

Zeitschrift: Schweizer Ingenieur und Architekt
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 107 (1989)
Heft: 27-28

Artikel: Luft/Wasser-Wärmepumpe: thermodynamische Analyse und Messungen
Autor: Kopp, Jakob A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-77141>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 06.02.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

noch ein unabhängiges, ebenfalls rein passiv funktionierendes Hilfswärmeabfuhrsystem, bestehend aus einem Natrium-Natrium-Wärmetauscher im Reaktortopool und einem Natrium-Luft-Wärmetauscher. Im Gegensatz zum PRISM hat der SAFR auch zwei unabhängige, in ihrem Aufbau unterschiedliche Abschaltssysteme, wie das bei grossen Reaktoren üblich ist. Starke Ähnlichkeiten mit den grossen Reaktoren bestehen auch bei der Anordnung der Komponenten und beim Containment.

Aufgrund von Wirtschaftlichkeitsüberlegungen schlagen die Vertreter des SAFR einen grösseren Modul als den PRISM vor. Die Begrenzung der Modulgrösse nach oben ergab sich durch die Forderungen nach einer genügenden Wirksamkeit der direkten Luftkühlung des Sicherheitstanks und der Transportierbarkeit auf dem Wasserweg.

PRISM und SAFR benützen als Referenzbrennstoff eine ternäre Uran-Plu-

tonium-Zirkon-Legierung, können aber auch mit Oxidbrennstoff betrieben werden. Der ternäre Brennstoff ist eine Weiterentwicklung des Metallbrennstoffs, der in der Anfangszeit der Schnellen Reaktoren benützt wurde.

Der Vorteil dieses Brennstoffs ist die hohe thermische Leitfähigkeit. Durch eine niedrige Schmierdichte wird der Nachteil des niedrigen Abbrandes, der beim früheren Metallbrennstoff einschränkend war, vermieden. Der Brennstoff wurde im EBR-II-Versuchsreaktor in Idaho erprobt und hat Spitzenabbrände von 150 000 MWd/t erreicht. Von der vorgeschlagenen pyrometallurgischen Wiederaufbereitung erhofft man sich bedeutende Einsparungen bei den Brennstoffzykluskosten sowie die Möglichkeit, den Brennstoff in kleineren Anlagen am Standort der Reaktoranlagen aufarbeiten zu können. Dadurch könnten längere Transporte und damit zusammenhängende Sicherheitsprobleme vermieden wer-

den. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass dieser Brennstoffzyklus bis jetzt nicht in einem grösseren Massstab demonstriert wurde und die Kommerzialisierung des Metallbrennstoffs noch ein grösseres Forschungs- und Entwicklungsprogramm erfordert.

Nach dem Entscheid, welches der beiden Modulkonzepte weiterzuverfolgen ist, wird das weitere Schicksal des Flüssigmetall-Modulreaktors in den USA von der Privatwirtschaft abhängen, die dann die Projektierung und den Bau eines Prototyps weitgehend selber tragen muss.

Anmerkung der Verfasser:

In der Zwischenzeit hat sich das US Department of Energy entschieden, nur noch das PRISM-Konzept zu unterstützen.

Adresse der Verfasser: R. Brogli, und P. Wydler, Paul Scherrer Institut, 5232 Würenlingen.

Luft/Wasser-Wärmepumpe

Thermodynamische Analyse und Messungen

Weil am Markt erhältliche Luft/Wasser-WP (Leistungsbereich EFH) unter thermodynamisch-analytischen Gesichtspunkten nicht zu befriedigen vermögen, wurde eine Maschine im Hinblick auf bestmögliche Wirkungsgrade bei tiefen Aussentemperaturen ausgelegt, gebaut und mit umfassenden Messeinrichtungen ausgerüstet. Der erzielte Wirkungsgrad liegt deutlich über den marktüblichen Werten. Auswertung der Messungen und thermodynamische Analyse erfolgen mittels Rechnerprogramm inform einer Exergiebilanz. Das Rechenverfahren ist auf jeden Kreisprozess übertragbar.

