

藤倉電線技報第68号別刷1984

長尺ヒートパイプの開発とヒートパイプの応用製品

製造本部	高岡道雄
技術開発本部	馬渡恒明
	坂谷益司
	望月正孝
	益子耕一
	伊藤雅彦

藤倉電線株式会社

長尺ヒートパイプの開発とヒートパイプの応用製品

製造本部 高岡道雄*¹
技術開発本部 馬渡恒明*²・坂谷益司*³・望月正孝*⁴
益子耕一*⁴・伊藤雅彦*⁴

Development of Long Heat Pipes and Heat-Pipe Applied Products

Dr. M. Takaoka, T. Mohtai, M. Sakaya, M. Mochizuki, K. Mashiko & M. Ito

Encouraged by space exploitation, heat pipes hundreds of times higher in thermal conductivity than round silver or copper bars are now finding vigorous application in not only industrial equipment but also in household appliances. Fujikura Ltd. has developed a long heat pipe having a heat transfer rate of 10 kW per 100 m. Its corrugated metal tube is lined with a wick of fine carbon fibers. Its features include the availability of a wider (1.5 times wider) heat transfer area inside and outside the tube than bare tube-type heat pipes, higher (4 times) compression strength, higher resistance to thermal stress and vibration, and increased flexibility. These merits make its application very effective in cooling underground power cables as well as snow melting and deicing system on roads, houses and cold tanks. Among various applications, 40 m-long heat pipes were used in a road heating system with heat pipes using hot spring water as a heat source at the Jozankei Spa in Sapporo, Japan, the world's largest-scale project of its kind underway between 1984 and 1985.

Fujikura also has effected various achievements in the developments and applications of heat-pipe-applied equipments. Here, heat pipe heat exchangers and heat pipe heat sinks are selected for discussion and display in this paper. Other new heat pipes now under research and development, as well as future trends of heat pipes, also are described in the following.

1. ま え が き

ヒートパイプとは、液体の蒸発と凝縮の潜熱を利用した閉ループの伝熱素子で、小さな温度差で大量の熱輸送が可能である¹⁾。ヒートパイプは、1942年に米国 G. M 社の R. S. Gaugler が発明したが、当時は実用の域に達しなかった。その後 1963年に米国 Los Alamos 研究所の G. M. Grover が再発見し、ヒートパイプと命名して、主に人工衛星用ヒートパイプの研究が行われ、1968年に打ちあげられた人工衛星(GEOS-B)には、電子通信装置の温度制御用として搭載された。その後ヒートパイプの理論的解析が多くの研究者によってなされ、1970年ごろになると、宇宙用以外に地上の産業機器の冷却、加熱、均熱用に目が向けられるようになり、現在では、電子・電力機器の放熱、熱交換器、均熱炉、金型の冷却をはじめ、家庭用品にまで適用例が増大してきた。当社でも、1975年からヒートパイプの研究開発に着手し、当初は、地中電力ケーブルの冷却用の長尺ヒートパイプの開発を主たる目的としてきたが、現在では、着実にヒートパイプの普及が進んできた。ここで

は、主に長尺ヒートパイプの開発と応用について記述し、他のヒートパイプを使った応用製品について紹介する。

2. ヒートパイプの基礎

2.1 構造と作動原理

2.1.1 構造

ヒートパイプの構造と作動原理図を、図1に示す。ヒートパイプは、コンテナの内壁に毛细管圧力を発生させるウイックを装着し、内部を真空排気した後、水やフロン等の作動流体を封入しただけのいたって簡単な構造である。表1にヒートパイプの代表的構成材料と使用温度範囲を示す。

表1 ヒートパイプの構成材料と使用温度範囲
Container materials and working fluids of heat pipes and operating temperature

容器材料	作動流体	使用温度範囲
銅	フロン	-40~110°C
	メタノール	0~150°C
	水	30~200°C
ステンレス鋼	アンモニア	-80~40°C
	フロン	-40~110°C
	メタノール	0~150°C
	サームエス300	130~380°C
アルミニウム	フロン	-40~110°C
炭素鋼	アンモニア	-80~40°C
	フロン	-40~110°C
	メタノール	0~150°C

*1 取締役深川工場長(工博)

*2 電力技術開発部長

*3 電力技術開発部 HP 課長

*4 電力技術開発部

ヒートパイプコンテナは、通常熱伝導率の良い銅やアルミニウムが使われるが、ヒートパイプの使用条件(温度、周囲の腐食条件、作動流体とウイックとの適合性)により任意に選択される。作動流体は、ヒートパイプの作動温度で決まる蒸気圧力とコンテナとの適合性に応じて選択される。図2に代表的作動流体の蒸気圧特性を示す。ヒートパイプに使用されるウイックは、金属メッシュ、金属繊維、グループ管が代表的なものである。最近ではウイックのないものも、広義の意味でヒートパイプとして扱われているが、正確には気液二相サーモサイホンと呼ばれるもので、作動流体の還流に重力を利用している。

2.1.2 作動原理

ヒートパイプの片端に外部から熱が加わると、蒸発部のウイック内に含まれた作動流体が蒸発し、熱は蒸発潜熱として変換される。このとき蒸発部側の蒸気圧力が凝縮部側より高くなるため、蒸気は高速で凝縮部に移動し、凝縮部で液化して凝縮潜熱を放出し、系外に熱が取り出される。凝縮した作動流体は、ウイックの毛細管ポンプ圧力により、再び蒸発部に戻される。このようにヒートパイプ内では、蒸発-蒸気の移動-凝縮-作動流体の還流というサイクルが繰り返されて高温部から低温部に熱が輸送される。ヒートパイプの熱応答性が良い理由は、蒸気の移動速度が速いためである。またヒートパイプ内部では、蒸気圧力が平衡化しようとする動きのため、ほぼ長手方向に等温性を有する。さらにヒートパイプは中空構造であるため、熱容量が

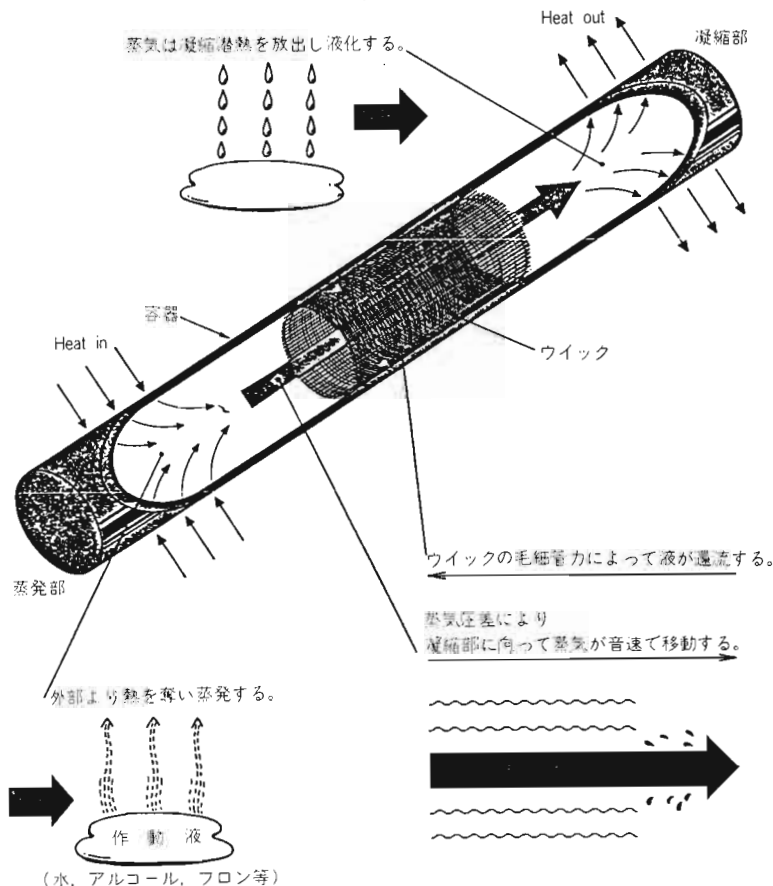


図1 ヒートパイプの構造と作動原理
Structure and operating principles of heat pipe

小さい、以上のことから、ヒートパイプは熱抵抗が小さく、熱容量が小さいので、小さな温度差で多量の熱輸送が可能であり、熱応答性の良い伝熱素子と言える。

2.2 ヒートパイプの熱的特性²⁾

図3に示すような試験装置を使って、ヒートパイプの熱輸送特性を測定することができる。図4に、スクリーンメッシュをウイックとした銅-水系ヒートパイプの $\Delta T-Q$ 特性を示す。 ΔT は、ヒートパイプの蒸発部と凝縮部表面の平均温度差である。通常縦軸は熱輸送量または蒸発部の半径方向熱流束で表される。横軸は ΔT の代りに蒸発部温度

