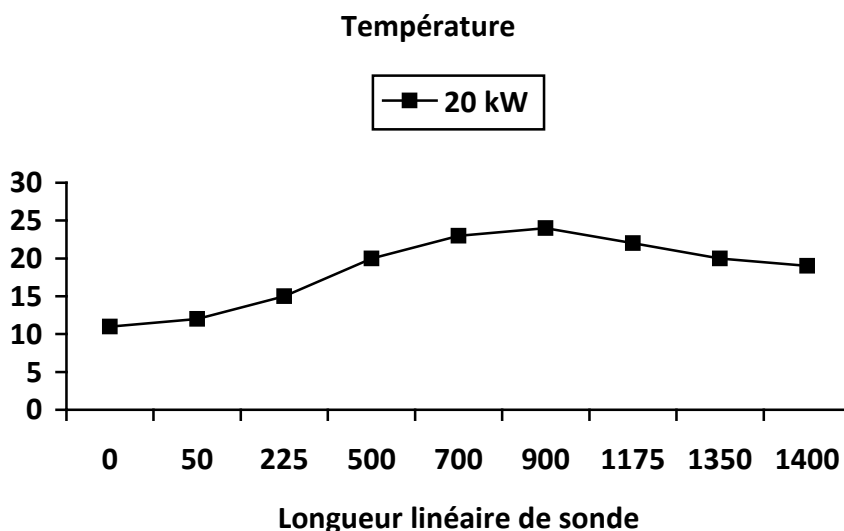


Figure 2: Température à la sortie de la sonde à la surface en fonction de la longueur linéaire de la sonde, en partant de la surface, exemple d'Oftringen. La puissance prélevée sur la sonde s'élève à 20 kW.

La température dans la sonde s'accroît en fonction de la profondeur. Passé le pied de sonde à 706 mètres, elle s'élève encore sur presque 200 mètres. Arrivée à 900 mètres, elle est plus chaude que le terrain alentours et lui redonne de l'énergie et se refroidit. Ainsi, arrivée à la surface après son parcours de 1400 mètres, l'eau est à 19°C

Nous avons simulé la sonde d'Oftringen avec le logiciel Pilesim2 et avons obtenu des résultats très proches des mesures in situ.

Elles sont présentées dans le **Tableau** .

Psonde[kW]	Tentrée [°C]		Tsortie [°C]	
	Simulé	Mesuré	Simulé	Mesuré
0	26.5	26	27	26
5	24	22	25	24
10	21	18	23.5	22
15	15	15	22	21
20	10.5	11	17.5	18

Tableau 1 Comparaison des températures obtenues par simulation et par mesure avec un débit de à 2.5m³/h

Les différences sont très faibles, Ce calcul nous a permis de valider notre méthode de simulation sur un cas concret mesuré avec précision.

Comment réduire le court-circuit thermique ? Ce sujet a déjà été étudié, voir entre autres [2] et [3]. Les pistes principales sont les suivantes :

- Pour une sonde en U, la méthode la plus simple consiste à isoler le tube remontant près de la surface. Le gain de température peut être de 1K sur une sonde individuelle de 100 mètres. Pour une sonde de 700 mètres, il faudrait isoler le tube remontant sur 300 à 400 mètres. La mise en œuvre reste problématique.
- Pour une sonde coaxiale, il faudrait utiliser un matériau isolant pour le tube interne dans lequel l'eau remonte. Il n'existe à ce jour pas de produits disponibles pour cette application.
- Pour une sonde en U, il serait envisageable d'utiliser des matériaux d'injection différents selon la profondeur et de les séparer par des coussins étanches (appelés « packers »). Cette méthode n'a pas encore été expérimentée à notre connaissance.

Enfin, il convient de noter qu'une température élevée en sortie de sonde peut perturber le bon fonctionnement de la pompe à chaleur. En effet, la plupart des produits commercialisés actuellement tolère une température maximale de 20°C à l'entrée à l'évaporateur. Une température plus élevée provoque l'arrêt de la machine.

La résistance à la pression constitue un autre élément crucial. Les matériaux utilisés couramment actuellement sont du PE de qualité PN16. Cette résistance à la pression permet donc une utilisation sans risque jusqu'à une profondeur de sonde de 250 mètres environ. Au-delà, il faut passer à la catégorie supérieure, PN25, avec une augmentation des coûts. Ou alors, il est possible de mettre en œuvre du PN16 à condition de maîtriser le maintien d'une contre-pression lors du remplissage de la sonde et de l'injection.