Ein 1981 bezogenes Einfamilienhaus (EFH) (760 m ü.M., etwa 4400 HGT) wurde von Anfang an monovalent mit einer

VON JAKOB H. KOPP,
ZÜRICH

Luft/Wasser-Wärmepumpe (LW-WP) (Monobloc-Ausführung für Aussenaufstellung, Nennleistung 8 kW_{th}) beheizt und zum Teil mit Warmwasser versorgt. Im Lauf der Behebung von Kinderkrankheiten ergab sich beiläufig die Frage nach der Verteilung der offenbar gewichtigen, thermodynamischen Verluste (Exergieverluste, Irreversibilitäten) auf die einzelnen Komponenten des Kreisprozesses.

Von 1982 bis 1986 bestand Gelegenheit, im Rahmen eines aufgrund dieser Sachlage vorgeschlagenen, vom Nationalen Energieforschungs-Fonds (NEFF) finanzierten Projekts [1] zusammen mit dem Institut für Thermodynamik der EPFL eine thermodynamische Analyse für LW-WP zu entwickeln, wobei u.a. die vorerwähnte Maschine als Experimentieranlage zur Verifizierung der Rechenverfahren diente. Es ergab sich, dass diese Maschine mit

$$0,28 \leq \text{ETA} \leq 0,34$$

bereits im besten Bereich des Spektrums dessen lag, was am Markt an solchen kleinen Monobloc-Einheiten erhältlich war. $\text{ETA} (\eta)$ ist das Verhältnis der jeweils gemessenen Leistungsziffer

EPS (ϵ) zu derjenigen einer idealen Maschine (ohne Irreversibilitäten) unter den herrschenden Temperaturverhältnissen in Umgebungsluft und Heizungswasser:

$$\text{ETA} = \text{EPS}_{\text{ist}} / \text{EPS}_{\text{ideal}}$$

Obwohl es sich also um eine vergleichsweise gute Maschine handelte, konnten die erzielten Werte nicht befriedigen. Die aus der Bearbeitung erwachsenen Erkenntnisse liessen (nun bereits ausserhalb des NEEF-Projektes) den Wunsch entstehen, eine Anlage von Grund auf neu aufzubauen, und zwar unter mehr oder weniger ausschliesslich thermodynamischen, d.h. Gesichtspunkten des Wirkungsgrades, mit *Schwerpunkt der Auslegung bei tiefen Aussentemperaturen*.

Die neue Anlage in Split-Ausführung (nur noch Verdampfer im Freien) ist seit Sommer 1988 im Betrieb. Gegenüber herkömmlichen Fabrikaten unterscheidet sie sich zur Hauptsache durch folgende Merkmale (Bild 1):

- Halbhermetischer, vierpoliger Kompressor anstelle der hermetischen, zweipoligen Einheit; keine Flüssigkühlung.
- Elektronisch geregelte Einspritzung anstelle der gerade bei tiefen Aussentemperaturen schlechten Kapillarenregelung.

