

水平な自軸まわりに回転する直管
ヒートパイプの性能に関する研究

大塚吉則

水平な自軸まわりに回転する直管
ヒートパイプの性能に関する研究

大塚吉則

水平な自軸まわりに回転する直管
ヒートパイプの性能に関する研究

大 塚 吉 則

目 次

記 号 の 説 明

第1章 序 論	1
1.1 本研究の工学的背景	1
1.2 本研究の工学的意義と目的	5
1.3 本論文の構成	6
第2章 作動液の流動形態	8
2.1 はじめに	8
2.2 実験装置と実験方法	10
2.2.1 実験の範囲と条件	10
2.2.2 実験装置と方法	11
2.3 実験結果	11
2.3.1 封入液の流動形態	11
2.3.2 流動形態の遷移する回転数	15
2.4 無次元数による遷移回転数の整理	17
2.4.1 次元解析による流動形態の解析	17
2.4.2 遷移点の無次元表示	19
2.5 他の二相流動への無次元式の適用	26
2.6 回転ヒートパイプと流動形態との関連	27
2.7 むすび	28

第3章	平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能	29
3.1	はじめに	29
3.2	作動液とその封入法	30
3.2.1	作動液の選定	30
3.2.2	作動液の封入法	31
3.3	不凝縮気体の残存と発生	33
3.3.1	ヒートパイプと不凝縮気体	33
3.3.2	製作時の残存空気	34
3.3.3	銅パイプと水との適合性の検討	36
3.4	供試パイプ	37
3.5	熱輸送性能実験の装置と方法	39
3.6	実験結果の信頼性	41
3.6.1	供試ヒートパイプの製法に基づく誤差	41
3.6.2	実験と測定法に基づく誤差	41
3.6.3	実験結果の再現性	42
3.7	回転ヒートパイプ温度分布	43
3.8	平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能	45
3.8.1	重力支配域での熱輸送性能	45
3.8.2	慣性力支配域での熱輸送性能	50
3.9	作動液の最適封入率	52
3.10	重力支配域での熱伝達率	57
3.10.1	受熱部と放熱部との熱抵抗	57
3.10.2	受熱部の熱伝達率	59
3.10.3	放熱部の熱伝達率	62

3.11	むすび	65
第4章	熱伝達促進法とその効果	66
4.1	はじめに	66
4.2	供試伝熱面	66
4.3	微細構造面をもつヒートパイプの熱輸送性能	69
4.3.1	多孔質伝熱面	69
4.3.2	のこ歯状フィン伝熱面	72
4.4	熱伝達率	73
4.4.1	重力支配域での受熱部熱伝達率	73
4.4.2	慣性力支配域での受熱部熱伝達率	75
4.4.3	のこ歯状フィン面の放熱部熱伝達率	76
4.5	その他の伝熱促進法	77
4.5.1	縦溝付きヒートパイプの熱伝達率	77
4.5.2	段付きヒートパイプの熱輸送性能	78
4.6	むすび	80
第5章	対流熱伝達を用いた回転ヒートパイプの性能	81
5.1	はじめに	81
5.2	供試ヒートパイプと実験方法	82
5.2.1	供試ヒートパイプ	83
5.2.2	実験装置および方法	83
5.3	実験結果とその検討	83
5.3.1	作動液の流動状況	83

5.3.2	ヒートパイプ表面温度分布	85
5.3.3	熱輸送性能	86
5.4	平均熱伝達率	90
5.5	むすび	91
第6章	横軸水車スラスト軸受冷却への適用	93
6.1	はじめに	93
6.2	水車軸受の冷却	96
6.2.1	適用水車	96
6.2.2	供試ヒートパイプ	96
6.2.3	温度予測	99
6.3	実験結果とその検討	101
6.3.1	実験方法	101
6.3.2	回転数変化実験	101
6.3.3	定格連続実験	102
6.4	むすび	104
第7章	結 論	105
	謝 辞	109
	参 考 文 献	110

記号の説明

- A : ヒートパイプ内表面積 m^2
- A_D : ヒートパイプ内で液に浸っている部分の面積 m^2
- A_U : ヒートパイプ内で液から露出している部分の面積 m^2
- D : 円筒 (ヒートパイプ) 内径 m
- D_O : ヒートパイプ外径 m
- d : 内筒内径 m
- d_O : 内筒外径 m
- En : 無次元回転数 (式 (3・1))
- En^* : 遷移回転数における En の値
- En^+ : 増速時に液の一部が貼り付く回転数における En の値
- F : 修正係数 (式 (3・10))
- g : 重力の加速度 (9.807 m/s^2)
- h : 熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_{bo} : 受熱部底部の熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_c : 放熱部熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_e : 受熱部熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_{ev} : 受熱部露出部の熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- h_o : 薄膜蒸発熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- i : 蒸発潜熱 J/kg
- k : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$
- k_i, k_i' : 定数 (第2章)
- L : 円筒 (ヒートパイプ) 有効長さ m

L_e : 受熱部 (=放熱部) 長さ m
 N : 回転数 1/s
 N^* : 遷移回転数 1/s
 N^+ : 一部貼り付きの生じる回転数 1/s
 N' : 閉そくの生じる回転数 1/s
 P_f : ねじピッチ m
 P_s : 飽和圧力 Pa
 Q : 熱入力 W
 q_c : 放熱部熱流束 W/m^2
 q_e : 受熱部熱流束 W/m^2
 R_1, R_2, R_3, R_4 : 伝導の熱抵抗 $^{\circ}C/W$
 R_{CD} : 凝縮熱抵抗 $^{\circ}C/W$
 R_{Ei} : 沸騰熱抵抗 $^{\circ}C/W$
 R_{OD} : 対流熱抵抗 $^{\circ}C/W$
 R_{si}, R_{so} : 接触熱抵抗 $^{\circ}C/W$
 T_C : 放熱部パイプ温度 $^{\circ}C$
 T_{CL} : ヒートパイプ軸心温度 $^{\circ}C$
 T_e : 受熱部パイプ温度 $^{\circ}C$
 T_P : パイプ壁温 $^{\circ}C$
 T_S : 飽和温度 $^{\circ}C$
 T_{TH} : 軸受温度 $^{\circ}C$
 T_W : 水温 $^{\circ}C$
 ΔT : 温度差 ($\equiv T_e - T_C$) $^{\circ}C$
 $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \epsilon, \xi, \eta$: 定数 (第2章)

