コルゲート管形熱サイフンの熱輸送特性*

(第 1 報, 蒸発部の特性)

根 岸 完 二^{*1}, 金 子 憲 一^{*2}, 松 岡 孝 佳^{*3}
平 嶋 雅 雄^{*4}, 西 川 雄 治^{*5}, 田 口 雅 一^{*5}

Heat Transfer Performance of a Corrugated Tube Thermosyphon (1st Report, Evaporator Performance)

Kanji NEGISHI, Ken-ichi KANEKO, Takayoshi MATSUOKA,
Masao HIRASHIMA, Yuuji NISHIKAWA, and Masakazu TAGUCHI

Two phase closed thermosyphons are highly efficient heat transfer elements applied in terrestrial heat transport and heat recovery systems. In the present work, a corrugated copper tube was used as the container of the thermosyphons and distilled water was used as the working fluid. The influences of the liquid fill charge and inclination angle on the heat transfer performance were studied. It was found that optimum liquid fill ratio to evaporator volume is 40 % and the maximum performance is obtained at an inclination angle of 30°. A useful formula to calculate the heat transfer coefficient in the evaporator has been derived.

Key Words: Heat Pipe, Thermosyphon, Corrugated Tube, Heat Transfer, Evaporator

1. ま え が き

二相密閉熱サイフンは、帰還液流の駆動力に重力を利用するいわゆるウィックレスヒートパイプであり、一般のヒートパイプと同様、作動流体の蒸発と凝縮の相変化の際の潜熱を利用しているため高温部と低温部の温度差が小さいながら大量の熱輸送が可能な伝熱装置である。そのうえ、ウィック式ヒートパイプに比べ構造が簡単で製作が容易であり低コスト、さらに、熱抵抗も小さいという特徴をもっている。

最近、文献(1)で詳しく紹介されているように高性能熱交換器、回転軸・軸受の冷却、電子・電気機器の冷却、道路融雪用伝熱装置、温室での地熱ならびに排熱利用のための伝熱素子などその応用範囲が広く、積極的な研究と開発が進行している。ただし、現在のところそのほとんどはコンテナに平滑管を使用した熱サイフンである。

この二相密閉熱サイフンの研究は、1955 年の

Cohen-Bayley⁽²⁾によるガスタービンプレードの冷却を目的とする基礎研究からはじまり、その後、Long⁽³⁾による永久凍土構築のための低温用熱サイフン、Genot-LeGrives⁽⁴⁾によるアルカリ金属を作動流体とする高温用熱サイフン、また、Larkin⁽⁵⁾による水-熱サイフンの研究と続いている。そして、1971 年 Lee-Mital⁽⁶⁾による最大熱輸送量の解析と実験があげられる。

わが国では、井村ら⁽⁷⁾によって垂直状態に設置された場合に限られるが、蒸発部と凝縮部の熱伝達率の整理式が提示されている。また、小林ら⁽⁸⁾は傾きによる作動液の流下様式と熱輸送量の推定方法の提案を行っている。さらに、傾き角に対する特性に関しては、著者らの研究⁽⁹⁾⁻⁽¹¹⁾があり、一般に傾き角が 30~40° で高い熱輸送量が得られ、その理由についても内部の流動現象の可視化実験により説明している。

本研究では、コンテナに可とう性をもたせ、熱サイフンの利用範囲を拡大することを目的にコルゲート管を採用している。すなわち、このコルゲート管は長尺の場合でも、その運搬に際し巻取ドラムに巻いて輸送することが可能であり、また、肉厚がおおよそ 0.5 mm と薄いにもかかわらず、その断面形状から外圧に強く、たとえば、地中深く埋設する場合にも十分な強

* 昭和 62 年 8 月 20 日 第 65 期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和 62 年 11 月 19 日。

^{*1} 正員、大阪府立大学工学部 (〒591 堺市百舌鳥梅町 4-804)。

^{*2} 大阪府立大学工学部。

^{*3} 大阪府立大学大学院。

^{*4} 正員、(株)田熊総合研究所 (〒530 大阪市堂島浜 1-3-23)。

^{*5} (株)田熊総合研究所。

度をもたせることは容易であり、さらに、軽量そして省資源的であることに特徴がある。

ところが、一般に、熱サイフンの熱輸送特性は、内部での作動流体の流動挙動と密接な関係にある。したがって、平滑管の代わりにコルゲート管を用いた場合には、当然、熱輸送特性に影響し、従来の平滑管の場合の熱伝達率の整理式をそのまま適用することは不可能である。