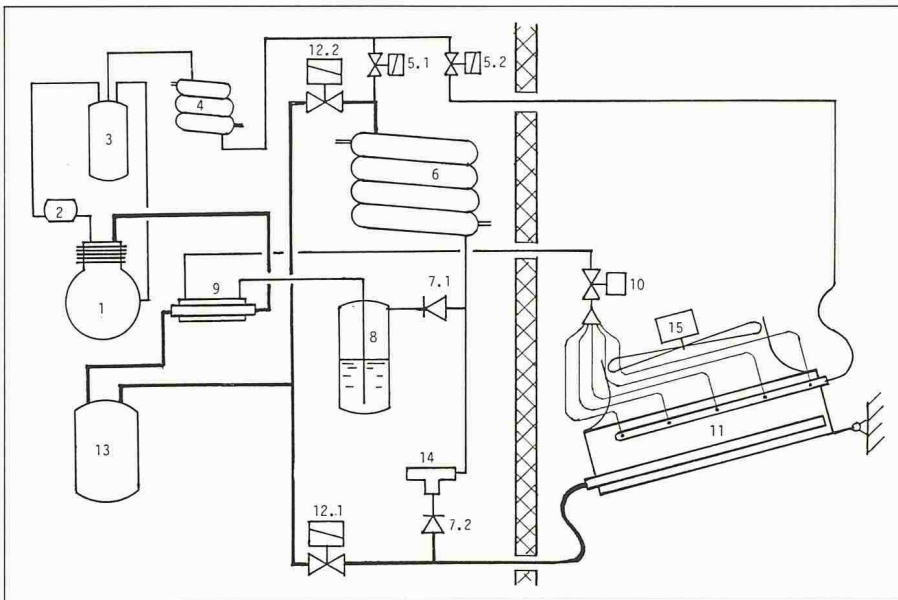


Bild 1. 1 Kompressor, 2 Muffler, 3 Ölabscheider, 4 Enthitzer, 5 Druckgas-Magnetventile (.1 WP-Betrieb, .2 Abtauen), 6 Kondensator, 7 Rückschlagventil, 8 Flüssigkeits-sammler, 9 Zwischentauscher, 10 elektronisch gesteuertes Einspritzventil, 11 Aussen- verdampfer vertikal schwenkbar, 12 Sauggas-Magnetventile, 13 Saugakkumultor, 14 Abtauregler, 15 Axialventilator mit zwei Drehzahlen (Stern/Dreieck) umschaltbar

- Abtauung durch Kreisumkehr mit- tels vier einzelner Magnetventile an- stelle des Wärme und etwas Gas von der Druck- auf die Saugseite verlie- renden Vierwegventils.
- Auslösung der Abtauung durch Tem- peraturdifferenz zwischen Luft und Sauggas, wobei diese Differenz mit abnehmender Aussentemperatur kleiner wird, anstelle der sturen Ein- leitung nach einer Stunde bei Sauggastemperatur $\leq -8^\circ\text{C}$.
- Aussenverdampfer mit kleiner spezi- fischer Flächenbelastung, Lamellen- teilung 4 mm anstelle von 1,5 mm. Gelenkige Montage und Anschluss mittels Schläuchen zur Erprobung des für die Abtauung günstigsten Winkels.
- Zwischentauscher zwischen Flüssig- keit und Sauggas zur Verbesserung der Thermodynamik bzw. Verminde- rung des Verlustes bei der Expansion.
- Warmwasseraufbereitung mittels sepa- raten Enthitzers; Entfall der ohmi- schen Endaufwärmung.
- Dank des elektronischen Einspritz- ventils und der vier Kreis-Magnet- ventile kann am jeweiligen Betriebs- ende die Saugseite leergesaugt wer- den, sodass die penible Carterre-Hei- zung entfällt.

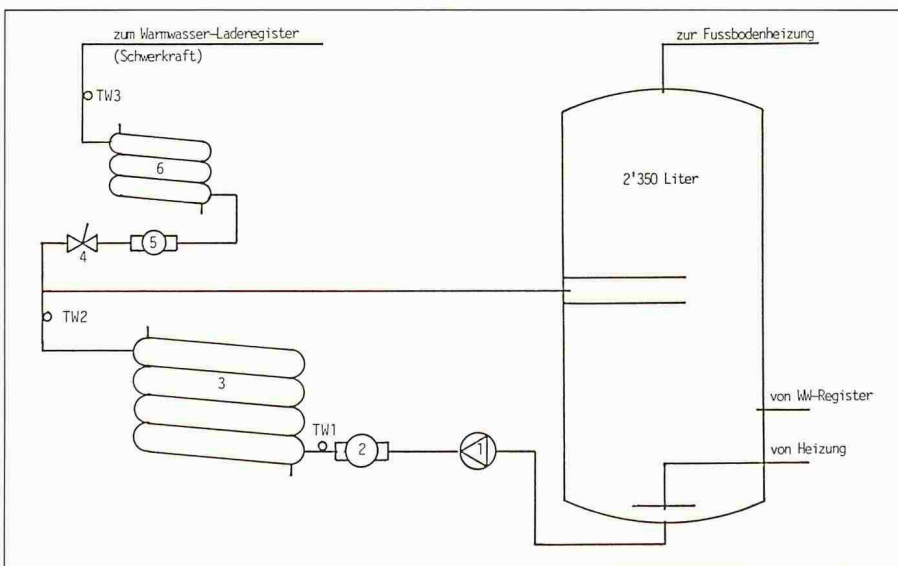


Bild 2. Heizwasserseitige Schaltung. 1 Kondensatorpumpe, 2 Kondensatorwasser- zähler, 3 Kondensator, 4 Drosselorgan, 5 Enthitzerwasserzähler, 6 Enthitzer

