

# WÄRMEROHRE IN ENERGIEERSPARUNGSEINRICHTUNGEN

K. MOLNÁR, V. HLAVAČKA\* und F. POLAŠEK\*

Lehrstuhl für Chemisches Maschinenwesen und  
Landwirtschaftliche Industrie  
Technische Universität, H-1521 Budapest

\*Staatliches Forschungsinstitut für Maschinenbau  
Praha 9, Bechovice

Eingegangen: am 20. März, 1990.

## Abstract

The paper presents the application of heat-pipes energy conservation. After a short description of the function the heat pipes and heat-pipe heat exchangers examples are given of heat-pipe applications in waste-heat recovery, solar collectors and heat-accumulators.

*Keywords:* heat-pipe, waste-heat recovery, solar collector.

## Einleitung

In der Hälfte der siebziger Jahre infolge einer raschen Steigerung der Kraftwerkstoffe, besonders Erdöl, hat man sehr intensiv die Möglichkeiten der Ausnützung der sekundären Energiequellen als wichtige Bestandteile der brennstoffenergetischen Bilanz der Volkswirtschaft verfolgt. Die Forschung und Entwicklung hat sich auf die Abgasrückgewinnung, Sonnenenergieausnützung und damit verbundene Wärmekraftspeicherung usw. konzentriert. Die Grundkomponente der die sekundären Energiequellen ausnützenden Systeme ist der Wärmeaustauscher, dessen Beschaffenheit besonders die betriebsökonomische Seite der betreffenden Problemlösung stark beeinflussen kann. Die Forschung hat Aufmerksamkeit der Vervollkommnung der bestehenden Wärmeaustauschertypen gewidmet und weiterhin neue Konzeptionen mit Ausnützung der effektiven nichttraditionellen Wärmeaustauschelemente, z.B. der Wärmerohre gesucht, die sich als Bauelemente der Wärmeaustauscher gerade ab Hälfte der siebzigen Jahre durchgesetzt haben.

Das Ziel dieses Beitrages ist eine Übersicht der Wärmerohranwendungsmöglichkeiten bei Energieersparung, besonders bei Abwärmerückgewinnung und Sonnenkollektoren zu geben.

## Prinzip der Tätigkeit der Wärmerohre und Wärmerohrwärmeaustauscher

Die Wärmerohre stellen effektive Wärmeaustauschelemente dar, die eine sehr intensive Wärmeübertragung im geschlossenen Wärmelaufkreis mit Phasenänderungen erreichen. Sie bestehen aus Rohren, die an beiden Enden vakuumdicht verschlossen und mit entsprechendem Arbeitsstoff (z.B. Ammonia, Freon, Alkohol, Wasser) gefüllt sind. Innerhalb des Erwärmungsteiles des Rohres verdampft der Werkstoff und kondensiert an der inneren Oberfläche des gekühlten Teiles. Bei den sg. Gravitationswärmerohren (Thermosiphonen), die in vertikaler oder geneigter Stellung arbeiten, wird der Rückstrom der flüssigen Phase vom Kondensationsteil zum Verdampfteil des Rohres durch Gravitationsbeschleunigung gesichert. Bei Rohren, deren innere Oberfläche mit einem Kapillarsystem (Rillen, Netz bzw. Sinterung) versehen sind, wird das Kondensat durch Wirkung der Kapillarkräfte befördert. Diese Art Rohre, bezeichnet als Kapillarrohre, arbeitet in der Regel in der horizontalen Lage.

Der Arbeitsstoff im Wärmerohr erfüllt die Funktion des wärmetragenden Mittels. Der Wärmetransport zwischen dem Verdampf- und Kondensationsteil des Rohres, also auch zwischen den die Außenseite dieser Teile umfließenden Gegenden, zeichnet sich durch intensive Wärmeübertragung bei Phasenänderungen, d. h. durch Sieden und Kondensierung aus. Dies ist sein Grundmechanismus. Der Endeffekt wirkt sich deshalb so aus, als ob das Rohr aus Material von hoher Leitfähigkeit, ordnungsmäßig  $10^3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , hergestellt wäre. So kann man bei Wärmerohraustauschern wenigstens dieselben qualitativen und quantitativen Kennwerte wie bei Systemen mit flüssigem wärmetragendem Mittel erwarten.

Die Anordnung eines aus Gravitationswärmerohren bestehenden Austauschers ist auf *Abb. 1* dargestellt. Im unteren Teil fließt wärme Abluft durch (die ihre Wärme in den Verdampfteil der Rohre abgibt), im oberen Teil wird die Wärme in den Strom der erwärmten Luft (vom Kondensationsteil der Rohre) abgeleitet. Die aus verrippten Rohren hergestellten Wärmerohre haben in der Mitte einen Kunststoffanguß, dessen Maße den Abstand der Rohre im Bündel bestimmen. Nach Einsetzen der Rohre in den an der unteren und oberen Wand mit Leitrippen versehenen Austauscherkasten, dienen diese Abgüsse als genügend dichte Trennwand zwischen den Strömen der Warmluft und Abluft. Der Austauscherkasten hat eine abnehmbare Seitenwand, was die Handhabung der Rohre bei Montage und Demontage des Bündels erleichtert.