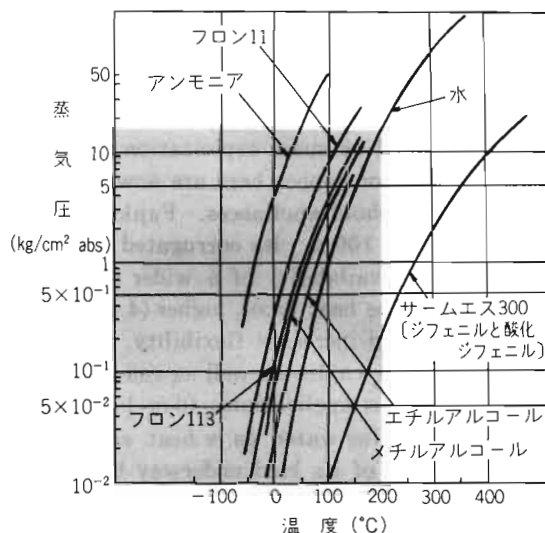


図2 作動流体の蒸気圧特性
Vapor pressure characteristics of working fluids

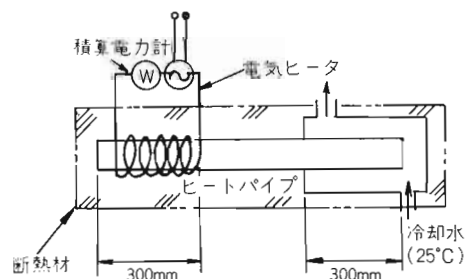


図3 ヒートパイプの熱輸送量測定方法
Testing method of heat transfer rate of a heat pipe

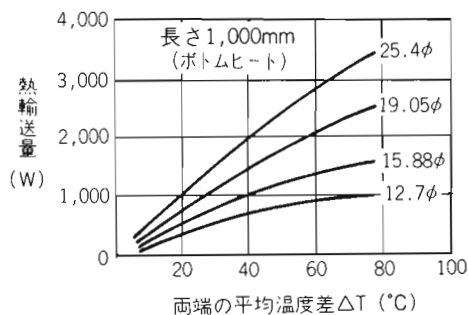


図4 ヒートパイプの熱輸送量
(ボトムヒートモード)
Heat transfer rate of heat pipes
in bottom heat mode

で表わすこともある。ヒートパイプ内は、流体の移動現象であることから、パイプ径が太いほど多量の熱輸送が可能である。図 4 の試験条件は、ボトムヒートモードであるため、作動流体の還流力は、ウイックの毛細管ポンプ圧力に重力効果が付加される。ボトムヒートモードとは、蒸発部が凝縮部より下方にある場合である。これとは逆に、蒸発部が凝縮部より上方にある場合をトップヒートモードといい、作動流体の還流力は、ウイックの毛細管圧力に期待するしかない。よってボトムヒートモードの方が、トップヒートモードに比べて最大熱輸送量は大きくなり、好ましい使い方である。

2.3 ヒートパイプの最大熱輸送量^{1) 3) 4)}

ヒートパイプの作動条件は、(1)式で示される。つまりウイックの毛細管圧力は、ヒートパイプ内部の作動流体の圧力損失以上に保持できないと、正常な作動が成立しない。(1)式を満足しない場合には、蒸発部でドライアウトが発生し、加熱部の温度が急激に上昇する。

$$\Delta P_{cmax} \geq \Delta P_v + \Delta P_l \pm \Delta P_g \dots\dots\dots (1)$$

- ΔP_{cmax} : ウイックの毛細管ポンプ圧力の最大値
- ΔP_v : 蒸気流の圧力損失
- ΔP_l : 作動液の流れの圧力損失
- ΔP_g : 重力効果(トップヒートモードのときは+, ボトムヒートモードのときは-)

熱の超伝導体と言われるヒートパイプにも、残念ながら熱輸送限界があり、その値を最大熱輸送量と呼ぶ。図 5 にヒートパイプの各種熱輸送限界を示す。

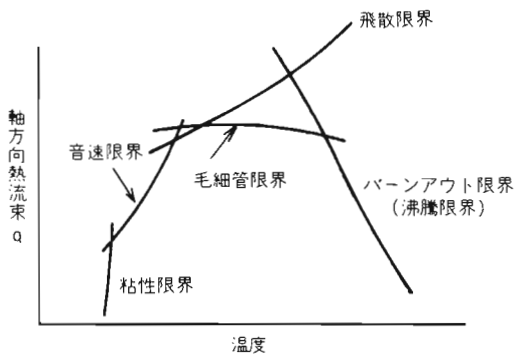


図 5 ヒートパイプの熱輸送限界
Limitations to heat transfer in the heat pipe

- (1) 粘性限界
蒸気の温度が低い領域では、粘性力が蒸気の流れを支配するために生ずる限界。
- (2) 音速限界
もう少し高い温度領域では、蒸発部出口での蒸気流速が音速に達し、流れを閉塞する。
- (3) 飛散限界
蒸気流がウイック中の作動液を飛散させ、凝縮部へ逆送するため、蒸発部でドライアウトが生じる。
- (4) 毛細管限界
作動液が蒸発部へ還流できなくなり、ドライアウトを生じる。(1)式が成立しない場合)
- (5) 沸騰限界
蒸発部のウイック内で核沸騰が起こり、発生した気泡で毛細管現象が阻害される。

以上の各種限界を克服して、さらに熱輸送量の大きなヒートパイプの工夫が行われる。例えば、毛細管圧力が大きく透過力の小さなウイックの採用や、液体と蒸気の流れを隔離するために、中空アーテリ構造のウイックを採用したものや、ループ型、2重管型としたヒートパイプなどが考え出されている。

図 6 に作動流体のメリット数を示す。メリット数は(2)式で表され、この値が大きいほどヒートパイプの作動流体に適している。

$$M = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_l} \dots\dots\dots (2)$$

- M : メリット数 (kcal/s・m²)
- ρ_l : 作動流体の液体状態での密度 (kg/m³)
- σ : 表面張力 (kg/m)
- λ : 蒸発潜熱 (kcal/kg)
- μ_l : 作動流体の液体状態での粘性係数(kg・s/m²)

3. 長尺ヒートパイプの開発とその応用^{5) 7)}

3.1 目 的

現在ヒートパイプの実用例の多くは、電子機器の冷却や熱交換器用の伝熱素子であり、これらに使用されるヒートパイプは、長さ数センチメートルから、長いものでも数メートルどまりである。地中電力ケーブルの冷却やロードヒーティングシステム、低温タンクの凍結防止のほか、将来予想される地熱利用を目的としたヒートパイプには、長尺ヒートパイプが必要とされる。当社で開発した長尺ヒートパイプは、金属コルゲート管をコンテナに使い、極細なカーボンファイバの束をウイックとしたヒートパイプで、水平配置で、長さ 100 m のものを実用化した。

3.2 長尺ヒートパイプに要求される特性

長尺ヒートパイプを水平位置で作動させた場合、このヒートパイプの熱輸送限界は、通常“毛細管限界”で支配される。毛細管ポンプ圧力による最大熱輸送因子(QL)_{c,max}は、(3)式で示される³⁾。

$$(QL)_{c,max} \approx 2 \cdot \left(\frac{K}{r_c}\right) \cdot A_w \cdot$$

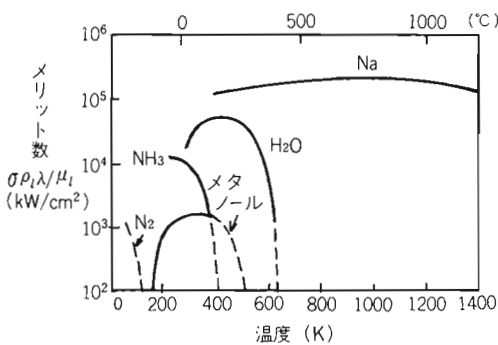


図 6 作動流体のメリット数
Figure of merit of selected working fluids

$$\left(1 + \frac{\rho_1 \cdot L \cdot \sin \beta}{2 \cdot \sigma_1 / r_c}\right) \cdot \left(\frac{\rho_c \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_1}\right) \dots \dots \dots (3)$$

ここで、

- (QL)_{c, max} : 最大熱輸送因子 (kcal/s・m²)
- β : ヒートパイプの傾角 (deg)
- K : ウィックの透過率 (m²)
- r_c : 実効細孔半径 (m)
- σ₁ : 作動液の表面張力 (kg/m)
- μ₁ : " 粘性係数 (kg・s/m²)
- λ : " 蒸発潜熱 (kcal/kg)
- L : ヒートパイプの長さ (m)
- A_w : ウィックの断面積 (m²)
- ρ₁ : 作動液の密度 (kg/m³)・l

作動流体は、(3)式の ρ₁・σ・λ/μ₁ の項から分かるように、作動温度領域でこの値が最も高い液体を使用することが最適である。またウィックについてみると、r_cが小さくKが大きいことが (QL)_{c, max} の増加に必要なことがわかる。

3.3 カーボンファイバをウィックとしたヒートパイプの特性

3.3.1 カーボンファイバについて

カーボンファイバの拡大写真を図7に示す。以下カーボンファイバの特長を示す。

- (1) 繊維径が細い。
線径が約 5～7 μm で軸方向に細い縦溝がみられる。
- (2) 熱的特性が優れている。
非金属の中では、熱伝導率が良い。
λ = 0.1 W/°C・cm
耐熱性が優れている。
- (3) 耐食性が良好であり、種々の作動流体や金属材料に対して安定である。

3.3.2 カーボンファイバウィックの特性

カーボンファイバの実効細孔半径、有孔率、透過率について測定した。

- (1) 実効細孔半径 : r_c
繊維状ウィックの実効細孔半径は、(4)式が考えられて



図7 カーボンファイバ
Carbon fiber

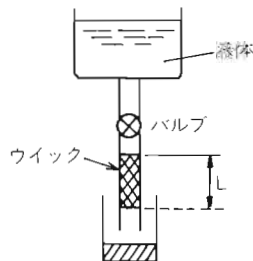


図9 透過率測定装置
Permeability measuring setup

いる。

$$r_c = \frac{d + \sqrt{32 K / \epsilon}}{2} \dots \dots \dots (4)$$

図8に各種ウィックの毛細管高さを測定した結果を示す。この結果をもとに(5)式でカーボンファイバの r_c を計算すると r_c = 15 μm が得られた。

$$r_c = \frac{2 \sigma_1 \cdot \cos \theta}{\rho_1 \cdot h} \dots \dots \dots (5)$$