Die Analyse

Es sollen nun die mit dieser Anlage er- zielten Ergebnisse anhand einer Auftei- lung des thermodynamischen Gesamt- verlustes auf die einzelnen Komponen- ten des Kreisprozesses analysiert wer- den. Der - letztlich aus dem Zweiten Hauptsatz der Thermodynamik sich er- gebende - Grundgedanke ist folgender: *Die aus dem Bilanzgebiet in Form von Nutzwärmeleistung austretende Nutz- exergie ist gleich der zugeführten Exer- gie (elektrische Antriebsleistung) ver- mindert um die Summe der in den ein- zelnen Komponenten des Kreisprozesses durch Irreversibilitäten auftretenden Exergieverluste.*

Es geht nun darum, diese Einzelver- luste aufgrund von Messwerten jeweils zu berechnen, aufzusummieren, und - zu- sammen mit der gewonnenen Nutzexergie - der zugeführten elektrischen Leistung in Form einer *Exergiebilanz* gegenüber- zustellen (Tabelle 1).

Als erstes werden im Programm die Nutzwärmeleistungsanteile an Kon- densator (QK) und Enthitzer (QH) be- rechnet (Bild 2). Mit der Lufttempera- tur TL als Basis beträgt in diesem einfa- chen Fall der Wasseraufwärmung das Differential der Nutzexergie: $dE = (1 - TL/TW) \cdot dQ$ worin $dQ = c \cdot GW \cdot dTW$. Die Integration ergibt für Kon-

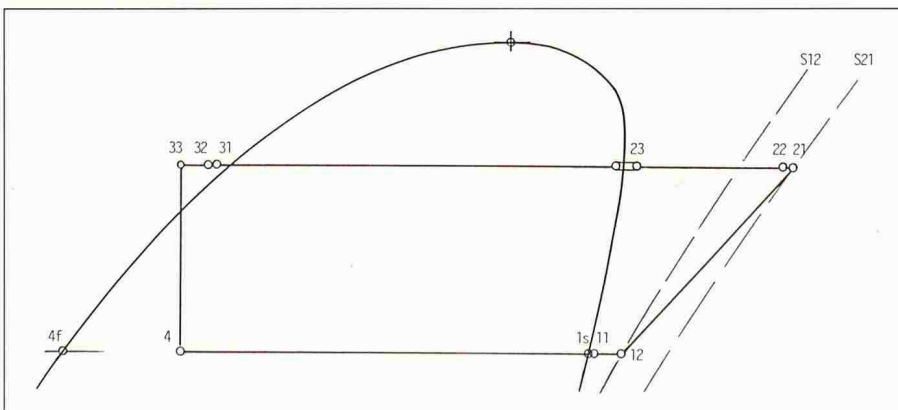


Bild 3. $h - \log p$ -Diagramm. 12-21 Kompressor, 22-31 Enthitzer + Kondensator, 32-33 = 11-12 Zwischentauscher, 33-4 adiabatische Expansion, 4-11 Verdampfer, 21-22 und 31-32 sind Wärmeverluste QV