Les retours d'expériences in situ montrent que cette manière de faire est risquée. Plusieurs foreurs nous ont confirmé des cas de rupture de sondes profondes ces deux dernières années. A tel point que certaines entreprises refusent désormais de forer à plus de 250 ou 300 mètres, selon les régions. Dans chaque cas, la cause de la rupture réside dans la pression trop élevée dans la zone proche du pied de la sonde. Après déformation élastique, le PE se fend ou rompt.

En conclusion, dans l'état actuel de la technique et des matériaux, la profondeur maximale sans prise de risque est de 250 mètres.

Les sondes utilisées disponibles de manière standard sur le marché sont de diamètres 25, 32 ou 40mm. Pour des profondeurs supérieures à 200 mètres, il convient d'utiliser des sondes de diamètres de 50mm voire plus. Il s'agit – à ce jour – d'exécution sur demande.

Pour forer à plus de 250 ou 300 mètres il faut aussi adapter toute la logistique autour du forage :

- Foreuse sur camion à 4 axes (et pas petit camion ou engin à chenilles),
- compresseur plus puissant (plus de 30 bars),
- tubes de forage de 9 mètres,
- transport des tubes par semi-remorque,
- zone pour le forage d'environ 27 mètres par 4 mètres pour poser la foreuse et stocker les tubes de forage,
- accès à la zone de forage par camion,
- matériel plus grand (torches, camion), coûts plus élevés.

Objectifs de coûts pour pénétration du marché

Afin de cerner l'objectif des coûts à atteindre, il convient de considérer l'ensemble des aspects économiques d'une installation, comprenant les coûts suivants :

- Investissements,
- Intérêt et amortissement,
- Énergie et entretien.

En effet, la mise en œuvre de sondes géothermiques de grandes profondeurs implique des surcoûts et des gains. Les surcoûts sont :

- Coût du forage profond plus élevé par mètre foré,
- Engins de forage plus puissants,
- Sonde en matériau plus résistant.

Les économies réalisées proviennent de :

- Pas d'antigel à mettre dans le circuit des sondes,
- Moins d'énergie de pompage,
- Coefficient de performance plus élevé grâce à la température plus élevée,
- Pompe à chaleur plus petite (COP plus élevé, donc puissance électrique plus petite à puissance thermique égale),
- Moins de fouilles, de raccords et de collecteurs pour les sondes.

La problématique peut être formulée de deux manières :

- a. Admettant que les sondes profondes arriveront par effets d'apprentissage au coût actuel des sondes, quel serait le gain annuel ?
- b. Quel est le coût maximal admissible pour des forages profonds pour être concurrentiel avec les forages actuels ?

Afin de rendre le propos plus concis et plus précis, nous avons déterminé les coûts sur deux exemples d'installations réalisées et en fonction : une crèche pour enfants (21 kW) et la manufacture de montres Patek Philippe SA (160kW).

Ces deux sites ont été retenus parce qu'ils sont en service et que nous disposons de données techniques et financières complètes et fiables. Pour les simulations énergétiques, nous avons utilisé Pilesim2. Pour chaque exemple, nous avons procédé comme suit :

1. Simulation du premier exemple comme réalisé, comparaison avec mesures in situ,
2. Simulation du premier exemple avec sondes profondes,
3. Simulation du second exemple, comparaison avec les mesures in situ,
4. Simulation du second exemple avec sondes profondes,

La différence entre les simulations et les mesures sont toujours inférieures à +/-1K pour les températures et à +/- 5% pour le COP.

Exemple 1 :

L'ancienne ferme a été entièrement rénovée et transformée en crèche pour enfants. La chaudière à mazout a été remplacée par une pompe à chaleur de 21kW combinée à 4 sondes géothermiques de 122 mètres. Les critères déterminants pour le choix d'une pompe à chaleur étaient la part d'énergie renouvelable, le faible encombrement dans le bâtiment (contrairement aux pellets) et la facilité d'exploitation et d'entretien pour le client.

Nous avons simulé l'installation actuelle puis plusieurs variantes avec des sondes plus profondes afin de quantifier l'évolution des performances avec l'augmentation de la profondeur des sondes.

Les résultats sont les suivants :

	4x122m	2x245	1x400	1x490
Chaleur produite (kWh)	48'200	48'000	48'100	48'100
Part au chauffage par la PAC (%)	100%	100%	100%	100%
Energie prélevée sur la sonde (kWh)	35'500	36'000	36'300	37'000
COP annuel (-)	3.8	4.0	4.1	4.3

Tableau 2: bilan énergétique et COP annuel pour différentes profondeurs de sondes.