- (2) 有孔率 : ε

カーボンファイバウィックを充填させたガラス管を液体中に浸し、浸透した液体の重量から、有孔率 ε = 0.4～0.5 が求まった。

- (3) 透過率 : K

透過率は、すでに測定された 400メッシュの金網と比較して、図9に示す試験装置により測定し、(6)式で計算した。その結果 400メッシュの金網²⁾の K = 1.5 × 10⁻¹¹ m² に対し、カーボンファイバは K = 5 × 10⁻¹³ m² であった。

$$K = \frac{L \cdot \mu_1 \cdot m_1}{\Delta P \cdot A_w \cdot \sigma_1} \dots \dots \dots (6)$$

- ΔP : 圧力差 (kg/m²)
- A_w : ウィック断面積 (m²)
- m₁ : 透過流量 (kg/s)
- μ₁ : 粘性係数 (kg・s/m²)
- σ : 表面張力 (kg/m)

この実験から得られた K は、実際のヒートパイプのように蒸気流と接していないので、この値をそのまま使用できないが、ヒートパイプとした場合の試験結果からは

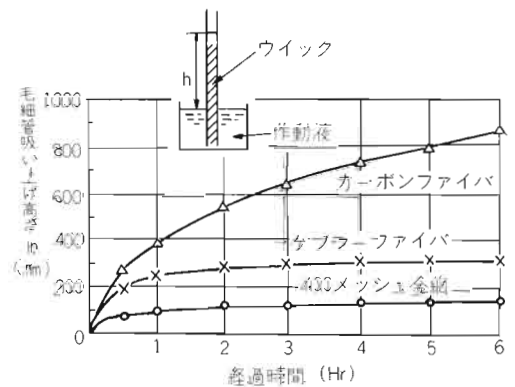


図8 毛細管高さの測定結果
Measurements of elevation of water by wicks

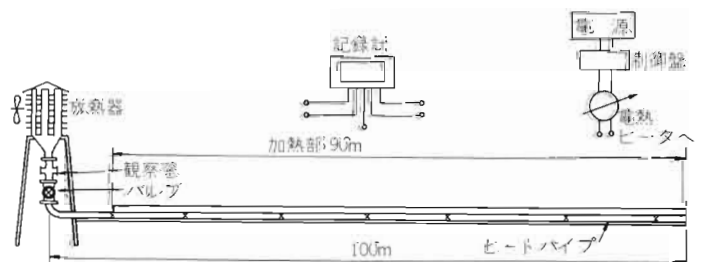


図10 100 m 長尺ヒートパイプの試験装置の構成
Schematic diagram of testing setup of 100 m long heat pipe

$K = 1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ が得られた。

3.4 100 m 長尺ヒートパイプの試験

地中ケーブルの冷却を目的として、長さ 100 m の長尺ヒートパイプを試作し、その性能試験を行った。図 10 に蒸発部が 90 m で全長 100 m の長尺ヒートパイプの試験装置を示す。ヒートパイプは断熱管路内に配置され、熱負荷は電熱ヒータで与えられた。ヒートパイプの片端には放熱器が取り付けられ、ここから空气中に熱が捨てられる。図 11 は、試験装置の全景写真である。図 12 は、コルゲート型長尺ヒートパイプの写真を示す。供試ヒートパイプは外径 50 mm ϕ の無酸素銅コルゲート管を用い、ウイックは直径 7 μm の極細なカーボンファイバ束が用いられた。コルゲート型ヒートパイプは、伝熱面積がベアチューブ型ヒートパイプに比べて 1.5 倍大きく、圧縮強度は、同じ肉厚のパイプに比べて 4 倍強固である。さらに可撓性があるため、運搬・布設が容易で長尺化が可能である。また熱伸縮・振動等を自己吸収できるので、長尺ヒートパイプのほか、融雪用ヒートパイプや地熱利用ヒートパイプのように、地中に埋設される場合に適している。これらのヒートパイプには、カーボンファイバウイックが使用されている。カーボンファイバウイックは、毛細管ポンプ圧力が従来型のウイック（金属メッシュ型ウイック）に比較して約 3 倍大きく、作動流体が水の場合には最大 1 m の毛細管吸いあげ高さが得られるので、水平状態に近い長尺ヒートパイプとして優れ

た性能をもっている。

ところが、いかに魔法のヒートパイプといえども、残念ながら熱輸送限界と呼ばれる、これ以上熱を運ぶことが不可能である限界値が存在する。通常水平状態の長尺ヒートパイプでは、毛細管圧力による限界（蒸発部に作動液体がなくなりドライアウトを起こす）が、熱輸送限界を支配する。

つまりこの種のヒートパイプでは、いかにウイックの毛細管ポンプ圧力を大きくし、ウイックの透過率を小さくするかが、ヒートパイプの特性上重要である。ヒートパイプがボトムヒート状態で運転される場合には、作動流体の還流力は、重力による効果が相乗されるので、毛細管圧力による限界よりむしろ蒸気流と液流の衝突による飛散限界により熱輸送限界が決定される。

これらの各種限界を克服して、ヒートパイプの最大熱輸送量を増大させることが、長尺ヒートパイプの最大の課題である。

図 13 は、外径 50 mm ϕ 、長さ 100 m のヒートパイプの温度差と熱輸送量の関係を示したものである。このデータから、このヒートパイプは熱輸送限界に到達していないものの、水平配置で約 4 kW、0.5/100 傾斜で 10 kW の熱輸送量が確保できることがわかる。ヒートパイプの最大熱輸送量を増大させるうえでもう一つ重要なことは、作動流体



図 11 100 m 長尺ヒートパイプの試験装置の全景
Overall view of testing setup of a 100 m long heat pipe



図 12 コルゲート型ヒートパイプ
Corrugated heat pipes

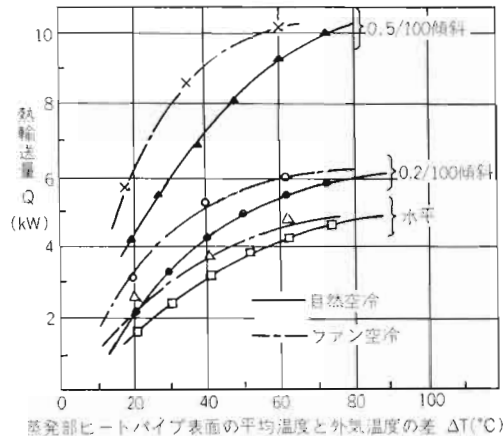


図 13 50 mm ϕ - 100 m ヒートパイプの熱輸送量
Relation between ΔT and Q in a 100 m long heat pipe

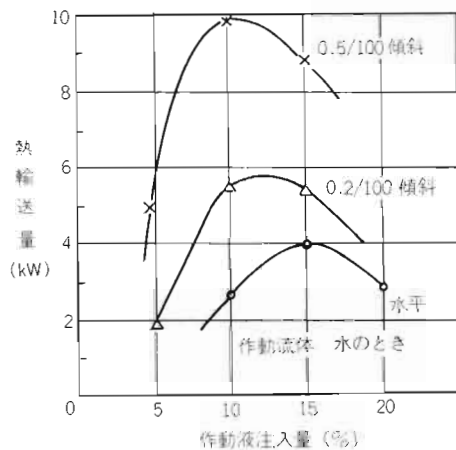


図 14 作動液注入量の影響
Effect of volume of working fluid

の種類と、作動液の充填量である。作動流体の特性を表すうえでメリット数が用いられるが、常温から 300°C 以下の間が作動温度の場合には、圧倒的に水が適している。

作動液の充填量は、ヒートパイプの熱輸送特性に重要な影響を及ぼす。図 14 は、作動液の充填量を変えてヒートパイプの熱輸送量を測定した結果を示す。作動液量が少ないと蒸発部でドライアウトを起こし、多過ぎるとフラッシング現象を伴う。フラッシング現象とは、液体により蒸気流路が閉塞され、強い衝撃音を伴って蒸気が液膜を破る現象であり、ヒートパイプの長手方向の温度は、フラッシングサイクルにより規則的な変動を起こす。

作動液充填量は、水平配置のとき、全容積の 15 % 程度が最も適正な量である。ヒートパイプの傾角が大きくなるにつれて、充填量は多少、少なくしていく方が好ましい。

図 15 は、ヒートパイプの熱輸送距離(ヒートパイプ長さ)と最大熱輸送量の関係を示すが、最大熱輸送量は、熱輸送距離が長くなるにつれて低減していく。また、ヒートパイプの断面積に比例的に最大熱輸送量は増大するが、あまりにも大口径なヒートパイプでは、円周方向の毛細管圧力の確保の問題があることから 100~150 mmφ 程度が限界であろう。

さらには製造上や、圧力容器に関する規則の問題等も生じてくる。ヒートパイプの傾角を大きくとっていき重力による還流効果が加算されるため、ヒートパイプの最大熱輸送量は大きくなっていく。

3.5 電力ケーブル冷却への応用⁶⁾

3.5.1 ヒートパイプによる管路内布設ケーブルの冷却

近年電力需要の増加に伴い、変電所引出口等の地中電力ケーブルが密に集合されている箇所や、送電容量の増加が必要とされる箇所が増えつつある。図 16 に地中電力ケーブル(6.6 kV CVT3 × 250 mm²)を布設した 21 孔管路を示す。中央部のケーブルは、地中への放熱性が悪いので、送電容量を決める上でネックとなる。そこで中央付近の管路にヒートパイプを布設し、周囲のケーブルの熱を奪ってヒートパイプの片端に取り付けられた放熱器から、気中に放熱することが有効である。(図 17 参照)ヒートパイプの数を N_{HP} 、