本報は、この研究の第1報として蒸発部の特性、なかでも蒸発部の熱伝達率について多くの実験データから整理式を得ている。なお、その整理式には傾斜による影響も含まれている。したがって、垂直状態に限らず傾斜をもたせて設置される場合に対しても、その加熱部での蒸発熱伝達率を予測することができる。

記 号

- A : 面積 m^2
 a : コルゲート管の特性値 m
 c_p : 比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 Fr : フルード数
 g : 重力の加速度 m/s^2
 h : 熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
 L : 潜熱 J/kg
 Nu : ヌッセルト数
 n : 指数 [式(3)]
 P_a : 大気圧 Pa
 P_m : 管内圧力 Pa
 Pr : プラントル数
 Q : 熱輸送量 W
 q_h : 熱流束 W/m^2
 R : 熱抵抗 K/W
 Re : レイノルズ数
 T : 温度 K
 V^+ : 作動液の封入率 %
 We : ウェーバ数
 X' : パラメータ [式(7)] $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
 θ : 傾き角
 λ : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
 μ : 粘度 $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 ρ : 密度 kg/m^3
 σ : 表面張力 N/m
 ϕ : 係数 [式(5)]
 添 字
 e : 蒸発部
 l : 液体
 v, g : 蒸気

2. 実験装置と方法

本研究に用いた実験装置の構成の概略を図1に示す。熱サイフンの本体①は全長1310 mmの銅製コルゲート管 (平均径: 24.4 mm, 波高: 1.8 mm, ピッチ: 5.6 mm, 肉厚: 0.5 mm) で製作されている。その下半部の長さ510 mmは蒸発部, 上部の510 mmは凝縮部を形成している。蒸発部は1区画170 mmのシースヒータ②が3連巻かれ, 全長510 mmの蒸発部を構成している。

他方, 凝縮部にはウォータジャケット③を設置し, これにチラー装置により温度管理された一定温度の冷水④を流している。この際, 凝縮部の軸方向の温度分布を可能な限り一様にするようウォータジャケットを3分割し冷却している。したがって, 熱輸送量は, これら三つのウォータジャケットの出・入口の冷却水の温度差と流量計⑤による測定値から算出される。

本研究での作動流体⑥としては, ヒートパイプの作動流体として最も代表的で, その物性値がよく知られている蒸留水を採用している。

温度分布の測定にはサイフンの軸方向に11個のT形熱電対⑦がコンテナの外表面にろう付けされている。なお, コルゲート管の肉厚は0.5 mmと薄く, 材質は熱伝導の良い銅であるため, 熱流束の大きい場合でも管内外の温度差は0.1°C以下と小さい。したがって, 外表面の温度分布は, すなわち内表面の温度分布と考えてさしつかえない。

内部での蒸発と凝縮あるいは沸騰状況を観察する目的でサイフン本体の両端に観察窓⑧, ⑨, さらに, 激しい沸騰の場合の液柱の吹上げ現象⁽¹⁰⁾あるいは, 液滴の飛散状況を観察するためにサイフン中央の断熱部にも観察窓⑩を設けている。

図1 実験装置

さて、実験にさきだち、排気系⑩を真空ポンプに接続しサイフン内の脱気を行う。つづいて作動液注入系⑪を接続し、あらかじめ体積ひょう量している作動液を注入する。本研究では、この作動液の封入量も重要な実験パラメータとして取扱っている。

実験は、まずウォータジャケットに冷却水を流し、つづいてヒータに電気入力することによって始動するのであるが、始動後数 min すると作動液に溶けこんでいた非凝縮性ガスが分離し、凝縮部の端にヒートパイプ特有の分溜作用によって集められる。したがって、再び排気弁をごく短時間 (数 s) 開放してこのガスを排出する。この際、凝縮部の最も端の熱電対の温度上昇と観察窓⑨への蒸気の凝縮の監視によって非凝縮性ガスの十分な脱気を確認することができる。