ρ : 液の密度 kg/m^3

ρ_g : 蒸気の密度 kg/m^3

μ : 液の粘性係数 $\text{Pa}\cdot\text{s}$

ν : 液の動粘性係数 m^2/s

σ : 液の表面張力 N/m

ϕ : 液の封入率 (=液の容積/円筒の内容積)

ω : 角速度 $1/\text{s}$

Ca : キャピラリ数 = $\mu^2 g D / \sigma^2$

Fr : フルード数 = $D N^2 / g$

Ga : ガリレオ数 = $\rho^2 g D^3 / \mu^2$

Nu : ヌセルト数 = $h D / k$

Re : レイノルズ数 = $\rho D^2 N / \mu$

Rer : 回転レイノルズ数 = $\rho D^2 \omega / \mu$

We : ウェーバー数 = $\rho D^3 N^2 / \sigma$

第 1 章 序 論

1.1 本研究の工学的背景

本研究は「水平な自軸まわりに回転する直管ヒートパイプの性能」に関するものである。それ故、「ヒートパイプ」に関して原理、種類、特徴などについてここで明示しておくことが本論文の叙述に役立つと考えるので、これらについて概説する。

ヒートパイプは、密閉容器中に一定量の蒸発しやすい液体（作動液）のみを封入し、この液の相変化を利用して熱を輸送する素子をいう。作動液は高温の受熱部で蒸発し、蒸気は低温の放熱部へ流動、凝縮する。このとき、受熱部では液の蒸発により蒸気圧力が上り、一方放熱部では凝縮によって圧力が下るので、受熱部から放熱部への蒸気の流動は比較的容易におこなわれる。

しかし凝縮液の受熱部への還流には別の力を必要とする。静止状態で用いるヒートパイプでは毛細管力（狭義のヒートパイプ）か、重力（サーモサイホンと呼ばれる）を用いることが多い。

毛細管力を利用するヒートパイプの概念はGaugler〔1-1〕が1942年に発明した。その後1963年にGrover〔1-2〕〔1-3〕が具体的データを添えて改めて特許にした。彼はヒートパイプという名をここで始めて用いた。それ故、今日彼は「ヒートパイプの父」と呼ばれる。一方ヒートパイプの理論はCotter〔1-4〕がほぼ完成した。

狭義のヒートパイプは図1・1(a)に示す構造をもつ。容器内面にウィックと呼ぶ多孔性物体を装着していることに特徴がある。凝縮液はウィック中を毛細管力によって受熱部へ還流する。したがって受熱部と放熱部との位置関係に制限がない。無重力下で使用できるので宇宙機器に搭載されるほか、地上でも用いられる。一方サーモサイホンでは、図1・1(b)に示すように、凝縮液は重力で還流する。そのために放熱部を受熱

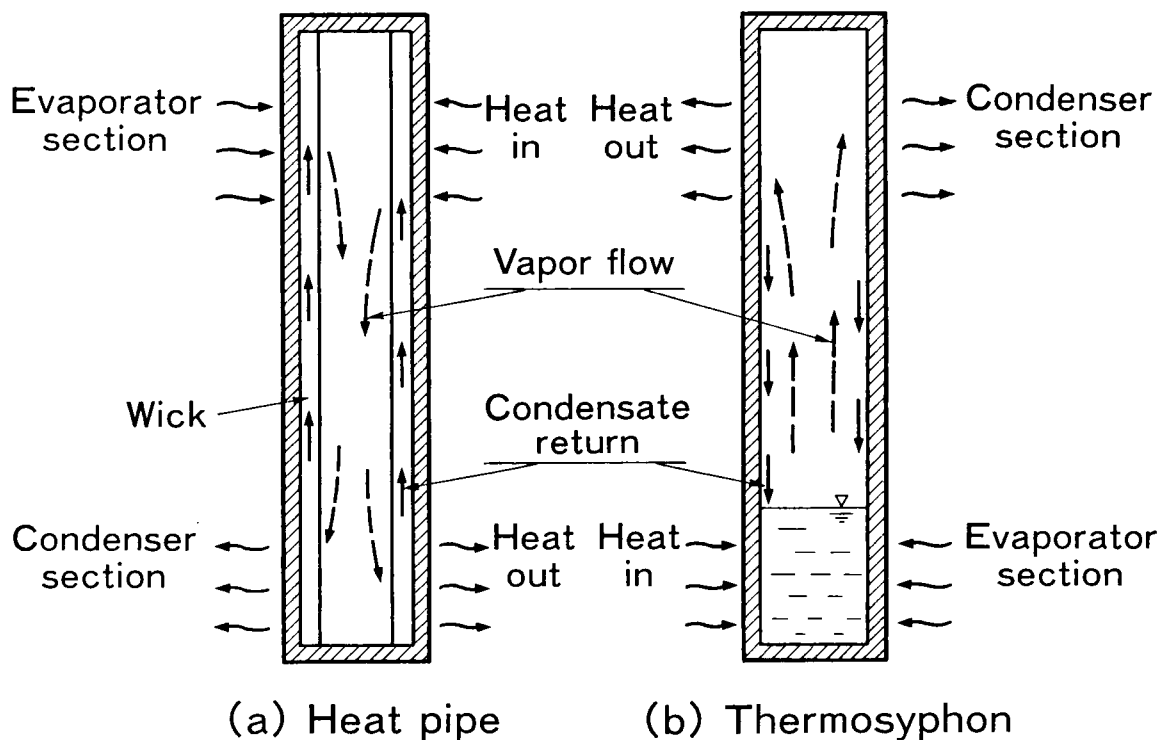


図1・1 ヒートパイプとサーモサイホンの説明図

部より高い位置に設置する必要がある。製作費が比較的安価なので、大形のを廃熱回収に用いることが多い。

回転ヒートパイプは回転状態での使用を予定したヒートパイプである。通常は回転軸が水平で、ヒートパイプ軸と回転軸とが一致したものを指す。両者が一致しないものをリボルビング・ヒートパイプと呼ぶ。回転ヒートパイプはGray〔1-5〕,〔1-6〕が提案した。Grayの発明した回転ヒートパイプは、図1・2に示すように、先細の円錐台形よりなる放熱部に一段と内径の大きい円筒形の受熱部を接続した形状をもつ。放熱部のテーパによって生じる遠心力の差を液の還流に利用していることに特徴がある。すなわち回転時には受熱部が液溜めとなり、放熱部には薄い液膜が形成されている状態を想定している。したがって、DanielsとWilliams〔1-7〕, Marto〔1-8〕らに代表される回転ヒートパイプの研究はテーパをもつ凝縮部の性能に関する理論および実験に集中している。回転ヒートパイプは回転電機、機械の冷却に用い