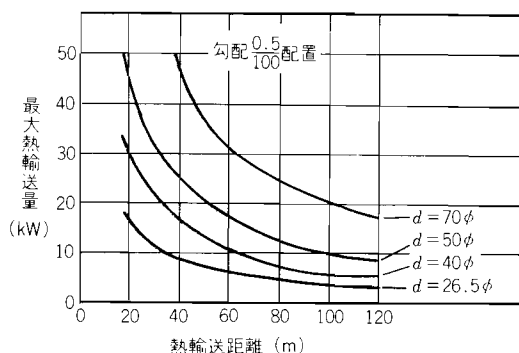


図 15 コルゲート型ヒートパイプの熱輸送距離と最大熱輸送量の関係

The relation between the maximum heat transfer rate and heat transfer distance of corrugated long heat pipes

ケーブルの数を N_c とすると、キルヒホッフの法則から、各点の熱伝達の式が $N = N_{HP} + N_c$ 元の連立方程式として (7) 式で示される。

$$\begin{bmatrix} T_1 - T_0 \\ T_2 - T_0 \\ \vdots \\ T_n - T_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & \cdots & R_{1n} \\ R_{21} & R_{22} & & R_{2n} \\ \vdots & & & \vdots \\ R_{n1} & \cdots & \cdots & R_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_n \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

T_i : ケーブルおよびヒートパイプの温度 (°C)

T_0 : 基底温度 (°C)

R_{ij} : ケーブルとヒートパイプの自己熱抵抗および相互熱抵抗 (°C・cm/W)

W_i : ケーブルとヒートパイプの発熱量または吸熱量
ケーブルの発熱量とヒートパイプの吸熱量は長手方向に均一とし、ケーブルおよびヒートパイプの相互熱抵抗は(8)式で求めることができる。

$$R_{ij} = \frac{g \cdot \eta}{2\pi} \left\{ \ln \frac{4 \cdot L_0}{d} + \sum_{m=1}^{n-1} \ln \sqrt{\frac{4 L_0 \cdot L_m}{X_m^2}} + 1 \right\} \dots\dots\dots (8)$$

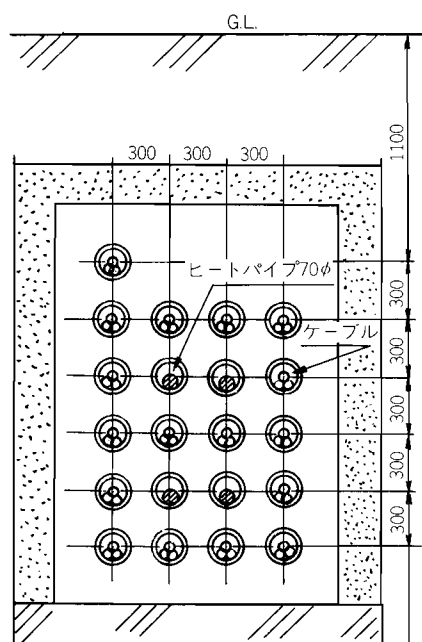


図 16 ヒートパイプによる電力ケーブルの冷却断面
Sectional view of underground power cables cooled by heat pipes

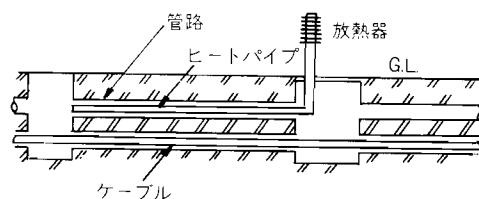


図 17 ヒートパイプの布設要領

The construction method of long heat pipes for cooling power cables

- g : 土壌の固有熱抵抗 ($^{\circ}\text{C} \cdot \text{cm}/\text{W}$)
- η : 土壌熱抵抗の低減率
- L_0 : 熱抵抗を求める基準ケーブル(ヒートパイプ)の地表面よりケーブル(HP)までの深さ(mm)
- L_m : m 番目のケーブル(HP)の地表面からの深さ(mm)
- d : 管路径(mm)
- X_m : 基準ケーブル(HP)と m 番目のケーブル(HP)との中心距離(mm)

表 2 はヒートパイプの数を 0~4 本まで変化させて許容電流と送電容量を計算した結果である。ケーブルを 2 本減らして、代わりにヒートパイプを 2 本布設した場合、非冷却時に比較して許容電流で 32.1%, 送電容量で 18.5% 増加できることが分かる。必要なヒートパイプは、冷却巨長を 100 m とすると $1.55 \text{ W}/\text{cm} \times 10^2 \times 100 \text{ m} = 15.5 \text{ kW}$ の熱輸送能力が必要となる。ヒートパイプの作動温度は 42°C としたので放熱器の伝熱面積は(9)式で求めることができる。

$$Q_{\text{HP}} = K \cdot A \cdot (T_{\text{HP}} - T_a) \dots\dots\dots (9)$$

Q_{HP} : ヒートパイプの吸熱量 15.5 kW
 K : 総括熱伝達率 16 kcal/m² · hr · $^{\circ}\text{C}$ (ファン風冷)

T_{HP} : ヒートパイプ作動温度 42°C
 T_a : 外気温 32°C
 A : 放熱器の伝熱面積 m²

放熱器の伝熱面積は 83.3 m² で 2 基必要となる。
 実設計にあたっては、ヒートパイプと管路間の熱抵抗低

表 2 ヒートパイプ冷却による許容電流の増加例
 Calculation results of current carrying capacity of power cable cooled by heat pipes

ヒートパイプの本数 N_{HP}	0	1	2	3	4
ケーブルの本数 N_c	21	20	19	18	17
許 容 電 流 (A)	271	316	358	378	408
H P の平均吸熱量(W/cm)	0	1.61	1.55	1.23	1.12
送 電 容 量(MVA)	65	72	77	77	79

(6.6kV CVT 3×250mm²)

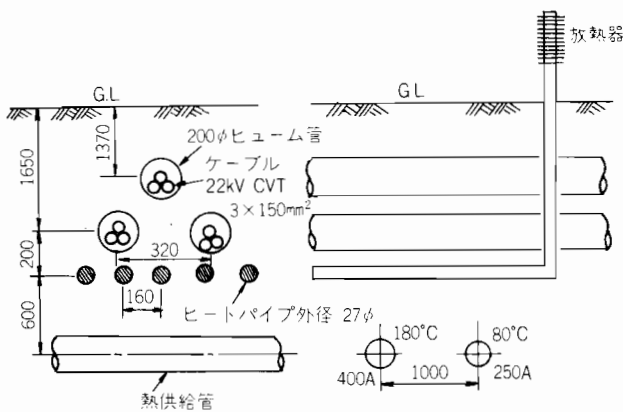


図 18 ヒートパイプによる熱影響防止の適用例
 Heat pipe cooling of intersection between power cables and steam pipes

減、ヒートパイプのルートプロフィール、放熱器の小型化等を考慮しなければならない。

3.5.2 ヒートパイプによるケーブルと熱管との交差部の冷却

近年地域集中暖房が普及し、これに伴って道路に埋設された熱供給管からの漏洩熱による電力ケーブルへの影響が問題となる。熱供給管により、ケーブルは過熱による絶縁破壊の危険にさらされたり、または送電容量を著しく低下させられたりすることになるので、冷却や熱遮断等の対策が必要となる。図 18 にヒートパイプを用いてケーブルと熱管の交差部を冷却した例を示す。ヒートパイプを使用しない場合の許容電流は、262 A であるのに対し、ヒートパイプを 5 本布設し、 50°C に保った場合には、許容電流は 332 A と約 27% 増加できる。また熱供給管のない部分の許容電流は 314 A であることから、冷却効果は十分である。図 19 にヒートパイプの作動温度と許容電流の関係を示す。ヒートパイプの熱輸送限界内において、放熱器の面積を大きくとりヒートパイプの作動温度を低下させれば、許容電流は増加できる。

3.6 長尺ヒートパイプによるロードヒーティングシステム

札幌市では、昭和 58 年度に定山溪温泉の振興対策として、全長 38m の月見橋架け換え工事、全長 311m の道路整備に伴い、温泉水を熱源としたヒートパイプ式ロードヒーティングシステムを世界で初めて採用した。

その中でも、月見橋には 45m もの長尺ヒートパイプを採用した。

3.6.1 システムの特長

- (1) ヒートパイプの加熱部(温水ヘッダ)は、路盤の外にあるので、路盤の中で漏水の恐れがない。
- (2) コルゲート型長尺ヒートパイプの採用で、ヒートパイプの布設本数を少なくすることができる。また、加熱部を集中させることができるので、温水配管工事とヒートパイプの布設工事は容易で、施工費が安価である。
- (3) コルゲート型ヒートパイプは、スムーズ型に比較して伝熱面積が約 1.5 倍と大きいので、伝熱量を大きくとれる。特に小さな温度差での熱輸送に適している。
- (4) コルゲート管は薄肉(0.5 mm 厚)であるが、圧縮強度は、2 mm 厚の鋼管と同等以上である。よって車輛等の

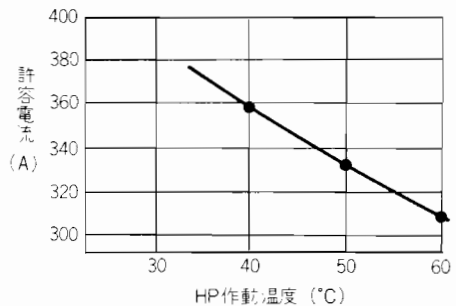


図 19 ヒートパイプ 作動温度と許容電流

The relation between the operating temperature of heat pipes and current carrying capacity

圧縮荷重に強い。

- (5) コルゲート加工をしてあるので、熱応力、振動、地盤沈下に強い。
- (6) 可撓性があり、許容曲げ径は40D(D：ヒートパイプ外径)である。よって長尺ヒートパイプの運搬・布設が容易である。また、自由に曲げて布設できるので布設形状に自由度がある。