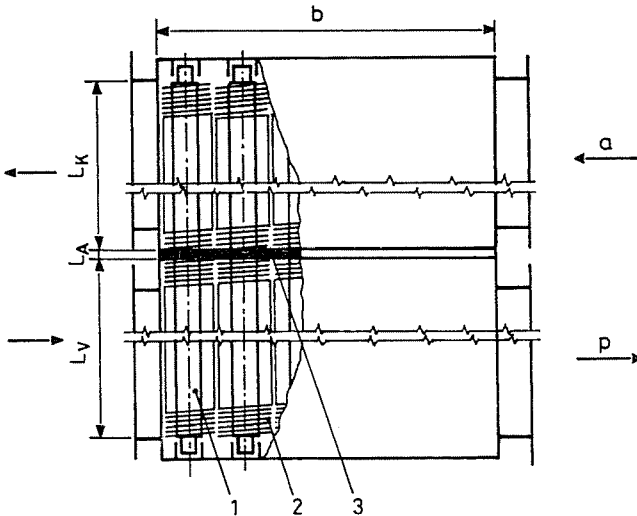


Abb. 1. Schematische Darstellung der Stirnansicht eines aus gerippten Gravitationswärmerohren bestehenden Wärmeaustauschers

- 1 — Wärmerohr
- 2 — Rippen
- 3 — Trennwand

### Abwärmerückgewinnung durch Wärmerohrwärmeaustauscher

Zur Abwärmerückgewinnung der meistens durch technologisches Verfahren entwerteten Flüssigkeiten und zur Vorwärmung der frischen kühlen Flüssigkeiten werden, wie in *Tafel 1* dargestellt, verschiedene Typen von Regenerierungs- und Rekuperationsaustauschern gebraucht. Der Hauptanzeiger einer effektiven Tätigkeit sämtlicher Wärmeaustauschertypen ist ihr thermischer Wirkungsgrad, definiert durch Verhältnis der frischen Flüssigkeit zum Unterschied der Flüssigkeitstemperatur am Eingang in dem gekühlten und dem erwärmten Teil des Austauschers

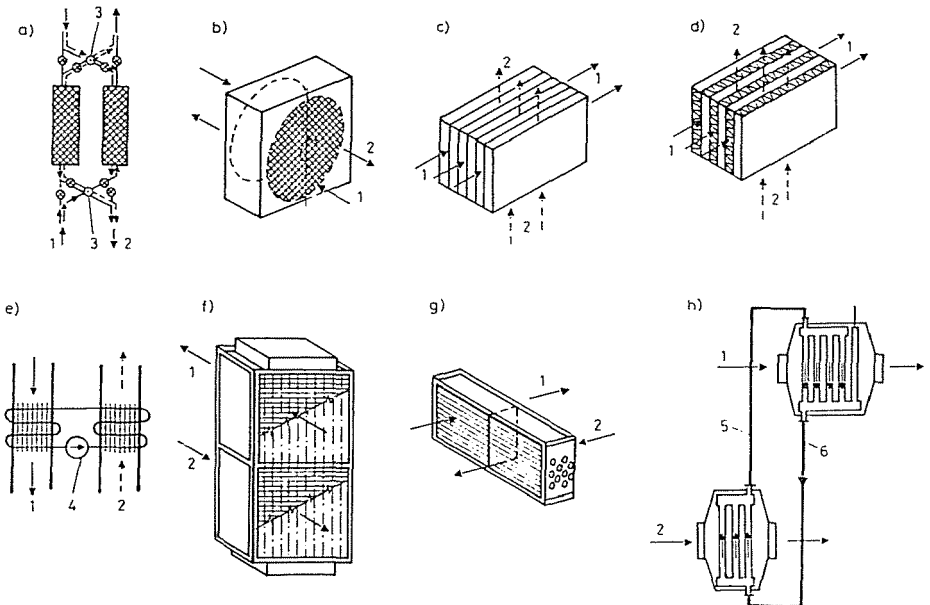
$$\eta = \frac{t_a'' - t_a'}{t_p' - t_a'}$$

Tabelle 1

Regenerierungs- und Rekuperationsaustauscher für abwärmerückgewinnung

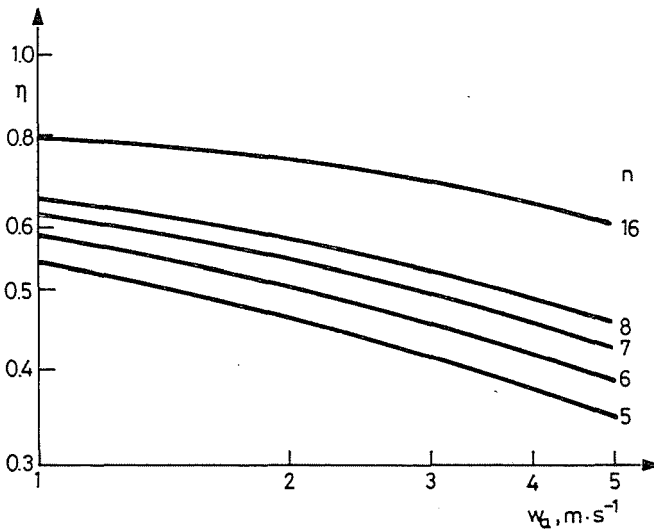
- a — Regenerierung mit Reservation
- b — Rotations Regen.
- c — Plattens Rekup.
- d — Kleinrippen Rekup.
- e — Rekup. mit Umlaufvermittler
- f — Rekup. mit Gravitationswärmerohren
- g — Rekup. mit Kapillarwärmerohren
- h — Rekup. mit getrenntem Verdampfungs- und Kondensationsteil der Wärmerohre

- 1 — Kühler Strom
- 2 — Warmer Strom
- 3 — Ventil
- 4 — Pumpe
- 5 — Dampfphaseströmungskanal
- 6 — Flüssigkeitsphaseströmungskanal



Man kann die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Anzahl der Rohre im Austauscher, deren Füllung und Luftgeschwindigkeit vor dem Austauscher berechnen.