以上のような準備を完了し、いよいよ本格的な実験に入る。この際、実験パラメータとして作動液の封入量・傾き角・加熱部への入力を設定し、定常作動を確認した後、各部の温度計測を行う。これらの温度測定値と冷却水の流量のデータ処理により温度分布、熱輸送量ならびに熱伝達率を求める。

3. 熱輸送量

3.1 傾き角の影響 二相密閉熱サイフンの特性として、最初に傾き角に対する熱輸送量 Q の変化の一例を蒸発部の平均温度 $\bar{T}_e$ と凝縮部の平均温度 $\bar{T}_c$ との差 $(\bar{T}_e - \bar{T}_c)$ の関係として図2に示す。

まず、図2は、作動流体の封入率 (蒸発部容積に対する封入した作動液量の割合) $V^+ = 40\%$ の場合の結果であり、図2より傾き角 $\theta = 30^\circ$ の場合には、 60° 、 90° (垂直状態) に比して同じ温度差に対して大きな熱輸送量が得られている。これは平滑管の場合で著者らが得た結果⁽⁹⁾と類似の傾向である。このことに関しては、観察窓からの内部現象の直視、さらに現代までの各種の熱サイフンの研究⁽⁹⁾⁻⁽¹¹⁾のなかでも特にガラス管を用いた可視化実験により得られた結果を総合して、次のように考察することができる。

傾き角 30° 付近で大きな熱輸送量が得られることと、沸騰により乱される液体のふるまいとが密接な関連性をもっている。すなわち、液だまりに生じる沸騰気泡の急激な膨張によって、その気泡の上にある液体が凝縮部にまで打ち上げられるのであるが、傾き角 30° 付近で凝縮部の最も深部にまで到達する。これは、実験中に観察窓⑨を通して確認することができた。

一般にこの打ち上げられた液体がその後、下方の蒸発部に向かって流れ下る際、凝縮面に滞留している液滴またな液膜を効果的に洗い流す作用をする。そして、

蒸気を新鮮な凝縮伝熱面に積極的に触れさせ、その結果として凝縮熱伝達率を高めることになる。さらにまた、凝縮面よりも高温の液体が直接打ち上がることに伴う強制熱伝達の熱移動が存在するという二つの効果があるが、この傾き角 30° 近傍ではこれらの効果は特に顕著に現れるのである。このことについては、平滑管の場合も実験的に液体の打上げ周期と打上げ距離を詳細に計測し、文献(10)で報告している。

なお、平滑管とコルゲート管との打上げ液流から見た相違点としては、コルゲート管は非常に大きな凹凸の粗面をもった管、すなわち、大きな摩擦係数をもった管とみなすことができる。したがって、平滑管で得られた特性は、ある程度このコルゲート管にも適用することが可能である。

次に、 90° (垂直状態) では 30° の場合に比して熱輸送量の低下が見られる。これは、上記の説明の裏返しとして説明することができる。すなわち、垂直状態では蒸発部の液だまりから見た凝縮部の位置エネルギーは最も大きく、したがって、同じ沸騰気泡の膨張エネルギーによる液体の打上げ距離は、軸方向に測って最も短くなる。このことが上述の打上げ液流の熱輸送量増加への効果を弱めることになるからである。

以上のことをヒートパイプの特性値の一つである熱抵抗⁽¹⁾ $R = (\bar{T}_e - \bar{T}_c) / Q$ の傾きに対して示すと図3ようになる。図3より、傾き角 30° 付近で最も熱抵抗が小さくなり、したがって、この角度が最も良い熱輸送特性が得られる傾きであるといえる。

3.2 封入量の影響 図4は、封入率 $V^+ = 20\%$ の場合の結果であり、垂直状態ではほぼ正常に作動しているが、これを傾斜させ $\theta = 60^\circ$ 以下にすると蒸発部の上面側に液が十分循環しなくなり、したがって、ここにドライアウトによる高温部が発生する。その結

図2 温度差と熱輸送量 ($V^+ = 40\%$)

果、この図4の横軸の蒸発部と凝縮部との温度差が増大する。これはヒートパイプの一種である熱サイフンの正常な作動状態 (小さい温度差で大量の熱輸送) ではない。このようなドライアウト現象は平滑管の場合には、この封入量よりもさらに小さい封入量で発生していた。これは平滑管に比べコルゲート管では、多量の液体が凝縮部と断熱部の管壁のひだに滞留し、したがって、蒸発部に液不足を生じやすいことによるものであり、このことは観察窓⑩により確認された。