3.6.2 設計の概要⁸⁾⁹⁾

ロードヒーティングの必要熱量は(10)式で与えられる。

$$Q_m = \frac{1}{\eta} \{q_s + q_m + A_r(q_e + q_b)\} \dots\dots\dots (10)$$

ただし

Q_m ：必要熱量(W/m²)

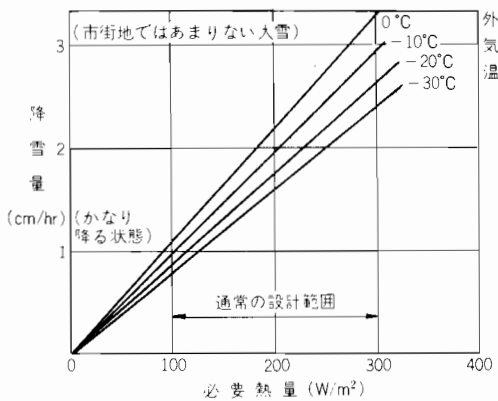


図20 降雪量と必要熱量の関係

The relation between the quantity of falling snow and the heat flux for snow melting and deicing

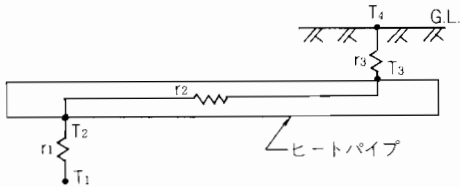


図21 熱抵抗図
Thermal network

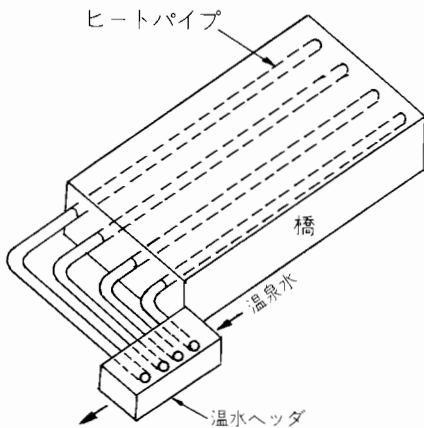


図22 ヒートパイプの布設方法
Installation of corrugated long heat pipes on the bridge

- q_s ：雪に伝えられる顕熱量(W/m²)
- q_m ：雪の融解潜熱(W/m²)
- q_e ：水蒸気の蒸発潜熱(W/m²)
- q_b ：対流および放射による伝熱量(W/m²)
- A_r ：全面積に対する積雪の無い部分の面積比
- η ：熱効率

(10)式を用いて計算した結果をもとに、降雪量と必要熱量の関係を図20に示す。本例では設計条件を外気温を-6°C、降雪量を1cm/hrとして、ヒーティング能力は最低限の100W/m²とした。一般的にはヒートパイプの布設ピッチや加熱部の長さ、加熱温度は、図21の熱等価回路から(11)、(12)式で求めることができる。

ヒートパイプ1本当たりの熱輸送量Q(W)は、

$$Q = \frac{T_1 - T_4}{r_1 + r_2 + r_3} \dots\dots\dots (11)$$

ヒートパイプ埋設ピッチPは

$$P = \frac{Q}{Q_m \cdot l} \dots\dots\dots (12)$$

- Q_m ：融雪に必要な熱量(W/m²)
- l ：ヒートパイプ埋設長さ(m)
- T_1 ：熱源の温度(°C)
- T_2 ：加熱側ヒートパイプ表面温度(°C)
- T_3 ：放熱側ヒートパイプ表面温度(°C)
- T_4 ：道路の表面温度(°C)
- r_1 ：熱源～ヒートパイプ間熱抵抗(°C/W)
- r_2 ：ヒートパイプ内部熱抵抗(°C/W)
- r_3 ：ヒートパイプ～道路表面間の熱抵抗(°C/W)

ヒートパイプは図22のように布設され、加熱源は橋の外

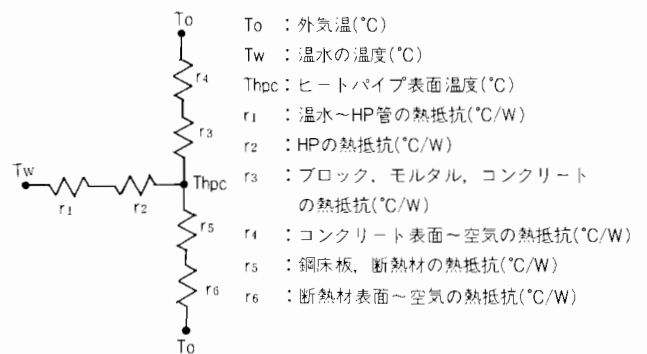


図23 橋梁部の熱等価回路

The thermal network of the bridge installed heat pipes

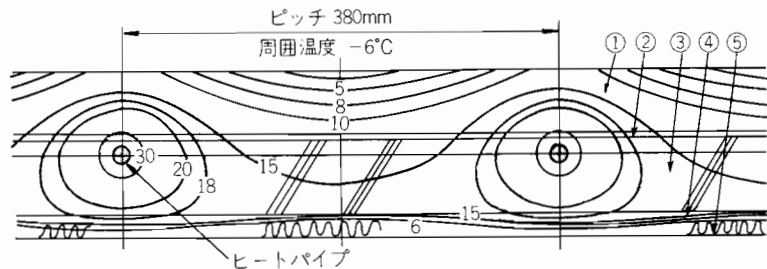


図24 橋梁部断面構造と温度分布の計算結果
Bridge sectional structure and temperature distribution (calculated results)

部に設けられている。長さ 40m のヒートパイプの片端を 70°C の温水で加熱した場合、橋梁部では、橋下面からの放熱を考慮して図 23 の熱等価回路に基づき計算すると、図 24 の温度分布が求まる。この計算では、ヒートパイプを長手方向に均一な発熱体とし、Network-Analogue 法で温度分布を計算した。

計算に使った路盤の構造・寸法と熱伝導率を表 3 に示す。ヒートパイプは SUS 316L コルゲート管(外径 26.5 mmφ, 肉厚 0.5 mm) に作動流体としてメタノールを封入したものをを用いている。

3.6.3 試 験

(1) ヒートパイプの特性試験

表 3 橋梁部路盤構造と熱伝導率
Structure and thermal conductivity (λ)

構 造	厚 さ (mm)	熱 伝 導 率 (λ: kcal/kg·°C)
インタロッキングブロック	歩道部: 100 車道部: 80	0.9
空 煉 リ モ ル タ ル	20	1.2
エポキシ系アスファルト	80	0.64
鋼 床 板	12	40
発泡ウレタンフォーム	60	0.02

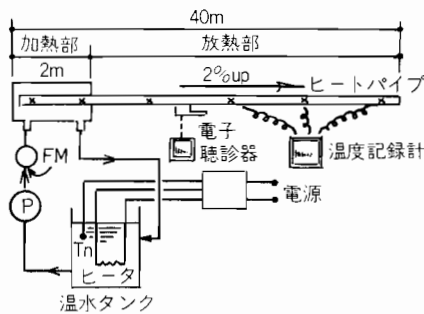


図 25 試 験 装 置
Testing equipment for a 40 m heat pipe

全長 40 m のヒートパイプを試作し、図 25 の試験装置によりヒートパイプの特性を調べた。

図 26 にヒートパイプの長手方向の温度分布を示す。ヒートパイプの蒸発部と凝縮部の表面温度差 (ΔT_{HP}) と熱輸送量 Q との関係を図 27 に示す。 ΔT_{HP} が 50°C 以上に達すると熱輸送量が急激に低下することが分かる。またそのときのフラッディングサイクルと ΔT_{HP} について示すが、 ΔT_{HP} が大きくなるにつれて、フラッディングサイクルは徐々に小さくなり、最大熱輸送量付近ではほとんどなくなる。さらに ΔT_{HP} が大きい領域では、作動流体は重力に逆らった状態で凝縮部に吹き上げられ、加熱部ではドライアウトが生じている。図 28 はヒートパイプの凝縮部の冷却条件を変えた場合のフラッディング現象を、電子式聴診器で測定したチャートの一例である。図 29 は、作動流体の注入量を変えてヒートパイプの熱輸送量を測定した結果を示すが、このヒートパイプでは、作動流体を 2~3 l とした場合が、最も熱輸送量が増加できることが分かった。このような長尺ヒートパイプで、蒸発部と凝縮部の熱流束がアンバランスの場合には、普通のサーモサイホンの実験結果と異なり、蒸発部容積の 200~300%、全容積に対して 10~17% を注入した場合に、

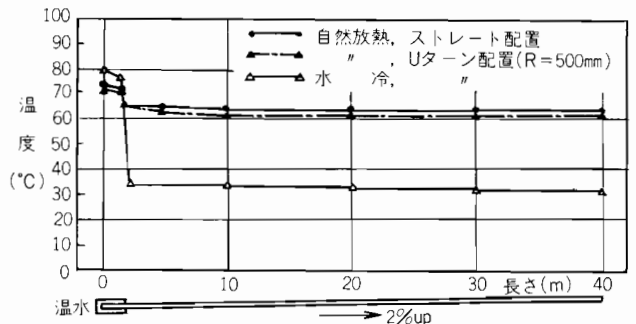


図 26 ヒートパイプの長手方向の温度分布
Temperature distribution of a 40 m heat pipe

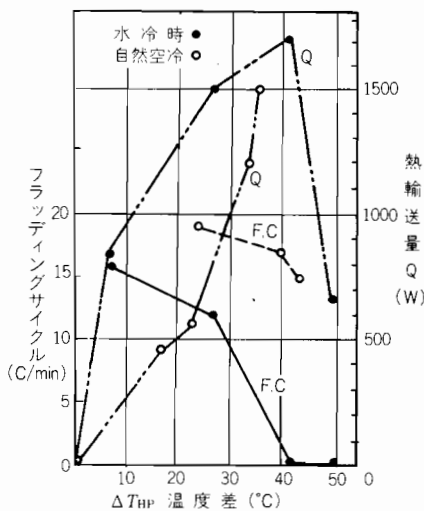


図 27 ΔT_{HP} と熱輸送量・フラッディングサイクルの関係
Relation between ΔT_{HP} , heat transfer rate, flooding cycle