Ein Beispiel der thermischen Abhängigkeit der Wärmeaustauscher Typ TN (Erzeugnis von Vzduchotechnika, Nové Mesto n.V.) von Rohranzahl und Stirnluftgeschwindigkeit für Gleichkapazitätsdurchfluß der Frisch- und Abluft ohne Partialkondensation ist auf *Abb. 2* dargestellt.



*Abb. 2.* Abhängigkeit der thermischen Wirkung des Wärmeaustauscher Typ TN von Rohranzahl und Luftgeschwindigkeit

Die Auswertung des Austauschers vom Standpunkt des Benützers richtet sich besonders danach, ob der Austauscher mit seiner Disposition den Einbaumöglichkeiten entspricht und ob er die erwartete Rückkehr der Investitionskosten bei akzeptierbaren Betriebsbedingungen erfüllen kann; ferner wird selbstverständlich ein störungsfreier Betrieb und Stabilität der Wärmeleistung verlangt. Einen Vergleich aller erwähnten Typen der Abwärmeaustauscher durchzuführen geht weit über den Rahmen dieses Beitrages hinaus. Was die Wärmerohraustauscher anbelangt, wollen wir wenigstens auf zwei wichtige Aspekte hinweisen.

1. Die Orientierungsstudien haben gezeigt, daß die Anschaffungskosten mit anderen Typen vergleichbar oder in einigen Fällen sogar geringer sind. Der Durchschnittspreis kann aus der Beziehung [3]

$$I_R = A + 190S_c$$

geschätzt werden, wo  $A = 8000$  bis  $12000$  Kčs und  $S_c$  die wärme-wechselnde Gesamtfläche des Austauschers ( $S_c = NL_c S_1$ ) darstellen.

2. Da die Austauscher zerlegbar sind, kann man nach Bedarf einzelne Rohre ausnehmen und die äußere Wärmeaustauschfläche wirksam reinigen bzw. mangelhafte Rohre auswechseln. Dies wird besonders mit Rücksicht auf Einhaltung der garantierten Leistung in einem langfristigen Betrieb als wesentlicher Vorteil angesehen.

Zur Zeit wird in der Tschechoslowakei zur Herstellung der Wärmehrohre gewalztes Aluminium mit Rippen von 54 bis 56 mm Durchmesser, mittlere Rippendicke 0,75 mm und Rippenabstand 3 bis 3,25 mm, angewandt. Der Durchmesser des Grundrohres bewegt sich von 28 bis 29 mm, der innere Durchmesser des Aluminiumrohres ist 25 mm. In einigen Fällen ist das Rohr aus Bimetall, d.h. es besteht aus innerem Stahlmantel (eingepresstes Stahlrohr) von Wanddicke  $\sim 2,5$  mm. Nach letzter Information wird diese Dicke bis zu 1 oder 1,5 mm herabgesetzt. Die durchgeführte Maßcharakteristik erläutert gleichzeitig die Art der Typenbezeichnung der Rippenrohre für Herstellung der Rohre No.1 bis 4 auf *Tab. 2*, wo auch einige weitere Angaben zu finden sind. *Tab. 3* zusammen mit *Abb. 1* führt die Hauptabmessungen der serienweise hergestellten Rekuperatoren TN und TW im Betrieb Vzduchotechnika [1] und in JZD Hranicař [2] an. Rohre No. 5 bestehen aus leichtem Lamellenrippenrohren der Firma Vzduchotechnika, hergestellt aus dünnwandigen Kupferrohren von Durchmesser 15,88 mm, die mit Großflächenrippen aus Aluminiumfolie von Dicke  $\sim 0,18$  mm überzogen sind; Rippenabstand kann geändert werden innerhalb 1,6 und 4,6 mm. Im Bündel sind die Rohre abwechselnd angeordnet. Die mit diesen Rohren besetzten Austauscher werden vorläufig als Entwicklungsgut betrachtet.

Langfristige im SVÜSS sowie im Ausland vorgenommene Lebensdauer- und Leistungsbeständigkeitsproben haben gezeigt, welche Paare Arbeitsfüllung-Innenwandmaterial des Rohres eine ausreichende Funktionszuverlässigkeit gewährleisten. Unter Beachtung des üblichen Arbeitstemperaturbereiches in der Lufttechnik sind Kombinationen wie Ammonium – Aluminium oder Stahl, Wasser – Kupfer und Freon mit Aluminium, Stahl oder Kupfer kompatibel. Die letzten Forschungsarbeiten geben eine gute Perspektive auch für das Paar Wasser – Stahl unter Voraussetzung, daß

**Tabelle 2**  
Geometrische Parameter der Rippenrohre für Wärmerohrherstellung

Laufende Nummer des Rohres	Material des Rippenrohres	Typenbezeichnung des Rippenrohres	Rohrabstand im Bündel (mm)	Äussere Oberfläche $S_1$ ( $m^2 \cdot m^{-1}$ )	Verengung des Bündel-durchschnittes
1.	Al	$\phi 38/18/15-3.5$ (0.85)	40	0.54	0.57
2.	Al/Oc	$\phi 54/28/25/20-3$ (0.75)	60	1.18	0.57
3.	Al/Oc	$\phi 56/29/25/20-3.25$ (0.75)	60	1.22	0.59
4.	Al	$\phi 56/28/25-3$ (0.75)	60	1.29	0.58
5.	Cu/Al	$38 \times 33/15.88$	38	0.90	0.52

**Tabelle 3**  
Grundangaben über Wärmerohraustauscher hergestellt in Vzduchotechnika  
Nové Mesto n. Váhom

Typ	TNA, TWA	TNB, TWB	TNC, TWC
Anzahl der Rohrreihen	5 bis 8	5 bis 8	5 bis 8
Rohranzahl in der Reihe	8	10	15
Abmessungen in mm nach <i>Abb. 1</i>			
$s$	480	600	900
$b$	500	710	900
$h \equiv L_v + L_A + L_K$	1280	1700	2180
Gewich des Austauschers in kg bezogen auf ein Rohr	5.3	7.0	8.0

besondere Aufmerksamkeit der Zubereitung der inneren Oberfläche (z.B. Aussetzung einer längeren Wirkung von Heißwasser nach entsprechender mechanisch-chemischer Reinigung) gewidmet wird.