さらに、封入量の多い $V^+=80\%$ の場合の実験をも行ったが、いずれの傾き角においても熱輸送量は上述の $V^+=40\%$ の場合よりも減少する。これは、過剰な液体が沸騰によって常時凝縮部にまで押し上げられていて、有効に作動している凝縮伝熱面積を減少させることによるものである。これも観察窓⑩によって確認されている。

図5には、熱抵抗を封入量の関数として示す。これは最適傾き角 $\theta=30^\circ$ の結果であるが、図5より明らかなように $V^+=40\%$ 付近に熱抵抗の最小値、すなわ

図3 熱抵抗 ($V^+=40\%$, $Q_{in}=2\text{ kW}$)

図4 温度差と熱輸送量 ($V^+=20\%$)

ち最適封入量が存在することがわかる。そして、これ以下では液不足により蒸発部にドライアウトを生じ異常な高温部を発生させる。また、これ以上では過剰液が凝縮面積を減少させる。なお、熱サイフン内の流動現象を見た場合、沸騰により打ち上がる液流が周期的に凝縮部を洗い流すことは凝縮の活性化につながり効果的であるが、常時凝縮部に滞留するようでは、かえって熱輸送性能を悪化させることになるのである。

4. 蒸発熱伝達率

本研究のコルゲート管形熱サイフンの熱輸送量をその蒸発部での伝熱現象としてとらえ、これを表現すると次のようになる。

$$Q = h_e A_e (\bar{T}_e - T_v) \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 h_e : 蒸発部の熱伝達率、 A_e : 蒸発部伝熱面積 (平均直径の円筒面積に波形による 37% 増加の面積を加えたもの)、 $\bar{T}_e$: 蒸発部平均温度、 T_v : 蒸気温度である。

本研究の主目的は、式(1)で定義される蒸発熱伝達率 h_e の整理式を得ることである。そこで、まず本実験結果の検討のために、その比較として平滑管熱サイフンで垂直状態に限られるが、井村らの研究⁽⁷⁾をあげる。これによると蒸発部熱伝達率として次のような整理式が提示されている。

$$h_e = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_h^{0.4}}{\rho_g^{0.25} L^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left(\frac{P_{in}}{P_a} \right)^{0.3} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、図6に本研究により得られた結果とこの井村らの整理式との比較を示す。図6より明らかなように熱サイフンが垂直状態 ($\theta=90^\circ$) で封入量が 80% と多い場合には、ある程度この整理式に近い値をとるが、最適封入量の 40%、さらに、最良の傾き角 30° の場合にはこの整理式の適用は困難である。

図5 熱抵抗 ($\theta=30^\circ$, $Q_{in}=2\text{ kW}$)

図 6 熱伝達率

また、この図6から明らかなこととしては、一般に、熱流束の小さい図の左のほうではコルゲート管の熱伝達率は平滑管のそれよりも大きな値が得られていることである。

ここで、本研究では、熱伝達率に関してあらためて傾き角と封入量を含めた新しい整理式を以下のように導いている。

まず、次元解析の結果、ヌッセルト数 Nu が次式で表されることを見いだした。

$$Nu \propto Re^{*n_1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{n_2} Pr^{*n_3} Fr^{*n_4} \left(\frac{1}{V^+} \right)^{n_5} We^{*n_6} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、各無次元数はそれぞれ次の諸式で示される。なお、*印のついているものは換算蒸気速度⁽¹²⁾ ($q_h/L\rho_v$)を用いた修正無次元数である。

$$Nu = \frac{h_e a}{\lambda_l}, \quad Re^* = \frac{q_h \rho_l a}{L \rho_v \mu_l}, \quad Pr^* = \frac{\mu_l C_{pl}}{\lambda_l}$$

$$Fr^* = \frac{q_h}{L \rho_v \sqrt{g a}}, \quad We^* = \frac{q_h}{L \rho_v \sqrt{\frac{\rho_v a}{\sigma}}}$$