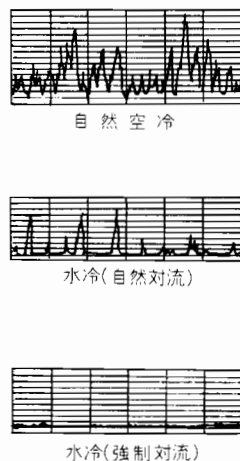


図 28 F, C チャートの例
Examples of stethoscopic charts

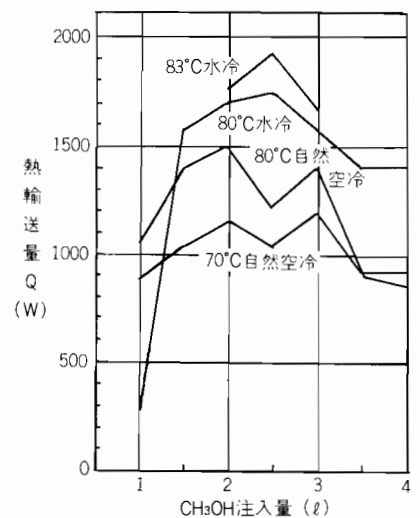


図 29 作動流体の注入量と熱輸送量の関係
Relation between charge of working fluid and heat transfer rate

最大熱輸送量が得られる。

このヒートパイプは2%勾配において、限界熱輸送量 $Q_{max}=1,750\text{ W}$ であり、そのときのヒートパイプ両端の温度差 ΔT は、約 40°C となる。

熱計算の結果から、路面のヒートパイプ表面温度は 42°C である。温水温度を 70°C とすると、 $\Delta T=70-42=28^\circ\text{C}$ のときにヒートパイプ1本当たりでは約 $1,500\text{ W}$ の熱輸送量とすることができる。 ΔT が 42°C 以上になると、Flooding Limit に到達し、逆に熱輸送量は低減するので、この点に注意を払った。ヒートパイプの布設にあたって、聴診器を用いてヒートパイプ内のフラディングサイクルを測定し、正規の作動をするように微妙な勾配の調整をした。

(2) 現地試験

表4に示す試験は2月14～15日の厳寒期に行われたもので、ブロックの敷設と断熱工事が未完了の状態での測定したものである。ただし、工事用の建屋でおおわれた状態であるので、路面への降雪はない状態である。この状態では、ヒートパイプの熱輸送量のうち約55%が橋下面からの放熱ロスとしてカウントされる。また、発泡ウレタン60mmの断熱工事を施工することで、この放熱ロスは20%となった。ヒートパイプの布設状況を図30に、融雪状態を図31に示す。

(3) ヒートパイプの強度について

図32に圧縮試験の結果を示す。このほかに20tonロー

表4 月見橋の熱測定試験
Thermal measuring test results
at Tsukimi bridge

測定日時	2/14 15:00	2/15 0:00	2/15 9:00
天気	雪	雪	雪
気温	-4.2°C	-7.3°C	-7.5°C
温水流量	60 l/min	"	"
ヘッダ水温(入口/出口)	$74.2^\circ\text{C}/62.7^\circ\text{C}$	$77^\circ\text{C}/66^\circ\text{C}$	$78^\circ\text{C}/66^\circ\text{C}$
ヒートパイプの表面温度	14~20 $^\circ\text{C}$	16~29 $^\circ\text{C}$	20~30.7 $^\circ\text{C}$
路面の温度	10~13 $^\circ\text{C}$	12.5~20 $^\circ\text{C}$	14.6~21.4 $^\circ\text{C}$
ヒートパイプの熱輸送量	48kW	46kW	50kW
路面への放熱量	192W/m ²	184W/m ²	200W/m ²



図30 ヒートパイプ布設状況
Construction site of corrugated long heat pipes on bridge

ドロウによる圧縮試験も行ったが、変形は認められなかった。

車輛通行時に月見橋に布設されたヒートパイプに発生する歪を動歪計で測定したところ、約0.001%であった。ステンレスコルゲート管の振動疲労特性(S-N曲線)の値は $N=10^7$, $S=0.1\%$ であり、疲労破壊はおこさないことが確認された。

(4) 耐食性について

定山溪温泉は食塩泉で、約1,500 ppmのCl⁻を含有するため、SUS316LというMoを添加した耐食性に優れたステンレス鋼を使用した。

4. ヒートパイプの応用製品

4.1 ヒートパイプ式熱交換器¹⁰⁾

ヒートパイプを伝熱素子に使った熱交換器は、次の3型式に大別される。

- 1) ガス対ガス
- 2) ガス対液体
- 3) 液体対液体

この中でも、ガス対ガスのヒートパイプ式熱交換器が最も良く実用されている。ヒートパイプ式熱交換器のメリットは次の項目があげられる。

- (1) ヒートパイプは管外対管外の熱伝達であるので、1次



図31 月見橋の融雪状況
The snow melting appearance of Tsukimi bridge

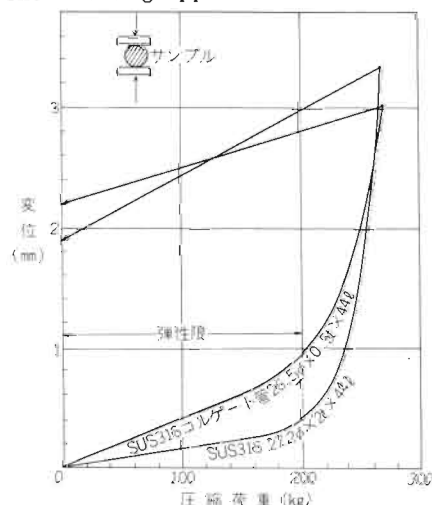


図32 ヒートパイプ素管の圧縮試験
The compression testing results of tubes for heat pipes

流体、2 次流体ともフィンを取付けて、伝熱面積を大きくすることができる。したがって、ヒートパイプ 1 本当たりの熱輸送量が大きくとれる。つまり、軸方向熱流束の大きな伝熱素子が実現できる。

- (2) 1 次側、2 次側流体を完全に分離することが可能である。
- (3) ヒートパイプは 1 本 1 本が独立しているので、万が一故障しても、影響度が少ない。ヒートパイプの交換が可能である。
- (4) 1 次、2 次側の伝熱面積比が自由にえられるので、特に硫黄分を含む廃ガスからの熱回収装置に適する。つまり、ヒートパイプの表面温度を酸露点以上に維持できるため、硫酸腐食に強い熱交換器であると言える。
- (5) 液体の圧力損失を小さくおさえることが可能である。

4.1.1 ヒートパイプ式熱交換器の設計

ヒートパイプ式熱交換器は、通常の熱交換器と同じ手法で設計できる。交換熱量(Q)は(13)式で求めることができる。

$$Q = K_{ho} \cdot A \cdot \Delta T_m \dots\dots\dots (13)$$

Q : 交換熱量(kcal/hr)

K_{ho} : 総括熱伝導率(kcal/m²・hr・°C)

ΔT_m : 対数平均温度差(°C)

A : 基準伝熱面積(m²)

対向流の場合の熱交換様式を図 33 に示す。対数平均温度差は(14)式で計算される。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \dots\dots\dots (14)$$

ヒートパイプエレメントの高温側管外基準熱伝達率は、(15)式で計算することができる。この中でヒートパイプ固有の数値は α_{HPev} 、 α_{HPco} で、作動流体を水とした場合、5,000 ~ 10,000 kcal/m²・hr・°C と、ヒートパイプと流体間の熱伝達率に比べて非常に大きな値であるため、 K_{ho} に対する影響は小さい。通常、気体対気体のヒートパイプ式熱交換器の場合、 K_{ho} は 5 ~ 25 kcal/m²・hr・°C になるように通過風速が決定される。

$$\frac{1}{K_{ho}} = r_h + \frac{1}{\alpha_h \cdot \phi_f} + \delta_h + \frac{A_{ho}}{A_{hi}} \cdot \frac{1}{\alpha_{HPev}} + \frac{A_{ho}}{A_{ci}} \cdot \frac{1}{\alpha_{HPco}} + \frac{A_{ho}}{A_{co}} \left(\frac{1}{\alpha_c \cdot \phi_f} + \delta_c + r_c \right) \dots\dots\dots (15)$$

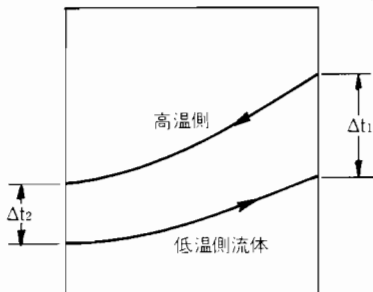


図 33 対向流の熱交換様式

The temperature difference of counter flowing heat exchanger

K_{ho} : 高温側管外基準総括熱伝達率(kcal/m²・hr・°C)

r : 汚れ係数(m²・hr・°C/kcal)

δ : 金属熱抵抗係数(m²・hr・°C/kcal)

α : 流体とヒートパイプ間の熱伝達率(kcal/m²・hr・°C)