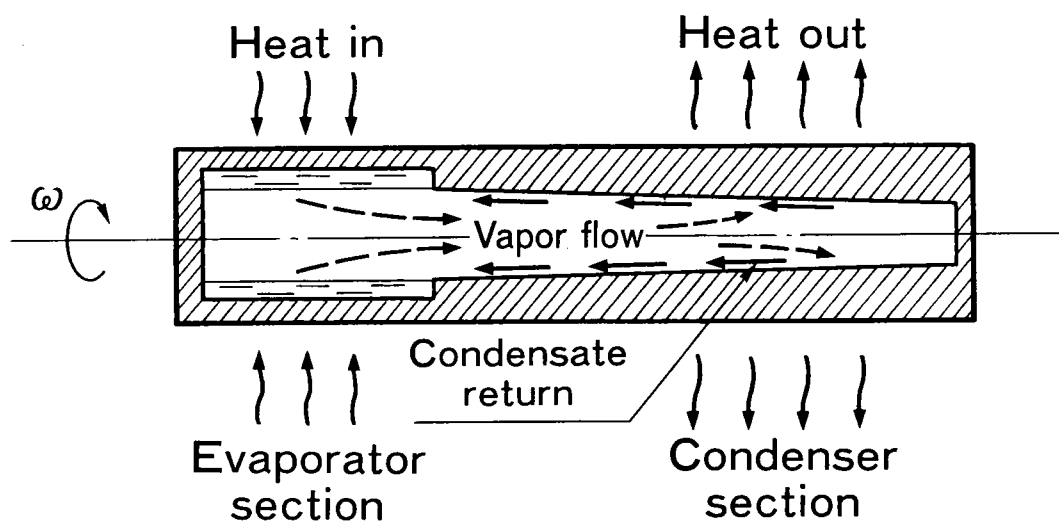


図1・2 Gray〔1-5〕が発明した回転ヒートパイプの説明図

る。

ヒートパイプには作動液のみを封入する。作動液は作動温度範囲で凝固しない液体から選ぶ。したがって電機機械の冷却に用いる回転ヒートパイプでは水またはフロン冷媒を用いることが多い。熱輸送に相変化を用いるのでパイプ内に作動液より沸点の低い流体が混在すると（たとえば作動液に水を用いたときの空気）、作動時の温度条件では気体の状態で存在し（不凝縮気体と呼ぶ）、性能を低下させる（第3章参照）。したがって作動液と反応して気体を発生する材料を容器として用いることは避けなければならない。

ヒートパイプの特長の第1は何らの外部動力も要しないことである。第2の特長は相変化を利用することに起因する。すなわち、相変化の熱伝達率は一般に大きいので熱輸送性能がよくなる；また蒸発潜熱は顕熱変化量と比較して大きいので熱輸送量が大きくとれる；などである。

以上がヒートパイプに関する概要であり、本研究の工学的背景をなすものである。

1.2 本研究の工学的意義と目的

本研究は回転ヒートパイプ、特に回転軸が水平でヒートパイプの回転軸とパイプの中心軸とが一致し、内面が直管形状である回転ヒートパイプの性能に関するものである。

回転状態で使用する電機機械は静止部分と回転部との間で摩擦損失を生じたり、動力の伝達に伴う損失を内部で発生したりする。軸受は前者の例であり、モーターは後者の例である。この損失は発熱という形で現われるので、回転機器は一般に冷却を必要とする。回転機器の冷却には困難を伴うことが多い。発熱源が機器の内部にあって冷却源との間に熱抵抗となるものが多く存在するからである。したがって内部で発生した熱を冷却源まで熱抵抗や時間遅れを少なくして輸送する手段があれば、回転機器の冷却性能は向上し、ひいては機器の小形化、軽量化につながる。

回転機器の軸中心に挿入して用いる回転ヒートパイプはこの要求に答えるものである。相変化を利用するので熱抵抗が小さく、応答も早いのである。また熱を冷却源の近くまで直接もち出せるという利点もある。

本研究はこのような用途に供する回転ヒートパイプの中、パイプ内面が直管形状、すなわち内面にテーパや段差をもたないヒートパイプを対象とする。従来研究されてきた回転ヒートパイプは図 1・2 に示したような形状をしているので、軸径の細かい場合や軸長が長い場合には利用できないのは明らかである。軸長の軸径に対する比の大きな機器で冷却を要するものは多い。このような場合には図 1・3 に示す直管形状のヒートパイプがふさわしい。従来直管形状のヒートパイプは液の還流が困難であるとしてかえりみられず、わずかに受熱部と放熱部との間に段差があって、放熱部にテーパのない形状のものが Marto ら〔1-9〕によってとりあげられたことがあるにすぎない。