LW-WP - R22		Enth., Kond.	
DAT.: 1.01.1989, NR. 1.		Enthitzer, Kondensator	
Äussere Messung:		Wärmeverlust an Umgebung [kWth]	
TW1 = 36,9000	◦ Wassereintrittstemp. Kondensator [°C]	Exergieverlust [kWex]	
TW2 = 39,3500	◦ Austrittstemp. Kond. = Eintr. Enth. [°C]	= EV/NEL, Exergieverlustanteil [-]	
TW3 = 60,6000	◦ Wasseraustrittstemp. Enthitzer [°C]	ZWT.	
TME20L = 30,0200	◦ Zeit für 20 Liter [s]	Zwischentauscher	
QK = 6,8455	◦ Leistung Kondensator [kWth]	WT-Leistung [kWth]	
TME1L = 31,8000	◦ Zeit für 1 Liter [s]	Kontrolle am Gegenstrom [kWth]	
QH = 2,7736	◦ Leistung Enthitzer [kWth]	Exergieverlust [kWex]	
QN = 9,6192	◦ = QK + QH, Nutzwärmeleistung [kWth]	= EV/NEL [-]	
TME5U = 34,5100	◦ Zeit für 5 Zählerumdrehungen [s]	EXP.	
NEL = 3,4773	◦ elektrische Antriebsleistung [kWel]	Expansion (adiabatisch)	
EPS EX = 2,7663	◦ Leistungsziffer $\epsilon = QN/NEL$ [-]	Exergieverlust [kWex]	
TL = -3,3000	◦ Lufttemp. vor Verdampfer [°C]	= EV/NEL [-]	
EK = 0,9110	◦ Nutzexergie Kondensator [kWex]	VERD.	
EH = 0,4565	◦ Nutzexergie Enthitzer [kWex]	Aussenverdampfer	
EN = 1,3674	◦ = EK + EH, Nutzexergie [kWex]	Exergieverlust [kWex]	
ETA = 0,3933	◦ = EN/NEL = $\epsilon/\epsilon_{ideal}$ [-]	= EV/NEL [-]	
PV = 3,3000	◦ Verdampfungsdruck [bar abs.]	VENTI.	
TSV = -11,9681	◦ Verdampfungstemp. [°C]	Ventilatormotor [[kWel]	
PK = 17,5200	◦ Kondensationsdruck [bar abs.]	* verlorene elektrische Antriebsleistung	
TSK = 45,7557	◦ Kondensationstemp. [°C]	= NV/NEL [-]	
PK/PV = 5,3091	◦ Druckverhältnis [-]	KOMPR.	
T11 = -4,0000	◦ Kältemittel	Kompressor [[kWel]	
T12 = 6,0000	◦ Temperaturen	zugeführte elektrische Leistung**	
T21 = 111,0000	◦ an den	Wärmeabgabe an Oberfläche [kWth]	
T22 = 108,0000	◦ betreffenden	= (NEL - NV - EV)/(NEL - NV) [-]	
T31 = 42,0000	◦ Stellen	Exergieverlust [kWex]	
T32 = 41,0000	◦ [°C]	= EV/NEL [-]	
T33 = 35,0000	◦ [°C]	Q-VERL.	
TR = 22,0000	◦ [°C] Raumtemperatur	Wärmeverluste (in Heizraum)	
T01 = -4,0000	◦ [°C]	[kWth]	
T23 = 43,0000	◦ [°C] Überhitzung [K]	[kWth]	
TD = 1,0000	◦ am Einspritzregler eingestellt	Exergieverlust [kWex]	
$\alpha = 15,6000$	* Winkel des Verdampfers gegen die [Horizontale] [°]	= EV/NEL [-]	
H1S = 400,3691	◦ Kältemittel-	Summe aller Wärmeverluste	
H4F = 185,7225	◦ Enthalpien an den	Wärmetausch am Verdampfer	
H11 = 405,3979	◦ betreffenden	Verdampferleistung [kWth]	
H12 = 411,7084	◦ Stellen	* Austauschfläche luftseitig [m²]	
H21 = 473,8443	◦ [kJ/kg]	= Q_o/A [kW/m²]	
H22 = 471,3063	◦ [kJ/kg]	Alphawert luftseitig [kW/m² K]	
H31 = 251,7267	◦ [kJ/kg]	BILANZ:	
H32 = 250,4677	◦ [kJ/kg]	Summe der Exergieverluste [kWex]	
H33 = 242,9420	◦ [kJ/kg]	= $\Sigma EV + EN$ (theoret. = NEL)	
$\Delta S_{12-21} = 0,0411$	◦ Entropiezuwachs im Kompr. [kJ/kg K]	Summe der Exergieverlustanteile [-]	
$\Delta S_{22-31} = 0,6734$	◦ Entropiediff. Enth. + Kond. [kJ/kg K]	= $\Sigma V + ETA$ (theoret. = 1)	
M = 0,0445	◦ Kältemitteldurchsatz [kg/s]		

Tabelle 1. Programm zur Auswertung auf HP-41CV

- bei jeder Messung abgelesene Werte
- * einmal abgelesene oder bestimmte Werte
- ** elektrische Leistung am Kompressor allein (ohne Ventilator-Leistung)

densator und Enthitzer die Nutzexergieanteile:

$$EK = \left[1 - TL \cdot \frac{\ln(TW2/TW1)}{(TW2-TW1)} \right] \cdot QK,$$

bzw.