次に、式(3)中の指数 $n_1 \sim n_6$ は、実験データを用いた最小二乗法により計算され、その結果、ヌッセルト数は次式のようにになる。

$$Nu \propto Re^{*1.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.7} Pr^{*1.5} Fr^{*-0.4} \left(\frac{1}{V^+} \right)^{0.5} We^{*-0.6} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$3 \times 10^3 < Re^* < 4 \times 10^4, \quad 0.1 < Fr^* < 1, \\ 10^{-2} < We^* < 10^{-1}$$

さて、これを熱伝達率 h_e について書き換えると、次のようになる。

$$h_e = \psi \cdot X' \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、

$$\psi = 6.40 \times 10^{-2} (\sin \theta)^{-0.52} \quad \dots\dots\dots (6)$$

図 7 熱伝達率

 図 8 係数 ψ

$$X' = \frac{q_h^{0.1} \rho_l^{0.4} \rho_v^{0.3} \mu_l^{0.4} C_{pl}^{1.5} \sigma^{0.3} g^{0.2}}{V^{+0.5} L^{0.1} \lambda_l^{0.5}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$4 \times 10^4 < X' < 2 \times 10^5$$

である。

ここで、熱伝達率 h_e を式(7)のパラメータ X' の関係として示せば、図7のように整理できる。これより明かなように、傾き角 θ に関して平行線上に実験データが分布する。そして、この整理式にはドライアウトが生じるような封入量の少ない場合 (例えば前述の $V^+ = 20\%$) は別として、一般には、封入量の多い場合 (本実験では $V^+ = 80\%$) も含めて表現することができることに特徴がある。

なお、傾き角 θ は式(6)の係数 ψ の中に含まれ、図8に見るように $(\sin \theta)$ の単純な関数で示され、これが図7の傾き角による平行移動量をあたえる。

5. 結 論

コルゲート管形二相密閉熱サイフン (全長: 1310 mm, 平均径: 24.4 mm) に関し、本研究で得られた結

果を要約すれば、次のようになる。

(1) 封入率を変化させた実験では、作動液が過小では蒸発部にドライアウトが生じ、高い熱輸送量が得られない。また、液過剰では、凝縮面の有効な作動を妨げこれも十分な熱輸送量が得られない。量適封入量は蒸発部容積の40%付近に存在する。

(2) 傾き角に関しては、水平から30°付近で熱抵抗が最小となり、すなわち、最良の熱輸送特性が得られる。

(3) コルゲート管形コンテナは平滑管に比し、低い熱流束の作動域で、高い蒸発部熱伝達率が得られる。

(4) 封入量、傾き角を含めた蒸発部熱伝達率は式

(5)によって整理できた。

文 献

(1) 日本ヒートパイプ協会(根岸・大島・伊藤)編, 実用ヒートパイプ, (昭60), 日刊工業新聞社.

(2) Cohen, H. and Bayley, F. J., Heat Transfer Problems of Liquid Cooled Gas Turbine Blades, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **169** (1955), 1063.
 (3) Long, E. L., The Long Thermopile, *Proc. Permafrost Int. Conf.*, (1963), 487.
 (4) Genot, J. and LeGrives, E., *Proc. 4th Int. Heat Transf. Conf.*, Paris, (1970).
 (5) Larkin, B. S., An Experimental Study of a Two-Phase Thermosyphon Tube, *Proc. 84th Annual Meet., Eng. Inst. Can.*, Ottawa, 70-CSME-6 (1970).
 (6) Lee, Y. and Mital, U., A Two-Phase Closed Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **15** (1972), 1695.
 (7) 井村・楠田・緒方・宮崎・阪本, 二相密閉熱サイフン内における熱伝達, 機論, **45**-393, B (昭54), 712.
 (8) 小林・山本・黒木・永田, ウィックレスヒートパイプの熱輸送性能に関する研究, 機論, **51**-465, B (昭60), 1529.
 (9) Negishi, K. and Sawada, T., Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **26**-8 (1983), 1207.
 (10) Negishi, K., Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon, *ISAS Res. Note*, 212 (1983), VII-1-26.
 (11) Negishi, K., Thermo-Fluidynamics of Two-Phase Thermosyphons, *Research and Development of Heat Pipe Technology*, Part I (1984), 193, JATEC.
 (12) 甲藤, 伝熱概論, (昭55), 315, 養賢堂.