α_{HP} : ヒートパイプ内部(ev…蒸発, co…凝縮)熱伝達率(kcal/m²・hr・°C)

A : 伝熱面積

ϕ_f : フィン効率

h,c : 高温, 低温側を示す。

o,i : 管外, 管内を示す。

4.1.2 ヒートパイプ式熱交換器の応用例

(1) ボイラ給水予熱器への応用

従来、ボイラ等の廃熱はそのまま外へ捨てられていたが、最近、燃料代が上昇し、省エネ対策が必要とされてきた。そのような中で、ヒートパイプ式熱交換器は熱回収に動力を必要とせず、圧損が少なく、既設ラインに取り付けやすく、かつコンパクトな廃熱回収装置が実現で

表 5 熱交換器の仕様

The specification of a heat pipe heat exchanger

種 別	高 温 側	低 温 側
仕 流 体 名	排 ガ ス	上 水
交 換 熱 量	268,000 (104,650) kcal/hr	
温 度	入 口	300°C (250)
	出 口	166°C (83.6)
流 量	6,000Nm ³ /hr(2,000)	5 ton/hr(2)
断 面 積	0.563m ²	0.075m ²
ヒ 流 速	2.96m/sec (0.563)	1.85×10 ⁻² m/sec (0.74×10 ⁻²)
	排ガス側基準 総括熱伝達率 17 (11.5) kcal/m ² ・hr・°C	
バ 伝 熱 面 積	95.8m ²	3.52m ²
イ 熱 交換器	ヒートパイプ本数	
	17本/列 5列 85	16本/列 4列 64
式 温 度 効 率 ϕ	0.50 (0.76)	0.20 (0.24)
熱 圧 力 損 失	20mmAg (10)	0.2kg/cm ² (0.1)
交 寸 法 (W×L×H)	1,200×1,130×1,500	
換 重 量	1,700kg	
器 チャンバ材質	SS 41	
バ ス 数	1	4

※上記において () 内は、ボイラ平均負荷時、() 外は最大負荷時

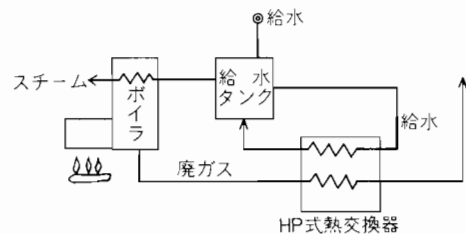


図 34 熱 回 収 回 路

The flow chart for a waste heat recovery

きる。

また、高温側と低温側の伝熱面積の比を自由に変えることができるので、硫酸腐食に強い熱交換器である。

図34は、灯油を燃料とするボイラの廃ガスから熱を回収して、ボイラ給水を予熱するものである。

表5はこの熱交換器の仕様を示す。表6はこの熱交換器の運転データを示す。

表6 ヒートパイプ式熱交換器の運転データ

The operating data of heat pipe heat exchanger

季 節	夏 場	冬 場
水 入 口 温 度	66 ℃	58.8℃
水 出 口 温 度	75 ℃	75.2℃
ガ ス 入 口 温 度	163 ℃	241.5℃
ガ ス 出 口 温 度	85.6℃	133.8℃
水 の 流 量	111.4 l/min	178 l/min
交 換 熱 量	61,552kcal/hr	175,000kcal/hr
排ガス側基準総括熱伝達率	14.1kcal/m ² ・hr・℃	16.0kcal/m ² ・hr・℃
灯 油 使 用 量	109.8 l/hr	264.6 l/hr
灯 油 削 減 量	8.9 l/hr	25.3 l/hr
削 減 率	8.1%	9.6%

(灯油使用量は8:00am~22:00pmの値をとった。)

表6から分かるように、高負荷のかかる冬場においては、夏場に比べ約3倍程度の熱量を回収しており、灯油換算で25 l/hrの節減となる。そこで年間の省エネ効果を、12、1、2月の3か月は冬場基準、残り9か月は夏場として考えれば、

$$(8.9 \text{ l/hr} \times 24 \text{ hr/日} \times 30 \text{ 日/月} \times 9 \text{ 月}) + (25.3 \text{ l/hr} \times 24 \text{ hr/日} \times 30 \text{ 日/月} \times 3 \text{ 月}) \times 80 \text{ 円/l} = 898 \text{ 万円/年}$$

の省エネとなる。灯油は80円/lとした。

この実施例では1年以内で設備償却ができた。

図35にヒートパイプ式給水予熱器を示す。

(2) ヒートパイプ式空気予熱器

このタイプのヒートパイプ式熱交換器は、最もポピュラーなものであり、ボイラや乾燥炉等の廃ガスからヒートパイプ式熱交換器で熱を回収し、空気予熱するものである。廃ガス温度が200~400℃でダストが多い場合には、ラジアルフィン型のヒートパイプを用い、廃ガス温度が200℃以下でダストが少ない場合には、プレートフィン型のヒートパイプ式熱交換器が用いられる。図36にプレートフィン型ヒートパイプ式熱交換器を示す。

4.2 電子・電力機器冷却

パワートランジスタ、IC、LSI、サイリスタ、インバータ等の電子・電力機器冷却にヒートパイプ式ヒートシンクが

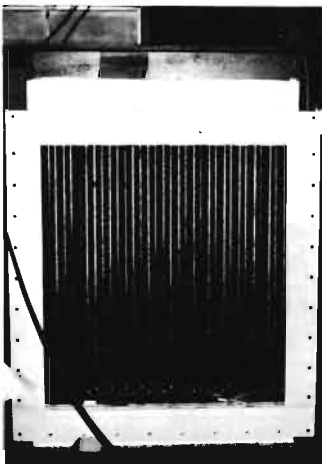


図35 ヒートパイプ式給水予熱器
A heat pipe type pre-heater for feeding water

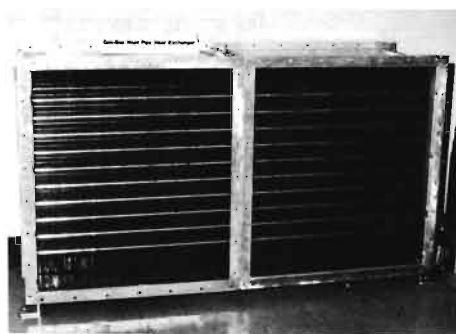


図36 プレートフィン型ヒートパイプ式熱交換器
A plate fin type heat pipe heat exchanger

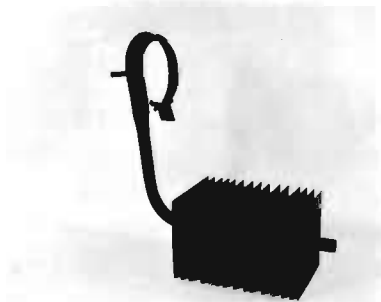


図37 100 W ヒートパイプ式ヒートシンク
100 watts heat pipe heat sink

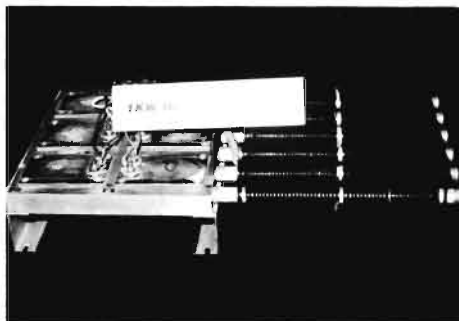


図38 1 kW ヒートパイプ式ヒートシンク
1 kW heat pipe heat sink

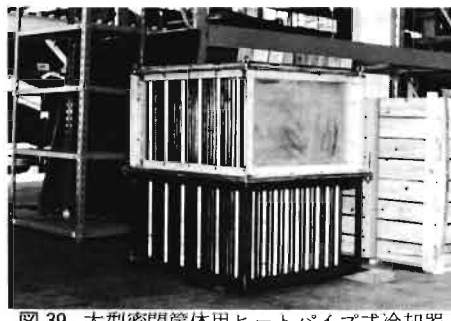


図39 大型密閉筐体用ヒートパイプ式冷却器
Large-sized heat pipe heat exchanger for cooling electric power panel



図40 定山溪温泉融雪システム
Jozankei Spa heat pipe type snow melting and deicing system

用いられる。図 37 は 100 W クラスのヒートシンク、図 38 は、1 kW クラスのヒートシンクである。図 39 は、電力機器を収納した筐体の内部を冷却するための大型ヒートパイプ式冷却器である。

4.3 融雪システム

図 40 は、定山溪温泉の道路に施工されたヒートパイプ式ロードヒーティングシステムで、基幹パイプに温泉水を流し、ヒートパイプで路面の融雪をするものである。図 41 は長野県のホテル駐車場に施工されたボイラ廃熱熱源型の融雪システムである。

4.4 ヒートパイプ式潜熱蓄熱システム¹¹⁾

大容量地中ケーブルの冷却システムの中で、蓄熱槽の占めるスペースは非常に大きい。そこで、潜熱蓄熱材に PEG (ポリエチレングリコール) を用い、ヒートパイプを伝熱素子とした潜熱蓄熱槽を研究開発した。このシステムでは、従来型の蓄熱槽に比べて、同一容積で約 3 倍の蓄熱容量が確保できる。ヒートパイプの持つ長手方向の温度均一性と、蓄熱材料との熱応答特性向上が本システムのねらいである。図 42 に 13 kWh ヒートパイプ式潜熱蓄熱システムの写真を示す。図 43 は、ヒートパイプ式潜熱蓄熱槽を使った地中ケーブルの冷却システムのフローシートである。

5. 新しいヒートパイプ¹²⁾

ヒートパイプは、熱輸送用や均熱化のための伝熱素子と



図 41 ボイラ廃熱利用融雪システム
Heat pipe type snow melting and deicing system utilized waste heat of a boiler