Die mit Ammonium oder Freon gefüllten Rohre empfiehlt man bei Ablufteintrittstemperatur bis  $80^\circ\text{C}$  zu benutzen, die rationale Arbeitstemperatur der wassergefüllten Rohre ist  $40$  bis  $170^\circ\text{C}$ .

In der Zeitspanne zwischen 1982 und 1989 wurden bei uns in verschiedenen Industrie- und Landwirtschaftsgebäuden mehr als 2000 Wärmerohraustauscheinheiten eingesetzt. Überwiegend ging es um Erzeugnisse der Firma Vzduchotechnika, Nové Mesto n. Váhom, andere wurden in JZD Hraníčář, Mrákov hergestellt. In ausgewählten Betrieben wurden langfristig ihre Funktionseigenschaften verfolgt. *Tab. 4* gibt Informationen über die Konstruktionshauptcharakteristiken der untersuchten Rekuperatoren, *Tab. 5* stellt die erreichten Leistungsparameter in verschiedenen

**Tabelle 4**  
Grundcharakteristik der kontrollierten Wärmeaustauscher

Laufende Nummer des Austauschers	Laufende Nummer des Rohres	Arbeitsfüllung des Rohres	Rohrreihenanzahl	Gesamtanzahl der Rohre	Rohrlänge $L_c$ (m)	Wärmeaustauschfläche $S_c$ (m <sup>2</sup> )
1.			8	44		53.2
2.	1.			264	2.24	319.3
3.			7	119	2.07	290.7
4.	2.		10	80	2.20	207.7
5.		NH <sub>3</sub>	8	96	1.68	190.3
6.	4.		8	160	1.66	342.6
7.				80		171.3
8.			7	112		267.8
9.	3.		8	120	1.96	287.0
10.			16	240		573.8
11.	5.	R12	4	52	1.15	53.8
12.		H <sub>2</sub> O				

Betriebstypen dar. Die größte Anzahl der Rekuperatoren, 44 der TNC Doppereinheiten, arbeitet bei der Firma Cutisin, Jilemnice (1. N. 9 und 10 auf Tab. 4 oder 5).

**Tabelle 5**  
Übersicht einiger Werte der gemessenen Hauptwerte bei kontrollierten Wärmerohraustauschern

Laufende Nummer des Austauschers	Betriebscharakter	$w_a$ (m·s <sup>-1</sup> )	$t'_a$ (°C)	$t''_a$ (°C)	$t'_p$ (°C)	$\dot{Q}_a$ (kW)	$\eta$
1.	Geflügelzucht	2.98	24.0	20.1	35.9	4.86	0.428
2.		2.36	7.0	12.9	24.0	36.5	0.347
3.	Holztrocknung	2.6	26.0	38.4	52.0	36.3	0.477
4.	Viehzucht	1.0	2.0	13.4	18.0	28.0	0.712
5.		1.8	-2.0	14.0	23.3	18.7	0.632
6.	Geflügelzucht	2.8	1.0	14.7	20.6	20.9	0.70
7.		3.3	10.0	17.4	25.0	12.9	0.493
8.	Textiltrockenanlage	1.62	45.8	86.1	104.2	57.6	0.69
9.	Darmtrockner	2.9	5.4	28.9	50.9	68.0	0.516
10.		3.0	8.5	39.6	50.9	84.3	0.733
11.	Lacktrocknung	1.5	15.4	26.8	40.2	5.33	0.46
		1.52	16.8	43.4	83.2	12.0	0.40
12.	Kraftschrankkühler	1.62	14.2	34.8	61.9	10.3	0.432
	Lacktrocknung	1.48	19.4	84.8	151.5	27.3	0.495



In allen Fällen entspricht die gemessene thermische Wirkung sehr gut den berechneten, d.h. vorausgesetzten Werten. Austausch No. 3 auf *Tab. 3* und *4* ist gleichströmig. Gleichzeitig bekommt man eine Vorstellung davon, in welchen Grenzen sich die thermische Wirkung praktisch bewegt und wie sie von der Luftgeschwindigkeit  $W_a$  vor dem Rekuperator und von der Rohrreihenanzahl  $n$  abhängt. Genauer können die genannten Abhängigkeiten auf *Abb. 2* verfolgt werden. Die Wärmemessungen wurden unter Betriebsbedingungen wiederholt durchgeführt und während des Halbjahres wurden keine ernstere Änderungen in der Arbeit der Rekuperatoren festgestellt.

Praktisch wurde der Ausbau der Rohrbündel und deren Wiedereinbau kontrolliert. Die Durchschnittszeit dieser Operation beträgt 2 bis 4 Stunden. Die Reinigung der äußeren Wärmeaustauschfläche der einzelnen Rohre geschah nach der Art der Ansätze oder der Gesamtverunreinigung mit Druckluft mechanisch entweder im Trockenzustand oder im Spülbad (Wasser mit entsprechendem Zusatz). Die Reinigungszeit nahm in einigen Fällen der Haftansätze sogar eine Schicht in Anspruch. Dies bedeutet, daß der Problematik der Gesamtlösung des Systemes und der Frage der entsprechenden Filter in bestimmten Fällen größere Aufmerksamkeit schon in der Projektierungsphase zu widmen ist, daß die Betriebskosten nicht übermäßig werden. In den genannten Fällen würden sich auch andere Austauschertypen verstopfen, doch die Reinigung dürfte wesentlich schwieriger sein.