$$EH = \left[1 - TL \cdot \frac{\ln(TW3/TW2)}{(TW3-TW2)} \right] \cdot QH.$$

Die äussere Leistungsziffer (ϵ) errechnet sich bekanntlich als Verhältnis von Nutzwärmeleistung zu zugeführter elektrischer Leistung:

$$EPS EX = (QK + QH)/NEL = QN/NEL.$$

Weiterhin kann der thermodynamische Wirkungsgrad (η) definiert werden als das Verhältnis des mit der realen Ma-

schine erzielten Nutzens zu dem - niemals erreichbaren - idealen Wert:

$$ETA = (EK + EH)/NEL = EN/NEL.$$

Mittels einfacher Interpolationsgleichungen werden nun aus den gemessenen Drücken die entsprechenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen TSV und TSK sowie das Druckverhältnis PK/PV berechnet. In ähnlicher Weise werden aus den rund um den Kreisprozess (Bild 3) gemessenen Kältemitteltemperaturen die jeweiligen Enthalpien ermittelt, und ausgedrückt, sowie die Entropiedifferenzen am Kompressor (ΔS_{12-21}) und über Enthitzer und Kondensator (ΔS_{22-31}).

Aus der Wärmebilanz über Enthitzer und Kondensator ergibt sich der mo-

mentane Kältemitteldurchsatz M (das Programm berücksichtigt auch noch einen kleinen Wärmeverlust QV) - wonach zur Berechnung der Einzelverluste geschritten werden kann.

Der an Enthitzer und Kondensator auftretende Exergieverlust ist offenbar gleich der Differenz zwischen der mit dem Kältemittel zugeführten Exergie und der mit dem Heizungswasser gemäss vorstehender Berechnung abgeführten Nutzexergie:

$$EV = M \cdot [(H22-H31) - TL \cdot (\Delta S_{22-31})] - EN.$$

Setzt man diesen Verlustanteil ins Verhältnis zur zugeführten Exergie NEL, so resultiert, als Bruchteil von 1, der dimensionslose Verlustanteil:

$V = EV/NEL.$

In ähnlicher Weise werden nun aus den gespeicherten Messwerten und Daten die Verluste weiterer Komponenten berechnet, was hier übergangen werden soll. Die (einmal gemessene) elektrische Antriebsleistung des Axialventilators (NV) ist thermodynamisch als reiner Verlust zu qualifizieren.

Am Kompressor entsteht der grösste Verlustanteil:

$$EV = QV + M \cdot TL \cdot (\Delta S_{12-21}),$$

worin mit QV der an der Kompressoroberfläche auftretende, berechnete Wärmeverlust erfasst ist. (In Wirklichkeit kommen diese Abwärme wie auch alle übrigen QV-Anteile dem Heizraum zugute.)

Gegen Schluss des Programms wird die Summe der im UG-Raum freiwerdenden Wärmeverluste angegeben und der Wärmetausch am Aussenverdampfer berechnet. In der anschliessenden Bilanz werden zuerst die Summe der Exergieverluste, und weiterhin diese zur Nutzexergie addiert, ausgedrückt. Der letztgenannte Wert muss theoretisch gleich sein der zugeführten elektrischen Leistung. Analog wird dann mit den dimensionslosen Verlust- bzw. Nutzanteilen verfahren, deren Summe – im Sinne einer Probe – sich als 1 zu ergeben hat.

Erkenntnisse

Wie eingangs erwähnt wurde diese Versuchsanlage geplant in der Absicht, im Leistungsbereich EFH eine gute Maschine zu bauen, ohne primär auf die Kosten Rücksicht zu nehmen. Damit sollte bewiesen werden, dass – geeignete Auslegung des Heiz- und Warmwassersystems vorausgesetzt – die monovalente Luft/Wasser-Wärmepumpe auch weiterhin eine praktikable Variante der umweltschonenden Komfortwärmebeschaffung darstellt. Mit $0,36 \leq \eta \leq 0,40$ ist dies auch ein Stück weit gelungen. Dennoch lassen sich, ausgehend vom

Der vollständige Satz der verwendeten Gleichungen samt Herleitungen und das Rechnerprogramm auf HP 41CV können beim Verfasser angefordert werden.

Erreichten, mittels der hier vorgestellten Untersuchung noch *Verbesserungsmöglichkeiten* ausmachen.