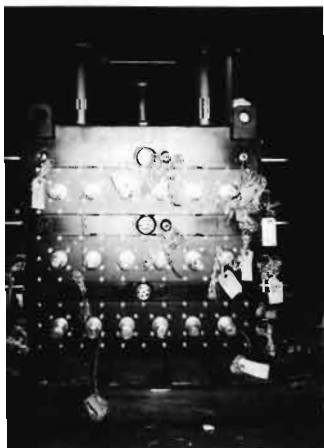


図 42 13 kWh ヒートパイプ式潜熱蓄熱槽
13 kWh latent heat storage system using heat pipes

して多用されつつある。これらのヒートパイプは、閉じたランキンサイクルであるため、蒸発部と凝縮部の温度差が小さな長手方向に均一な温度分布を持つものである。ヒートパイプ内には高速の蒸気流が流れ、この蒸気流の熱エネルギーを有効利用しようという試みもなされている。図 44 に、凝縮部入口に軸流タービンをとりつけ、蒸気流によりこのタービンを駆動し、回転力を得て小型ポンプを使って低位置の作動流体を高位置に揚液する、トップヒート型長尺ヒートパイプの開発も進めている。同様に、ヒートパイプにタービンジェネレータを取り付け、太陽熱や廃熱を電気エネルギーに変換しようとする、ヒートパイプタービンも研究過程にある。この熱サイクル図を図 45 に示す。従来のフロンタービン発電機と異なる点は、ポンプ動力の代わりにウィックの毛細管圧力や、重力効果による作動流体の還流をはかるものであり、熱-電気変換素子として利用できるであろう。作動液にフロン系冷媒を用いれば、膨張過程で、飽和蒸気線から遠ざかるように断熱膨張するため、タービン内では凝縮が生じない、図 45 の場合、入熱量に対する出力の割合、つまりランキンサイクル理論熱効率率は 16.3 % となり、13 % 程度は熱を電気エネルギーに変えることができるであろう。

6. む す び

本報告では、主に長尺ヒートパイプの開発とその応用例を中心にして述べたが、ヒートパイプは優れた伝熱素子として、今後ますます適用例が拡大するものと思われる。

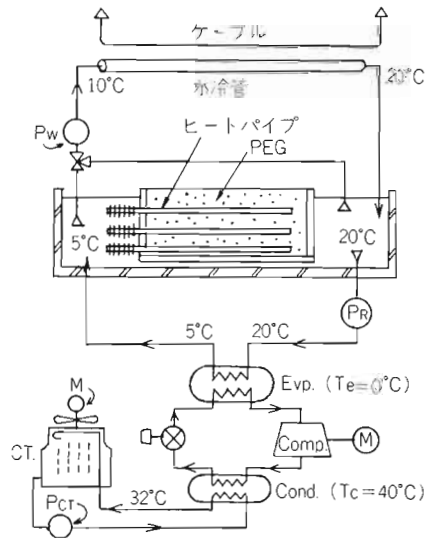


図 43 ヒートパイプ式潜熱蓄熱槽を使った
地中電力ケーブル冷却システム
The underground power cable forced cooling system using heat pipe type latent heat storage tank

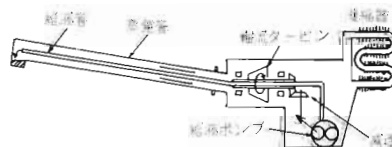


図 44 タービンポンプ式ヒートパイプの構造図
Conceptual design of self-circulating heat pipe with built-in turbine

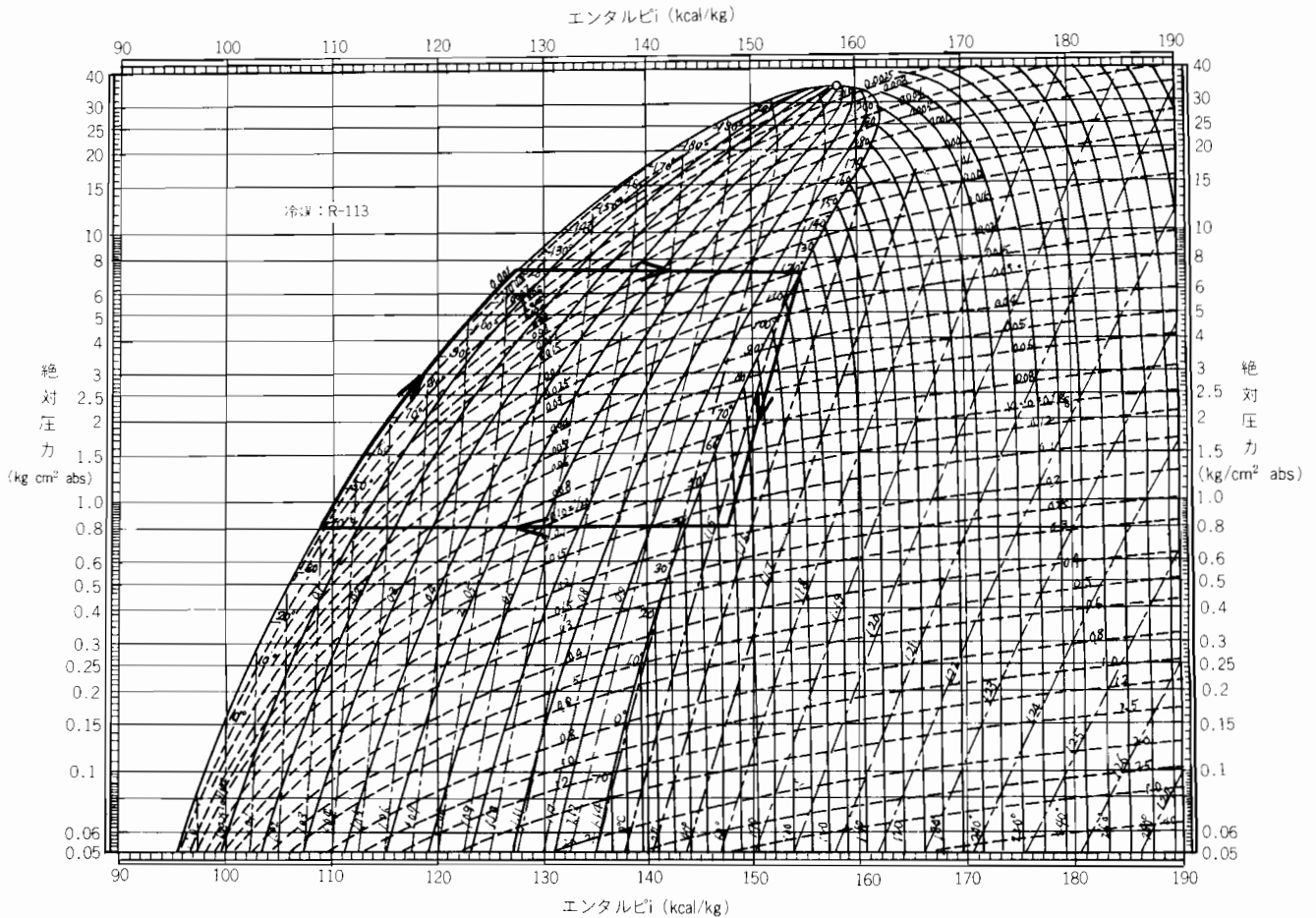


図 45 $T_e = 120^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$ の P-i 線図 (ランキンサイクル)
Mollier chart at $T_e=120^\circ\text{C}$ & $T_c=40^\circ\text{C}$ (Rankine cycle)

長尺ヒートパイプについては、より長距離区間にわたっての大量熱輸送が実現できるようになれば、地熱エネルギーや海洋熱エネルギーの有効利用に活用できる。一方、1984年5月筑波で開催された第5回国際ヒートパイプ会議において、米国のロスアラモス研究所の T. P. Cotter により、Micro Heat Pipe と呼ばれる超小型のヒートパイプを埋めこんだ基板が提案され、これが実用されると、現在の電子産業においては革命的存在となるであろう。ヒートパイプのかずかずの適用例については、次の機会に紹介することとし、今後ますますヒートパイプ産業の用途拡大を祈る次第である。最後に、本開発および適用を進めるにあたってご協力いただいた社内外の関係諸氏に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 池田, 伊藤, 榎田: ユーザーのためのヒートパイプ応用, 学献社 1981年
- 2) 藤倉電線: ヒートパイプカタログ No. 59042000
- 3) 大島, 松下, 村上: ヒートパイプ工学, 朝倉書店 1979年
- 4) P. D. Dunn, D. A. Reay: Heat pipes, Third edition,

Pergamon press 1982年

- 5) 望月, 益子: 長尺ヒートパイプの開発と応用, ヒートパイプ協会第2回総会講演論文集, 1983年
- 6) 多様化するヒートパイプ利用の現状と将来, '83 新テクノロジーシンポジウム Part 6, 日本能率協会 1983年11月
- 7) M. Takaoka, T. Mohtai, M. Mochizuki, K. Mashiko: Development and applications of long heat pipes, 5th International heat pipe conference 1984
- 8) 藤倉電線: ヒートパイプ式ロードヒーティングシステムカタログ No. 59042000
- 9) 高岡, 馬渡, 望月, 益子: 長尺ヒートパイプの開発と適用研究, 昭和58年度宇宙航行の力学シンポジウム 予稿集
- 10) 藤倉電線: ヒートパイプ式熱交換器 カタログ No. 59021000
- 11) 高木, 馬渡, 小島, 望月, 伊藤: ヒートパイプ式潜熱システムの研究, 昭和58年度宇宙航行の力学シンポジウム 予稿集
- 12) 望月: 100 m ヒートパイプ, 省エネルギー 11月号, 1984年, Vol. 36, No. 12