本研究の目的は直管形状の回転ヒートパイプの熱輸送特性を明らかにすることにより、この形状の回転ヒートパイプが工業上実用に供し得ることを示すことにある。さ

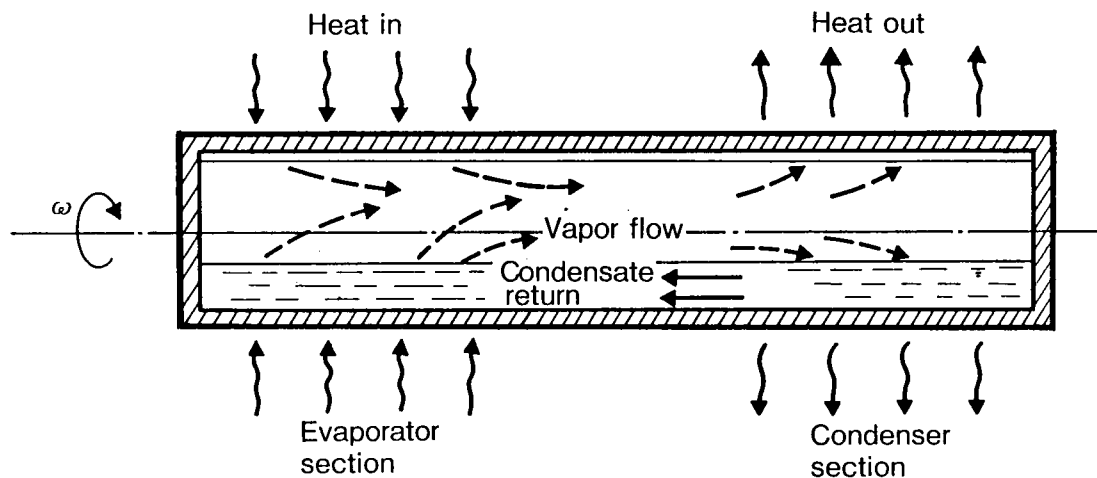


図1・3 本研究で対象とする回転ヒートパイプの説明図

らにくわしくいえば、

第1の目的は回転ヒートパイプの作動液の流動形態と、これに影響する因子とを明らかにすることである。作動液の流動形態と熱輸送性能とは密接に関連するからである。

第2の目的は平滑内表面をもつ直管回転ヒートパイプの熱輸送性能を作動液の流動形態と関連付けて明らかにし、回転ヒートパイプの熱設計が容易におこなえるようにすることである。

第3の目的は、内表面の微細構造化の工夫、対流熱伝達の利用などによる回転ヒートパイプ適用範囲拡大の試みの効果を調べることである。

第4の目的は以上のことを総合して直管回転ヒートパイプが工業上有効に実用できることを示すことである。

1.3 本論文の構成

本論文は7章よりなり、本章の他に第2章から第6章までが本文で、第7章は結論である。以下に各章の内容を、前節に述べた本研究の目的と関連付けて略述する。

「第2章 作動液の流動形態」では作動液の流動形態を可視実験で観察する。実験は透明アクリル製パイプに水、R-113またはシリコンオイルを封入しておこなう。パイプの有効長さは400 mm、内径は28、60および90mmである。実験の結果から作動液の流動形態に影響する因子を見だし、流動形態が重力支配の状態から慣性力支配の状態へ遷移する回転数を表わす無次元式を提示する。そして回転ヒートパイプの熱輸送性能が急変する回転数が流動形態の遷移回転数と一致することを検証する。

「第3章 平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能」では回転ヒートパイプの熱設計の基礎データを得ることを目的として、内表面の平滑な直管回転ヒートパイプの熱輸送性能を系統的に調べる。実験は有効長さ480 mmで内径が37 mmと28 mmの2種類の純銅製ヒートパイプに蒸留水を封入しておこなう。第2章の流動形態の観察結果と対比するため、無次元表示した回転数をもとに、作動液の封入率や回転数が熱輸送性能に及ぼす影響について調べる。そしてこの結果から、作動液の最適封入率を提案する。さらにヒートパイプの熱抵抗を受熱部と放熱部とに分け、それぞれの熱伝達率を求める。

なお、上記の実験に先立って、容器（パイプ）材料としての銅と作動液としての蒸留水との適合性、作動液の封入法について検討する。

「第4章 熱伝達促進法とその効果」では直管回転ヒートパイプの適用範囲を拡大するための熱輸送性能向上の試みについて実験する。熱伝達促進法として微細構造面をとりあげ、熱輸送性能を測定し、熱伝達率を平滑面と比較する。その際、放熱面では微細構造面は作動液中に没して効果が少ないことを実験的に確認する。

実験は微細構造面の他に軸方向の溝付パイプ、放熱部の内径が受熱部内径より小さいパイプについてもおこなう。

「第5章 対流熱伝達を用いた回転ヒートパイプの性能」では回転ヒートパイプの適用可能範囲を拡大する他の1つの試みをする。熱輸送に対流熱伝達を、液の流動に

アルキメデスのポンプの原理を利用した回転ヒートパイプである。前2章の回転ヒートパイプの実験と同一諸元のパイプで実験し、適用可能範囲とそこでの熱輸送性能とを調べる。

このヒートパイプは鋼製の回転軸を容器として用いることができるので、価格が安く、パイプと回転軸との間の接触熱抵抗もなくすることができることが特長である。

「第6章 横軸水車スラスト軸受冷却への適用」では第5章までの結果を総合して回転ヒートパイプの設計をおこなう手法を述べる。そして例として水車軸受の冷却をとりあげ、予測値と実測値とを比較して、設計データの妥当性と直管回転ヒートパイプの実用性とを検証する。

「第7章 結論」では第6章までの各章の結論を総括的に述べる。

第 2 章 作動液の流動形態

2.1 はじめに

本章では水平な自軸まわりに回転する円筒内に部分的に封入した液の流動形態を実験的に調べた結果について述べる。ここで「部分的に」とは封入液の容積が円筒内容積より小さい場合のことをいう。

本章でヒートパイプ作動液の流動形態をとりあげたのは、第 3 章以下で詳述するように、回転ヒートパイプの性能が作動液の流動形態にかかわっていることが明らかになったからである。

著者は、図 1・3 に示す直管回転ヒートパイプの熱輸送性能は回転数がある値を越すと急激に低下し、この現象に封入液の流動形態の変化がかかわっていることを見いだした。可視実験によると、低速回転時には封入液は重力の支配下において円筒底部を流動するが、回転数がある値以上になると慣性力のために液は円筒内面に張り付いて剛体回転を始める。また一たん剛体回転状態になった液は、その状態から回転数を減じて増速時と同一の回転数では重力支配の状態に戻らず、相当に低い回転数に至ってはじめて、一気に円筒底部に落下する。この現象が回転ヒートパイプの熱輸送性能の変化と酷似するのである。