*Tab. 5* gibt an, was für Wärmeleistung bei den untersuchten Rekuperatoren gemessen wurde. Die erreichte Wärmeersparung pro Jahr hängt in einzelnen Fällen von der Bewegung der Eintrittstemperaturen der Ab- und Frischluft, von der Menge der zugeführten Luft und von der Jahreszeit des Betriebes ab. Zusammen mit Beschaffungs- und Betriebskosten ist sie entscheidend für den ökonomischen Gesamteffekt der Anlage. Die gewonnenen Informationen zeigen, daß die Investitionsrückkehr vorläufig innerhalb  $3/4$  Jahr und 2 Jahren liegt; und daß hier eine nicht unbedeutende Rolle die Preisauswertung des Ersatzbrennstoffes oder die Energiequelle spielt.

Zum Schluß kann man sagen, daß unsere bisherigen Erfahrungen aus dem Betrieb der Wärmerohraustauscher eine gute Perspektive für deren allmähliche Einführung in die lufttechnische Praxis bieten. Man erwartet, daß das gegenwärtige Sortiment um Rekuperatoren aus leichten Lamellenrippenrohren und aus Kapillarwärmerohren, deren äusseren Maße etwa dieselben sein werden wie die bereits eingeführten Gravitationswärmerohre, bereichert wird. Ferner überlegt man die Herstellung von mehr kompakten Rekuperationseinheiten, die mit üblichen Komponenten der lufttechnischen Anlagen einschließlich Regulierelemente ausgestattet sein werden.

## Wärmeakkumulation in Solarsystemen

In diesen Einrichtungen finden die Wärmerohre Anwendung teils in Solarkollektoren, teils in eigenen Wärmeakkumulatoren.

### *Solarkollektoren*

Bei Solarkollektoren auf Basis der Wärmerohre, deren Innenwärmewiderstand  $0,01$  bis  $0,1 \text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$  beträgt und welche zur Einbahnwärmeübertragung (d.h. als Wärmedioden) dienen, gibt es, wie bei Konvektivkollektoren, verschiedene Bauvarianten.

So z.B. stellt *Abb. 3* ein Schema eines Wärmerohrplattensolarkollektors nach Entwurf des ITMO AN BSSR in Minsk [4] dar. Der Kollektor kann aus oberflächenbehandelten und ammonium- bzw. freon- oder azetongefüllten Aluminium- oder Stahlrohren hergestellt werden. Die Verdampferteile mit länglichen Absorptionsrippen sind mit Flachglas überzogen, die quengerippten oder glatten Kondensationsteile münden in den mit Wasser durchspülten Wärmeaustauscher. Die Sammelfläche des Kollektors beträgt  $1$  bis  $2 \text{ m}^2$ , Gewicht  $10$  bis  $15 \text{ kg}$ . Nach [5] wird bei dieser Art Kollektor in Japan nicht nur das übliche Wärmerohr mit Kreisdurchschnitt, sondern auch die im Roll-Bond Verfahren hergestellte flache Wärmerohr benützt.

Der Wärmerohrplattenkollektor kann durch Verschließen einzelner Verdampfer in Vakuumglasrohren (*Abb. 4*) verändert werden. Im Vergleich mit dem vorgehenden Typ weist diese Konstruktion eine günstigere Funktionscharakteristik, d.h. einen besseren Wirkungsgrad auf. Gute Eigenschaften eines Wärmerohres wirken sich völlig aus, wenn der Kollektor mit einer Einrichtung (parabolischer Rückstrahler, Fresnellinse, usw.) ausgestattet ist, welche die Sonnenstrahlen auf den in ihrem Brennpunkt liegenden Verdampferteil des Rohres konzentriert. Der Kondensationsteil wird dann in einen isolierten Wärmeaustauscher eingeführt (*Abb. 5*). Ein Nachteil des Konzentrationskollektors ist die Notwendigkeit, eine Dreheinrichtung zu installieren, und eine niedrige Möglichkeit, die Diffusionsstrahlung auszunützen.

### *Wärmeakkumulatoren*

Die Wärmespeicher in Solarsystemen arbeiten am öftesten entweder nur mit Erwärmung des entsprechenden flüssigen oder festen Stoffes (Speicherung der empfindlichen Wärme) oder darüber hinaus mit Phasenänderung (Speicherung der latenten Wärme).

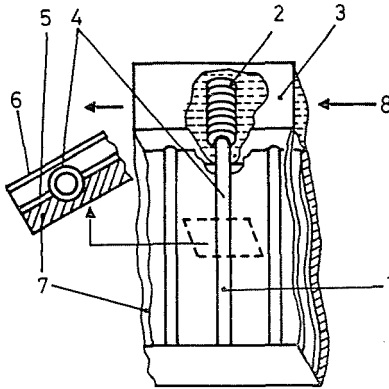


Abb. 3. Schema des Wärmerohrplattensolarkollektors

- 1 — Verdampferteile der Wärmeröhre
- 2 — Kondensationsteile der Wärmeröhre
- 3 — Wasserkammer
- 4 — Wärmeröhre
- 5 — Absorptionsrippen
- 6 — Glas
- 7 — Isolierung
- 8 — Wasser

Abb. 4 stellt ein Schema des Moduls des kurzfristigen Latentwärmespeichers zur Stabilisierung des axialen Wärmeflusses im Wärmerohr bei unregelmässiger Wärmezuführung vom Solarkollektor oder zur Wärmeableitung im Flüssigkeitsaustauscher [5] dar. Das entsprechende Wärmerohr ist im Kondensationsteil mit Querrippen, im Verdampferteil mit Absorptionsrippen versehen und befindet sich in einem Vakuumglasrohr. Der zwischen dem Solarkollektorabsorber und Wärmeaustauscher angebrachte Speicherbehälter ist mit dem Stoff gefüllt, der die latente Wärme bei Phasenänderungen Schmelzen-Erstarren absorbieren und freigeben kann.