L'efficacité augmente avec la profondeur des sondes. Le nombre de sondes se réduit également. L'installation est possible avec une seule sonde. Elle est même possible avec un sonde de 400 mètres au lieu de 490 mètres au total. Mais dans ce cas, le COP n'est que faiblement meilleur. Afin d'assurer un fonctionnement sans antigel, nous avons considéré la variante qui comprend la même longueur de sonde soit 490 mètres

Pour les coûts, nous avons pris les chiffres des décomptes finaux de l'installation réalisée puis les avons adaptés au cas d'une seule sonde de 490 mètres. Pour comparer avec la variante de référence, nous avons admis deux coûts extrêmes pour les sondes à savoir le même que pour la variante de base et le maximum possible pour arriver aux mêmes coûts annuels que la variante de référence. Nous obtenons :

	4x122m Sonde à 75.-/m	1x490 Sonde à 75.-/m	1x490 Sonde à 120.-/m
Production de chaleur (PAC, accumulateur, expansion, groupe chauffage)	47'000	43'000	43'000
Sondes géothermiques (test de réponse, géologue, forage, sondes, fouilles, isolation, collecteurs, remplissage, essai de pression)	71'000	65'000	84'000
Coûts annuels :	13'000.-	11'500	13'000.-
Annuités	9'500.-	8'500	10'000
Entretien	1'000.-	1'000	1'000
Energie	2'500.-	2'000	2'000

Tableau 3: investissements, regroupés par rubriques principales

Au prix des 4 sondes à 122 mètres, la variante à 490 mètres présente une économie annuelle de 1'500.- soit 11% des coûts annuels.

Le prix maximal du mètre de sonde pour une parité des coûts annuels est de 120.- par mètres.

Dans ce cas, le placement des sondes autour du bâtiment existant et leurs liaisons ont posé de sérieux problèmes de planification : obstacles, accès, végétation (arbres). La solution avec une seule sonde aurait été bien plus facile à planifier et réaliser.

Exemple 2 : Manufacture Patek Philippe SA à La Chaux-de-Fonds :

Le nouveau bâtiment de production qui a été équipé de deux pompes à chaleur de 80kW couplées à 19 sondes de 150m. Une chaudière à gaz assure l'appoint en hiver. A noter qu'il n'y a pas de recharge des sondes par free-cooling en été, l'installation fonctionne en chauffage pur.

Nous avons simulé l'installation actuelle puis plusieurs variantes avec des sondes plus profondes afin de quantifier l'évolution des performances avec l'augmentation de la profondeur des sondes. Les résultats sont les suivants :

	19x150m	3x800
Chaleur produite (kWh)	349'000	347'400
Part au chauffage par la PAC (%)	96%	96%
Energie prélevée sur la sonde (kWh)	238'600	272'000
COP annuel (-)	3.2	4.6

Tableau 4: bilan énergétique et COP annuel pour différentes profondeurs de sondes.

La progression du COP annuel avec la grande profondeur est remarquable. Elle se répercute directement sur les coûts, comme le montre le tableau 5.

	19x150m Sonde à 65.-/m	3x800m Sonde à 65.-/m	3x800m Sonde à 110.-/m
Production de chaleur (PAC, accumulateur, expansion, groupe chauffage)	192'000	185'000	185'000
Sondes géothermiques (test de réponse, géologue, forage, sondes, fouilles, isolation, collecteurs, remplissage, essai de pression)	262'000	213'000	381'000
Coûts annuels :	57'000.-	48'000	57'000.-
Annuités	36'000.-	32'000	41'000
Entretien	1'000.-	1'000	1'000
Energie	20'000.-	15'000	15'000

Tableau 5: investissements, regroupés par rubriques principales

Dans les différences de coûts, nous relevons les éléments suivants en faveur des sondes profondes :

- La réduction des liaisons entre sondes et des collecteurs (- 42'000.-)
- La pompe à chaleur eau/eau de puissance électrique moindre (- 4'000.-)

Par contre, nous avons tenu compte des surcoûts principaux suivants :

- Compresseur plus puissant,
- Mise en place de la zone de forage plus longue,
- Torche plus grande.

Au prix des 19 sondes à 150 mètres, la variante avec 3 sondes de 800 mètres présente une économie annuelle de 9'000.- soit 16% des coûts annuels.

Le prix maximal du mètre de sonde pour une parité des coûts annuels est de 110.- par mètres.