Trotz sorgfältiger Auslegung entsprechen nämlich nicht alle Teile den gestellten Anforderungen. Bei der Auswahl der Komponenten ist insbesondere die Tatsache hinderlich, dass einige Hersteller solcher Komponenten der Kältetechnik (und damit natürlich auch ihre Schweizer Vertretungen) mit technischen Spezifikationen eher zurückhalten oder gar – im festen und tausendfach erprobten Vertrauen darauf, dass ja in der Branche kaum je etwas nachgemessen wird – geradezu unrealistische Werte angeben.

Der Zwischentaucher beispielsweise, bei dem in der Dokumentation von einem Leistungsgewinn auf der Kälte-seite von $700 W_{th}$ die Rede ist, setzt in Wirklichkeit bestenfalls $350 W_{th}$ durch. Weiterhin ist im Koaxialenthitzer der kältemittelseitige Druckabfall zu hoch. Es gibt in der Dokumentation dazu keinerlei Hinweise, ebensowenig wie für Muffler und Ölabscheider, weswegen auf die – an sich ausreichende – Stützendimension $\frac{3}{8}''$ abgestellt werden musste. Für den Verdampferventilator werden Verbräuche von 200 bzw. 300 W_{el} (Stern/Dreieck) angegeben – die Wirklichkeit liegt bei 230 bzw. 353 W_{el} .

Die elektronische Einspritzregulierung ist – gegenüber einer Kapillarenregulierung ebenso wie gegenüber herkömmlichen thermostatischen Einspritzventilen – insofern als bedeutender Fortschritt zu werten, als damit im Beharrungszustand knappste Überhitzung von 1 bis 2 K gefahren werden kann. Leider aber ist das regelnde EPROM für die tausendfache Anwendung im Kältebereich mit nur langsamen und eher seltenen Änderungen der Temperaturverhältnisse programmiert. Es steuert die eingestellte Überhitzung zwar mit letzter Perfektion an, aber für die Verhältnisse an einer LW-WP viel zu langsam. Dies hat zur Folge, dass am Anfang jedes Schaltzyklus und nach dem Abtauen während etwa einer halben Stunde völlig unnötigerweise einige Grad zu tief verdampft wird. Die Herstellerfirma hat nun zugesagt, für LW-WP geeignete Software bereitzustellen.

Im bezüglich Austauschfläche reichlich dimensionierten Aussenverdampfer ist

Literatur

[1] NEFF-Projekt 235, Rendement des Pompes à Chaleur, janvier 1988

der Druckabfall mit etwa 0,2 bar zu gross (12 parallele Kreise zu je 14 Pässen). Erschwerend wirkt sich aus, dass bei Schrägstellung (zur Erleichterung des Wasserablaufs während des Abtauens) vor den leicht aufsteigenden Umkehrbögen flüssiges Kältemittel liegenbleibt, und sich dort die Zweiphasenströmung zu druckverzehrender Turbulenz aufschaukelt. Es soll nun eine neue Einheit mit 17 parallelen Kreisen zu je 12 Pässen mit ausschliesslich abwärts geneigten Umkehrbögen eingebaut werden. Damit kann auch der Kältemittelinhalt von gegenwärtig etwa 2 kg etwas verringert werden, was sich auf die Regulierung günstig auswirken dürfte.

Positives ist zu berichten vom halbhermetischen Kompressor. Seine Arbeitsweise entspricht den Unterlagen in allen Bereichen, mit kleinen Abweichungen ausschliesslich auf die gute Seite. Auch die Zweipunkt-Abtauregulierung mit aussentemperaturabhängiger Auslösung vermag voll zu befriedigen. Sie ermöglicht ein optimiertes Abtauen bei allen Temperatur- und Feuchtigkeitsverhältnissen.

Mit der Quantifizierung und Verteilung der thermodynamischen Verluste auf die einzelnen Komponenten von Wärmepumpen und ähnlichen Kreisprozessen soll das vorgestellte Rechenverfahren (vgl. Tabelle 1) zur Schaffung von *Transparenz* beitragen. Es kann insbesondere helfen, im Einzelfall jeweils jene Bauteile ausfindig zu machen, an denen sich Verbesserungen am ehesten lohnen.

Adresse des Verfassers: Dr. Jakob H. Kopp, dipl. Masch.-Ing. ETH/SIA, Postfach, 8049 Zürich.