図 2・1 に直管回転ヒートパイプの熱輸送性能の一例を示す。図の横軸は回転数、縦軸は温度差である。増速過程では温度差（特に $T_s - T_c$ ）は回転数が 1000 rpm 付近で急激に増加（性能が低下）する。次にこの状態から減速すると、440 rpm に至って始めて元の性能曲線に戻る。すなわち、上述の流動形態の遷移する状況と一致する。

したがって作動液の流動形態の遷移回転数の予測法を確立することは回転ヒートパイプの設計にとって必須の要件であることが理解できる。本章の目的は、回転円筒中に封入した液（直管回転ヒートパイプの作動液）の流動形態に影響する因子とその関

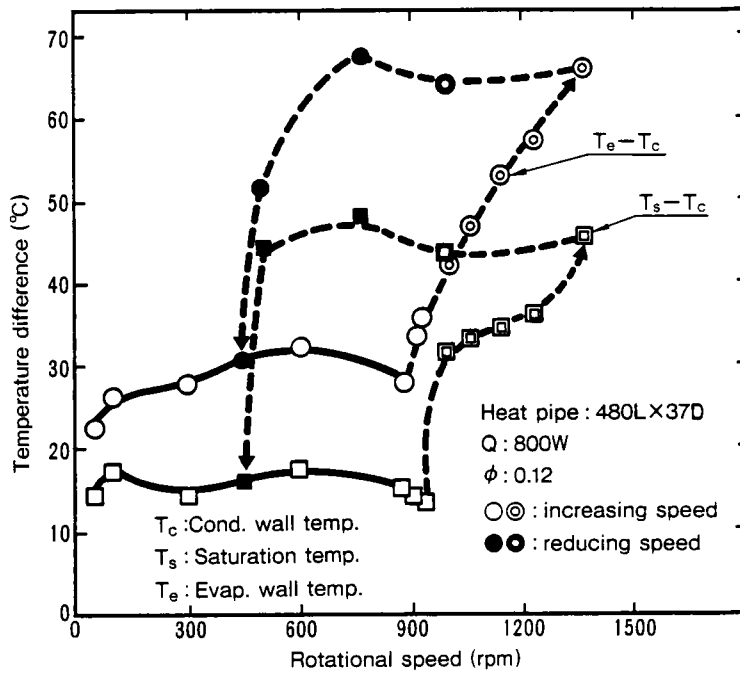


図2・1 平滑直管回転ヒートパイプ熱輸送性能

(高回転数(>1000rpm)における作動液の張り付きを示唆する温度差の上昇を示す)
 (◎●は数分間隔で測定したデータである)

与の程度とを明らかにするとともに、流動形態の遷移回転数におけるこれらの因子間の関係を見だし、これによって回転ヒートパイプの設計を容易にすることである。

回転円筒内の液の流動についてはKuoら〔2-1〕, KarweitとCorrsin〔2-2〕などの観察結果がある。KarweitとCorrsinは水平回転円筒中の液の流動が回転数によって3つの異なる状況を示すことを確かめた。すなわち、(1)低速時には液は円筒の底部に溜り、薄い液膜が残りの全面をおおう(2)次に円周に沿ったしま状パターンが生じる(3)最後に液は剛体回転に至る、というのである。そして(2)のしま状パターンの形成に影響する要因として①回転数、②円筒内径、③液の密度、④表面張力、⑤封入量、を示唆している。また回転数の増速時と減速時とにおいて流れの状況に相異のあることを予測している。この研究は回転円筒封入液の流動の理解には役立つが、残念なことに定量的に把握されていない。

一方この問題を理論的にとりあげた研究, たとえば Gans [2-3], は主として剛体回転の状態のみを対象としている。

本章ではまずヒートパイプの作動液として用いられる水および R-113, これらと物性値の異なるシリコンオイルを供試液として可視実験をおこない, 流動形態を観察するとともに流動形態の遷移する回転数を求めた。次にこの実験から封入液の流動状況を規定する因子を定め, 次元解析により遷移回転数を表わす無次元式を求めた。最後に回転ヒートパイプの熱輸送性能の変化する回転数がこの遷移回転数と一致することを確かめた。本章ではこれらについて述べる。

2.2 実験装置と実験方法

2.2.1 実験の範囲と条件

回転機器の冷却に用いるヒートパイプは通常, 内径20~50mmで, 作動液に水または R-113 を用いることが多い。ここではこれらのことと観察の便宜などを考慮して, 供試円筒に有効長さ 400 mm, 内径28, 60および90mmのものを用いた。円筒の材料は側面, 端面ともに透明アクリルである。

供試液には水, R-113 の他にシリコンオイル (K F 96-20, 信越化学工業製) を用いた。この最後のものは物性値 (特に粘性係数) が前の2つと大きく異なるので, 実験結果への一般性の付与という観点から選んだ。

回転数は 100 ~ 1600 rpm の範囲で変化させ, 封入率 (円筒内容積に占める液の容積の割合) は 0.05 ~ 0.65 の範囲で実験した。供試円筒と液のうち, 実験をおこなった組合せを表 2.1 に, 供試液の代表的な物性値 [2-4] [2-5] を表 2.2 に示す。

表 2・1 供試円筒と封入液との組合せ

Liquid \ D (mm)	28	60	90
Water	○	○	○
R-113	○	○	○
Silicon oil	○		○

(○：実験を行った組合せ)

表 2・2 封入液の主要物性値 (25°C)

	ρ	μ	σ
	kg/m ³	kg/m·s	kg/s ²
Water	997	$\times 10^{-3}$ 0.90	$\times 10^{-2}$ 7.17
R-113	1565	0.68	1.73
Silicon oil	950	20	2.08

2.2.2 実験装置と方法

供試円筒は両端を軸受で支持し、直流モーターに直結、駆動した。回転数の調整は印加電圧でおこない、測定には非接触式回転計（小野測器製）を用いた。

実験では一定量の液を封入した円筒を停止状態から増速し、液の一部が円筒に張り付くに至る回転数と、液が完全に張り付いた状態になる回転数（この回転数を以後、増速時の遷移回転数または遷移点という）とを求めた。次に液が完全に張り付いた状態から減速し、その液が円筒底部に落下するに至る際の回転数を求め、これを減速時の遷移点とした。