Ein ähnlicher Typ des Wärmespeichers wird auch im Institut für Kernenergie in Stuttgart [6], [7] entwickelt. Ein grundlegendes Wärmeaustauschelement einer von seinen Varianten ist ein Aluminiumwärmerohr mit  $\varnothing 40$  mm und Länge 3070 mm mit Ammoniak gefüllt, angebracht inmitten des Speichergehäuses (Abb. 6). Im 500 mm langen Abschnitt des Rohrverdampferteiles verdunstet das Ammoniak durch Wärme von einer Quelle (z.B. Solarkollektor) und der Dampf strömt in einen 2000 mm langen

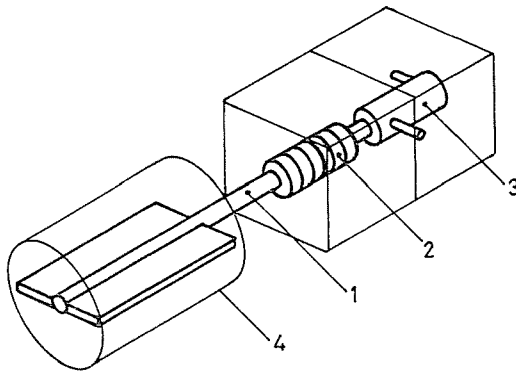


Abb. 4. Schema des Wärmespeichers mit Solarkollektorelement und Wärmeaustauscher  
 1 — Wärmerohr mit Absorptionsrippen  
 2 — Latentwärmespeicher  
 3 — Wärmeaustauscher  
 4 — Vakuumglasrohr

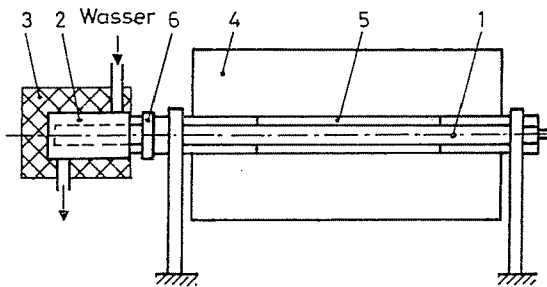


Abb. 5. Schema des Konzentrierensolarkollektors mit Wärmerohr  
 1 — Wärmerohr  
 2 — Wärmeaustauscher  
 3 — Isolierung  
 4 — Parabolischer Rückstrahler  
 5 — Vakuumglasrohre  
 6 — Dreheinrichtung zu installieren

Rohrteil in Speicherkammer, wo er kondensiert, und übergibt seine Wärme durch radiale Aluminiumquerrippen  $200 \times 200$  mm der Myristinsäure mit Schmelzpunkt  $53^\circ\text{C}$  und Aggregatschmelzwärme  $187 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , die den Kam-

merraum zwischen den Rippen ausfüllt. Bei der Wärmespeicherung wird die feste Phase dieser Füllung zuerst zum Schmelzpunkt erwärmt. Nach Erreichung des Schmelzpunktes taut der Stoff im sogenannten latenten Verfahren der Speichertätigkeit bei einer wenig veränderter Temperatur. Nach Verschmelzen der ganzen Kammerfüllung fängt die Erwärmung der flüssigen Phase der Speicherfüllung mit Anwachs der Temperatur an. Bei umgekehrten Prozessen wird die Wärme vom erstarrenden Stoff durch die Wärmerohre in die Ableitkammer und zum Verbrauchsgerät weitergeführt.

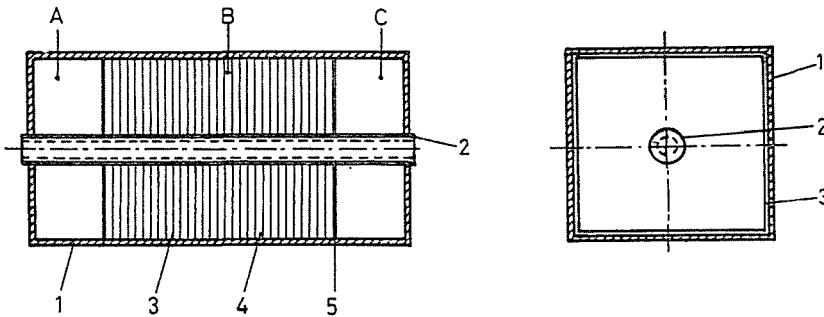


Abb. 6. Schema des Kammerwärmespeichers mit Wärmerohr  
 A — Kammer der Wärmezuführung von der Ruelle  
 B — Wärmespeicherkammer  
 C — Kammer der Wärmeableitung zum Verbrauchsgerät

- 1 — Akkumantel
- 2 — Wärmerohr
- 3 — Rippen
- 4 — Akkufüllung
- 5 — Trennwand

Einen Vorteil dieser Konzeption stellt unter anderem auch die isothermische Oberfläche des Wärmerohres in Berührung mit dem Taustoff dar. Die Einrichtung kann auch im sg. bypass-Betrieb arbeiten, wo die Wärme direkt von der Quelle zum Verbrauchsgerät ohne Speicherung übertragen wird. Bei 4,3 Stunden Betrieb dieses Akkumulatortyps mit 70 kg Füllung war die Menge der Speicherwärme 6 kWh, was dem Akkumulationswirkungsgrad mehr als 90 % entspricht. Die Wärmeverluste in Abhängigkeit von Betriebsbedingungen bewegten sich innerhalb 2 und 10 %. Wenn notwendig, können einzelne Elemente verbunden werden und neue Modulsysteme bilden.