Enfin, à parité de coûts annuels, il reste l'avantage de la réduction du champ de sondes de 19 unités à 3 ce qui peut être décisif dans bien des projets. Dans notre cas, il a été très difficile de placer les 19 sondes sur la parcelle avec les distances minimales suffisantes entre les sondes. Cet éléments a bien failli compromettre la solution avec pompe à chaleur.

Conclusions

L'objectif de coûts maximal de 110 à 120.- par mètre est certes ambitieux mais possible au stade actuel de la technique. Si la géologie est favorable, il est tout à fait réaliste. Par contre, si des problèmes géologiques surviennent, les coûts de forage peuvent atteindre 300 à 500.- le mètre, compromettant le projet. Une connaissance détaillée de la géologie est donc indispensable. Une assurance pour les risques financiers serait un avantage.

Avec les techniques actuelles (sonde en U de 32 ou 40mm), sans rien changer, le système optimal comporte les caractéristiques suivantes :

- profondeur maximale de 250 mètres,
- court-circuit thermique réduit par l'isolation du tube remontant, sur environ 100 mètres.

La mise en œuvre simple et fiable de l'isolation nécessite des développements techniques.

Pour les profondeurs au-delà de 250 mètres, la technologie actuelle des sondes en U ne paraît pas être la plus prometteuse pour atteindre des coûts spécifiques concurrentiels, soit inférieurs à 120.- par mètre. A notre connaissance, des développements sont en cours sur la base de sondes coaxiales. Nous suivons ces développements de près.

Sources

- [1] EBERHARD & Partner AG. Tiefen-EWS Oftringen (706 m): Direktheizen mit einer 40-mm-2-Kreis PE-Tiefen-Erdwärmesonde, – Bestimmung und Interpretation der thermodynamischen Eigenschaften bei variierenden Durchflussraten und Entzugsleistungen, BFE, Bern, 2010.
- [2] EBERHARD & Partner AG (2003). Wirtschaftlichkeitsermittlung einer Sondenisolation im obersten Abschnitt einer Erdwärmesondenanlage, Otelfingen ZH. Projekt-Nr. 30'603, Forschungsauftrag für das Bundesamt für Energie, Bern, 2003.
- [3] EBERHARD & Partner AG (2004). Isolation von Erdwärmesonden – Zusammenstellung von bisherigen Erfahrungen. Projekt-Nr. 100'465, Forschungsauftrag für das Bundesamt für Energie, Bern, 2004.

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend alphabetisch aufgelistet

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

Nützliche Adressen

Leiter BFE-Forschungsbereich Wärmepumpen und Kälte

Andreas Eckmanns
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 54 61
andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

Leiterin BFE-Marktbereich Wärmepumpen und Kälte

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

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

Programmleitung Forschung und Entwicklung

Prof. Dr. Thomas Kopp
Fachhochschule Rapperswil HSR
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
Tel. 055 222 49 23
tkopp@hsr.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, stephan.peterhans@fws.ch

Franz Beyeler, Leiter Informationsstelle, franz.beyeler@fws.ch

- Informationsstelle Wärmepumpen, Steinerstrasse 37, CH-3006 Bern, info@fws.ch
- Centre d'information pour les pompes à chaleur, Rue du Four 6, CH-1400 Yverdon-les Bains, info@pac.ch
- Centro d'informazione per le pompe di calore, Trevano, Casella postale 105, CH-6952 Canobbio, milton.generelli@supsi.ch

Internet: www.fws.ch, www.pac.ch, www.gsp-si.ch

Wärmepumpen-Testzentrum WPZ

Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB

Werdenbergstrasse 4

9471 Buchs SG

Tel. 081 755 33 50

wpz@ntb.ch

www.wpz.ch

Nutzen Sie unser
Weiterbildungsangebot

«Wärmepumpen
und thermische
Solaranlagen»

unterstützt durch
den Kanton Bern.

ihr partner für

1to1 energy

Wärmepumpen und thermische Solaranlagen nutzen die Wärme der Natur

BKW [Ⓢ]

Wärmepumpen heizen klimafreundlich und mit dem Kreis der Natur. Eine Kombination mit thermischen Solaranlagen entlastet die Wärmepumpenheizung und damit die Betriebskosten. Die beiden Wärmeerzeugungssysteme ergänzen sich optimal und somit wird der Stromkonsum deutlich verringert. Dafür und für mehr Energieeffizienz setzen wir uns ein.

Mehr zum Thema finden Sie unter www.bkw-fmb.ch/effizienz