実験では目視の他に写真撮影もおこなった。写真撮影は、35mm カメラで、ASA 100 フィルムを用いて 1/100 秒の露出時間でおこなった。端面、側面および上面のいずれの面から撮影する場合も、もっとも近い面に焦点を合わせた。液の部分が明りょうに判別できるように、R-113 はオイルレッドで、水とシリコンオイルとはメチルオレンジで、それぞれ薄く着色してある。

なお、本章で述べる実験では加熱、冷却はおこなっていない。

2.3 実験結果

2.3.1 封入液の流動形態

封入液の流動形態が回転数によって変化する状況は、円筒径や液の種類によって大差はなく、遷移時のフローパターンが著しく異なる例は見られなかった。そ

ここで、ここでは代表例として内径28mmの円筒にR-113を封入した場合について述べる。

封入率 $\phi = 0.2$ の場合の流動形態の変化を図2・2に示す。端面から写真撮影したもので、回転数が小さいときは(200 rpm)、液のごく一部が回転に伴って円筒内面に沿って引き上げられて薄い液膜を形成し、液の大部分は円筒底部に留まる。すなわち、重力支配形の流動形態である。回転数を増すにつれて(400~1000 rpm)、引き上げられる液量が増し、底部の液層が薄くなり、それにつれて円筒内周の液膜が厚くなる。そしてついにはすべての液が円筒内周に張り付く(1200 rpm)。次に側面から観察した例を図2・3に示す($\phi = 0.2$)。回転数が小さい間は引き上げられる液は軸方向に均一な液膜を形成するが(800 rpm)、回転数を増すと

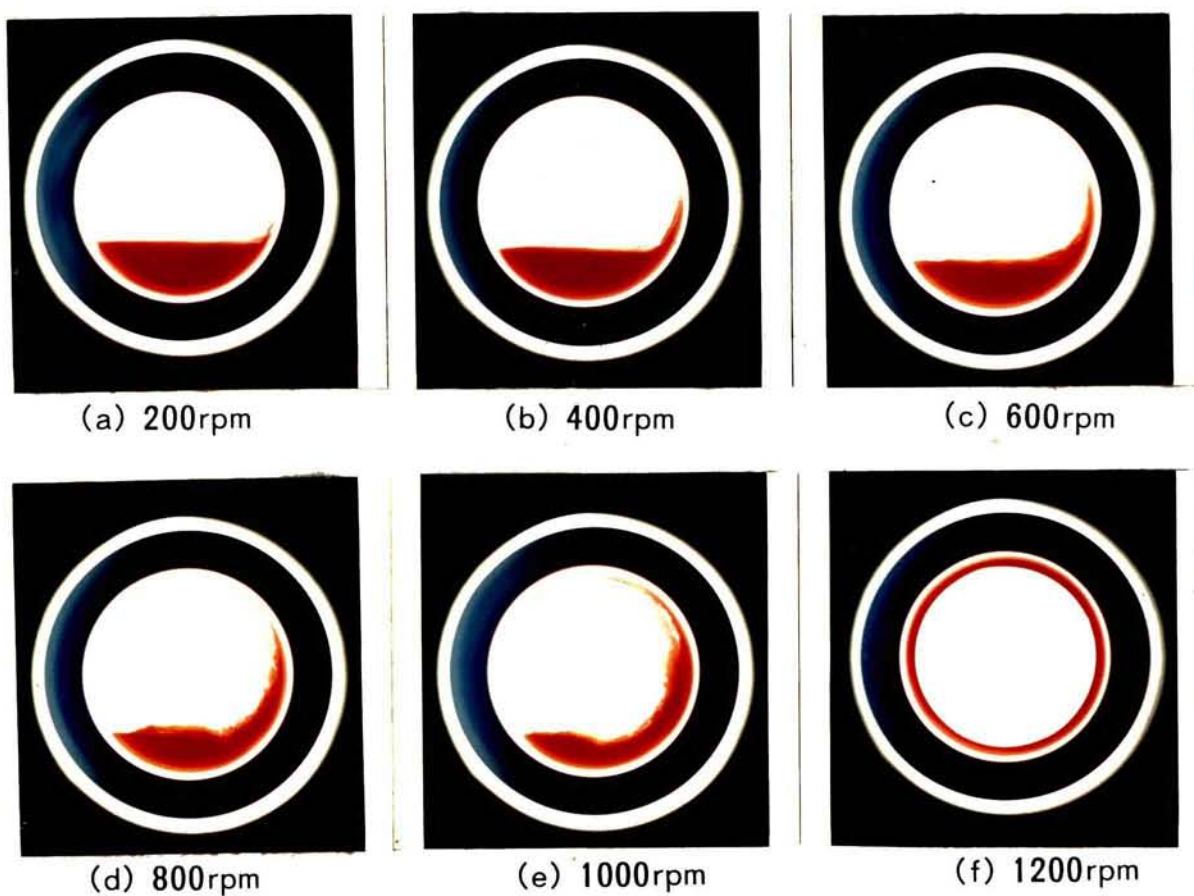
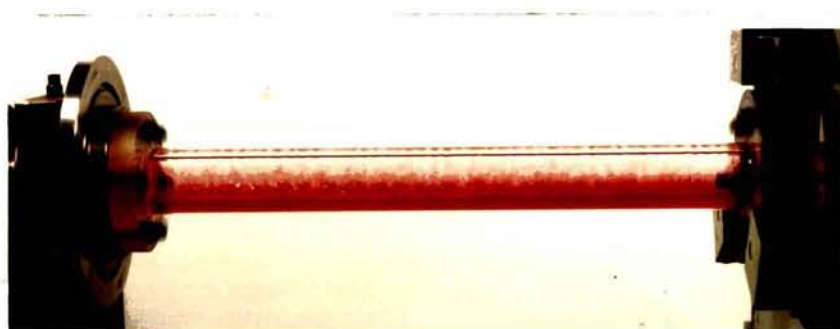
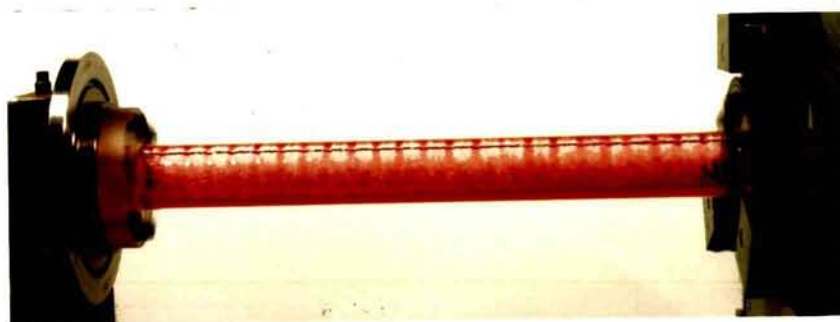