An der Universität der Stadt Villanova in Pennsylvania [8] wurden Versuche mit Wärmespeicherung bei einem in Gebäudewand vertikal eingebauten Solarheizungssystem gemacht. Diese Einheit (*Abb. 7*) hatte im Absorber der Sonnenstrahlung eingebaut mild geneigte Verdampfteile der wassergefüllten Kupferwärmerohre ( $\varnothing 25$  mm, Länge 600 mm). Die Kondensationsteile, auch 600 mm lang und mit Aluminiumrippen versehen, wurden unter  $5^\circ$  Winkel zur Horizontalebene hinter der Isolierschicht der Absorptionskupferplatte gleich in der Nähe des aus einem System von 43 Plastikrohren ( $\varnothing 45$  mm, Länge 600 mm) bestehenden Wärmespeicher angebracht, die mit 48,8 kg dehydriertem Natriumsulfat mit Schmelzpunkt  $32^\circ\text{C}$  und Aggregatschmelzwärme  $163\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  gefüllt wurden. Im Unterteil des Wärmespeichers befand sich ein Ventilator mit automatischer Regulierung nach der Temperatur im Raum. Die Ergebnisse einer ununterbrochenen Messung dieser Einheit vom Februar bis April haben unter anderem gezeigt, daß die Wärmerohrwärmespeicherung schnell war und einen Durchschnittswirkungsgrad von 44,8 % (gegenüber 34,6 % der Kontrolleinheit mit Absorption der Sonnenenergie ohne Wärmerohrakkumulator) aufwies. Die Beheizung des Raumes durch die Wärmerohreinheit verlief reibungslos und über eine bedeutsam längere Zeitspanne als bei einer Standardeinheit. Obzwar die Wärmerohreinrichtung investitionsmäßig teurer auskommt, ist der ökonomische Beitrag günstiger als bei der Einheit ohne Wärmerohr.

Die obige Anwendung der Wärmerohre bei der sg. Trombo-Wand hat die japanische Firma Showa ausgearbeitet [9].

Eine weitere nicht weniger bedeutsame Anwendung finden die Wärmerohre bei Abnahme der langfristig in großen Akkumulatoren gespeicherten empfindlichen Wärme. Die schematische *Abb. 8* stellt ein Beispiel eines Wasserbehälters für saisonbedingte Speicherung der Sonnenenergie dar. In seinen Innenraum können dann die Wärmerohrverdampfteile mit ihrem mehrere Meter langen horizontal orientierten Kondensationsteil münden, die die Bodenerwärmung erlauben. Zum Bau des eigenen Behälters muß man bemerken, daß die Überlauföcher dem inneren Wasserkreislauf, der infolge des durch eine Trennwand verursachten Spiegelunterschieds entsteht, dienen.

### Schlußbemerkung

Der vorliegende Beitrag informiert kurz über mögliche Anwendungen der Wärmerohre in Abwärmerückgewinnungsanlagen sowie in Systemen mit nicht traditionellen Energiequellen.

a)

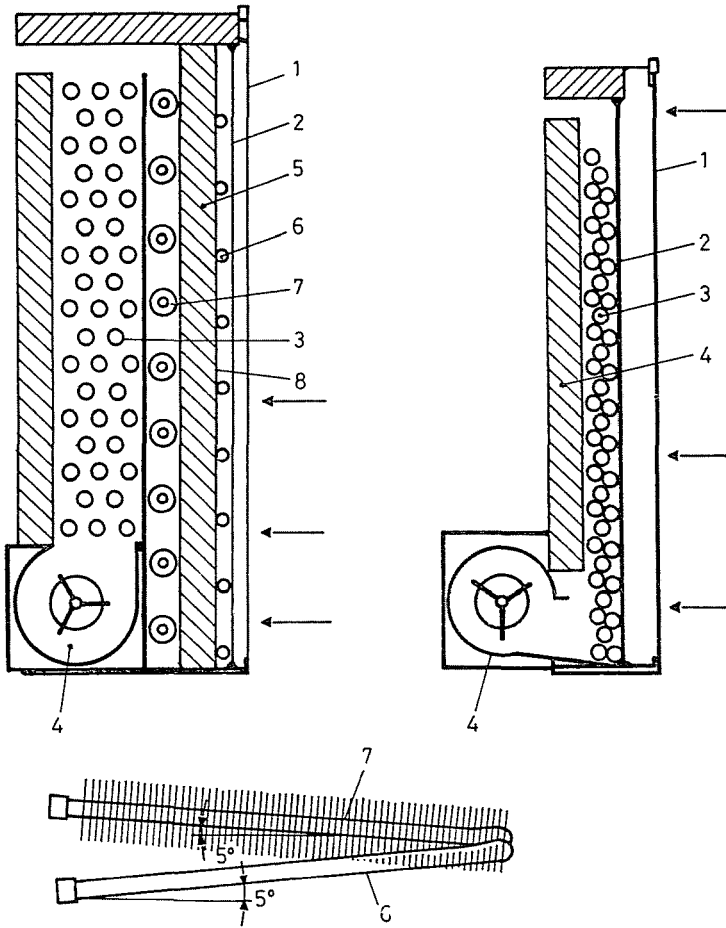


Abb. 7. Schema des Solarsystems zur Beheizung der Gebäude

- a — Heizeinheit mit Wärmespeicher
- b — Wärmerohr
- 1 — Aussenglas
- 2 — Innenglas
- 3 — Wärmespeicherrohre
- 4 — Ventilator
- 5 — Isolierung
- 6 — Verdampferteile der Wärmerohre
- 7 — Kondensationsteile der Wärmerohre
- 8 — Absorptionskopperrohr