図2・2 回転円筒封入液の流動形態(1)
($D=28\text{mm}$, $\phi=0.20$, R-113)

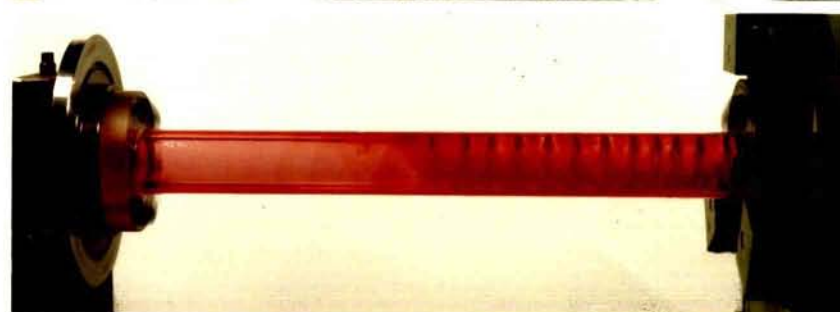
ほぼ一定間隔にしま状パターンが生じる(1000 rpm)。さらに増速すると、通常円筒の一端側から液が完全に円筒内面に張り付き、剛体回転する慣性支配の状態となる(図2・2, 2・3: 1200 rpm)。図2・3(c)の状態まではその状態から減速すると、同一回転数での流動形態は増速時とほぼ同一の様相を示す。しかしさらに増速して円筒内面の全域が剛体回転状態になると、その状態から減速しても増速時と同じ流動形態とはならず、剛体化したままで推移する。すなわち、遷移のヒス



(a) 800rpm



(b) 1000rpm



(c) 1200rpm

図2・3 回転円筒内封入液の流動形態(2)
($D=28\text{mm}$, $\phi=0.20$, R-113)

テリシスが観察される。さらに減速を続け、回転数がある値以下になると液は円筒内面から離脱し、底部に落下する。この現象は通常ほとんど瞬時に生じ、現象の開始から終了までの間に増速時に見られたような遷移の中間状態（しま状パターン）はない。減速途中からわずかな液面のゆれが観察されるのみである。

次に上記のような流動形態の変化が生じる理由について考えてみる。

回転円筒内に封入した液に作用する外力には、(1)重力、(2)慣性力の他に(3)粘性力、(4)表面張力を考えることができる。回転数が小さいときには重力が支配的で、ごく一部の液が円筒内面との間の粘性力によって引き上げられる。増速が進むと慣性力が増し、それにつれて引き上げられる液量も増すが、慣性力も引き上げられた液の全量を円筒内面に沿って回転させるには至らず（頂部附近から落下する液が観察される）、液は不安定な状態にあると考えてよい。このような条件下では表面張力の影響が相対的に大きくなり、液面が安定を保つように作用し、液の表面積を減少させるように働く。それがしま状パターンとなって表われる（これに類似したしま状パターンは鉛直面に沿って流下する液においても観察されている〔2-6〕）。さらに回転数を増すと完全な慣性力支配の状態となる。一方減速時には粘性力と表面張力の影響が相対的に小さいので、増速時のような中間状態を経ずに慣性力支配から重力支配の状態への直接の遷移が生じる。

これが上記の現象に対する著者の解釈である。

なお、流動形態が遷移する過程で現われたしま状パターンは、回転数を増すにつれてはじめ薄く、やがて明確に、円筒全域にわたって現われる。この現象は、封入率 ϕ が $0.08 < \phi < 0.42$ の範囲では ϕ の値にかかわらず現われた。また円筒径 D が 28, 60, 90 mm のいずれの場合にも見られた。

しま状パターンのピッチは、例として、 $D = 28 \text{ mm}$, $\phi = 0.2$, $N = 1000 \text{ rpm}$ で平均 14.4 mm, $D = 90 \text{ mm}$, $\phi = 0.15$, $N = 600 \text{ rpm}$ で平均 34.4 mm などが観察