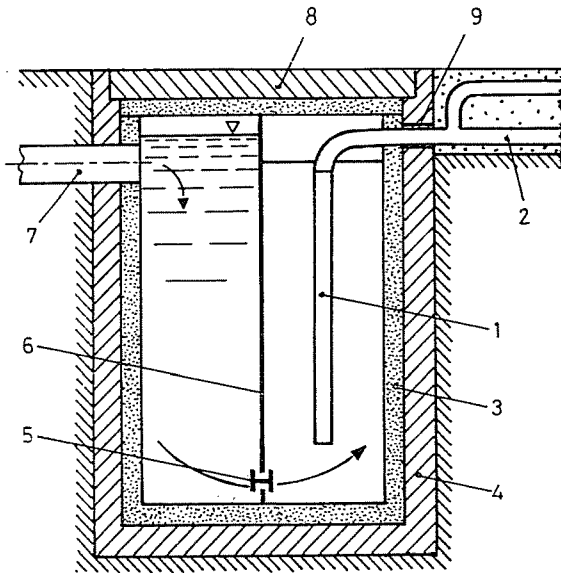


Abb. 8. Schema des Wasserwärmespeichers

- 1 — Wärmerohrverdampfer
- 2 — Doppelrohrkondensator des Wärmerohres
- 3 — Wandisolation
- 4 — Betonwände
- 5 — Überaufloch
- 6 — Trennwand
- 7 — Wärmwasserleitung
- 8 — Wärmeisolierhaube
- 9 — Dichtung

Bisherige Erfahrungen mit Betrieb der Wärmerohrrekuperatoren bieten gute Aussicht für ihre fortlaufende Einführung in praktische Lufttechnik.

#### Verzeichnis der Symbole

- $I_R$  Beschaffungskosten für Rekuperator (Kčs)
- $L_c$  Gesamtlänge des Rohres (m)
- $N$  Rohrzahl im Rekuperator
- $n$  Rohrreihenanzahl
- $\dot{Q}_a$  Wärmeleistung des Rekuperators (kW)



- $S_c$  Wärmeaustauschfläche des Rohrbündels ( $m^2$ )  
 $S_1$  Wärmeaustauschfläche des ein Meter langen Rippenrohres ( $m^2 \cdot m^{-1}$ )  
 $t'_a$  Frischlufteintrittstemperatur ( $^{\circ}C$ )  
 $t''_a$  Frischluftaustrittstemperatur ( $^{\circ}C$ )  
 $t'_p$  Ablufteintrittstemperatur ( $^{\circ}C$ )  
 $w_a$  Luftgeschwindigkeit vor dem Rekuperator ( $m \cdot s^{-1}$ )  
 $\eta$  thermische Wirkung des Rekuperators

### Literatur

1. Rekuperátory z gravitačních tepelných trubíc. Technické podmínky VZT, Nové Mesto n. Váhom, 1982.
2. Výměníky tepla z tepelných trubíc. Prospekt JZD Mrákov, 1983.
3. HLAVAČKA, V. – ŠTULC, P. – ZEMÁNEK, J. – JÍLEK, K. – BARTÁK, M.: Sledování rekuperátoru z tepelných trubíc v provozních podmínkách, Sborník 'Použití tepelných trubíc v technické praxi' SVÚSS, 1985.
4. VASILIEV, L.L.: Analyz parametrov ploskogo solnečnogo kolektora s teplovymi trubami. *Izv. AN BSSR*, Ser. FEN, 1984, Nr. 3. S. 57–62.
5. ITOH, K.: Heat Pipe Research and Development in Japan. *5th IHPC, Tsukuba, Japan, 1984, Pre-Prints*, Nr. 3. S. 132–141.
6. ABHAT, A.: Thermal Performance of a Finned Heat-Pipe Latent Heat Store. *Intern. J. of Ambient Energy*, 5 (1984), Nr. 4. S. 193–206.
7. ABHAT, A.: A High Performance Heat Pipe for a Latent Heat Thermal Energy Storage Application. *5th IHPC, Tsukuba, Japan, 1984, Supplement*, S. 59–65.
8. RICE, W. J.: Performance of Passive and Hybrid Solar Heating systems. *Intern. J. of Ambient Energy*, 5 (1984), Nr. 4. S. 171–186.
9. KANAI, T. a kol.: Earth Embedded Cooling Systems and Solar Panels Using Heat Pipes. *5th IHPC, Tsukuba, Japan, 1984, Pre-Prints*, Nr. 3. S. 62–68.

#### Adresse:

Dr. Károly MOLNÁR  
 Lehrstuhl für Chemisches Maschinenwesen und  
 Landwirtschaftliche Industrie  
 Technische Universität  
 H-1521 Budapest, Ungarn

Dr. V. HLAVAČKA  
 Dr. Frantisek POLAŠEK  
 SVUSS, 19011 Praha 9.  
 Běchovice Tschechoslowakei