できた。ピッチはかならずしも等間隔ではなく、最大1 : 0.75程度の幅があった。

2.3.2 流動形態の遷移する回転数

図2・4にR-113の遷移回転数 N^* を示す。横軸は液の封入率（液の容積／円筒の内容積） ϕ ，縦軸は回転数 N である。この図より以下のことが読みとれる。

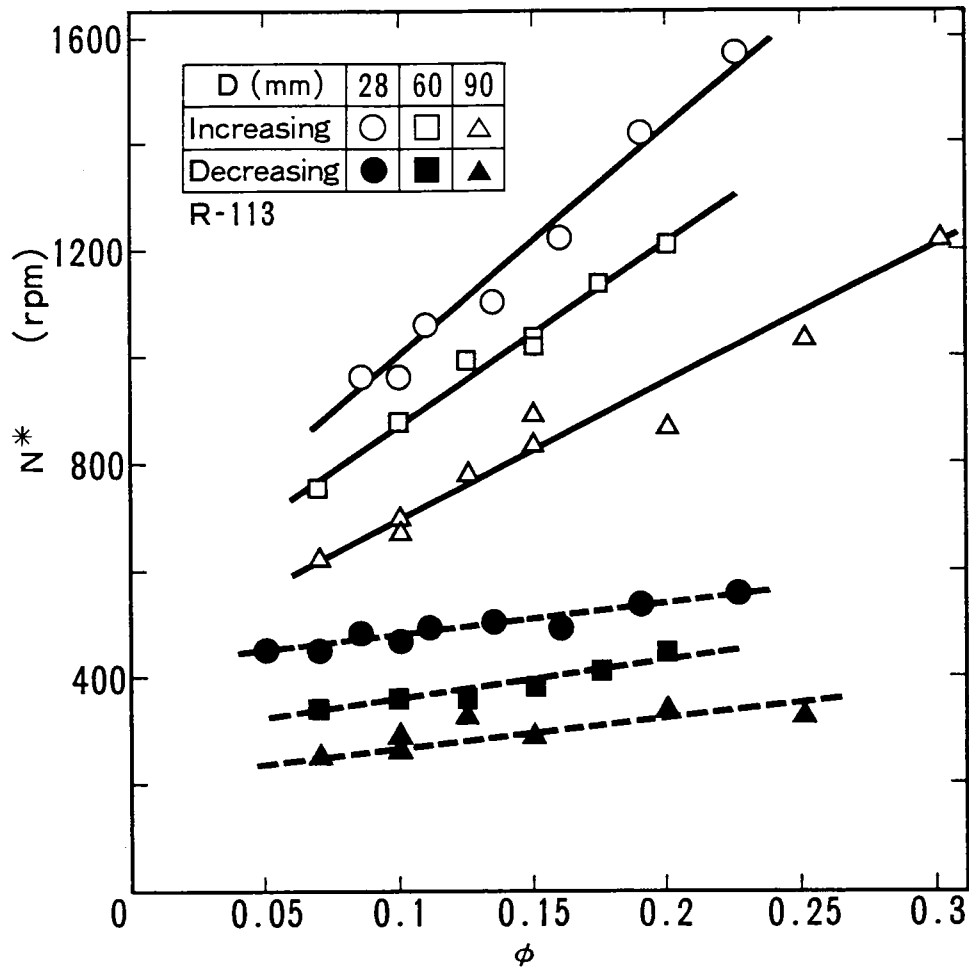


図 2・4 回転円筒内封入液の流動形態遷移点(1)

- (1) 増速時の N^* は ϕ の影響を受け、 ϕ が増すにつれて N^* も大きくなる。
- (2) 円筒内径 D が大きいほど N^* は小さい。
- (3) 減速時の N^* に及ぼす ϕ の影響は増速時のそれと比較して小さい。

次に図 2・5 は封入液としてシリコンオイル (K F 96-20) を用いた場合の結果である。

- (4) N^* は R-113 の場合と比較して小さい。

例えば、 $D=28\text{mm}$ 、 $\phi=0.16$ の場合についてみると (増速時)、 $R=113$ では 1220 rpm であるに対し、シリコンオイルでは 650 rpm と約 53% になっている。これは両者の物性の相異に起因するものと考えられる。この例では、表 2・2 に示すように粘性係数の相異が著しく、シリコンオイルは R-113 の

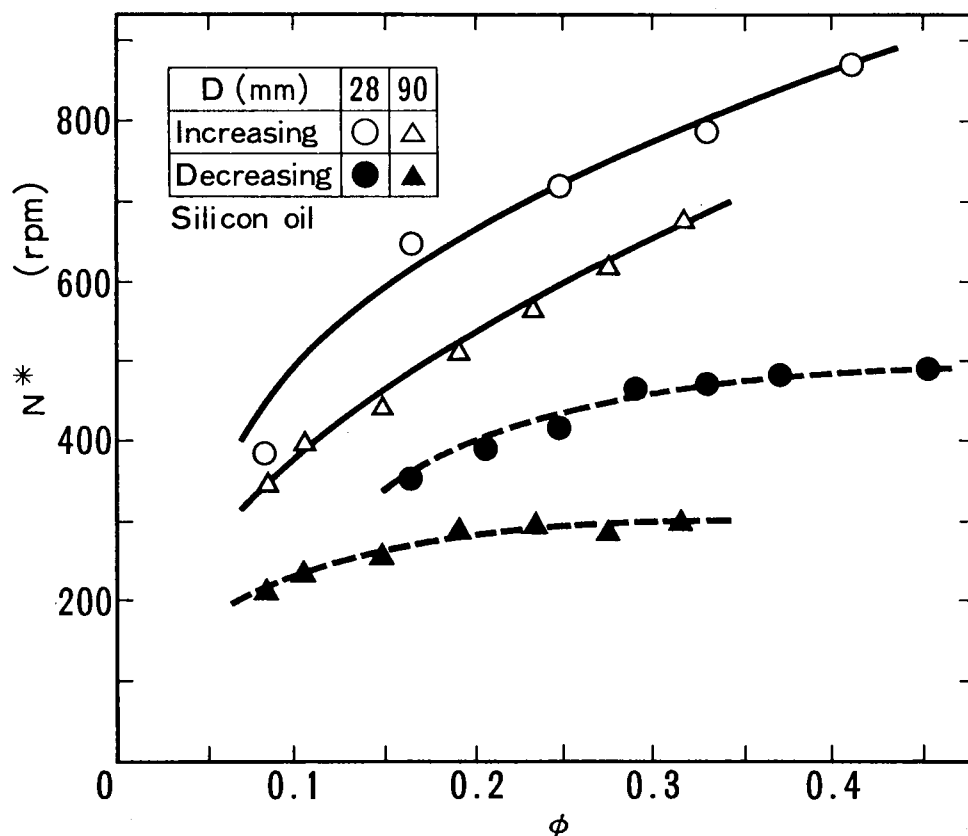


図 2・5 回転円筒内封入液の流動形態遷移点(2)

約30倍である。このことから液の物性も流動形態の遷移に影響を及ぼしていると結論付けられる。

図2・4, 2・5は円筒全面にわたって液が張り付いた回転数であるが, 図2・6には円筒の一端側約1/4の部分に剛体化の現象が生じるに至った回転数を $R=113$ について示した。一部張り付きの開始から完全張り付きまでの回転数幅は封入率の大きいほど大きい傾向にある。回転ヒートパイプでは, 特に封入率の大きい場合に遷移点より小さい回転数で温度差(図2・1の $(T_e - T_c)$)が増加する現象が見られる。これが液の一部貼り付きと関連すると考えられる(第3章第8節参照)。

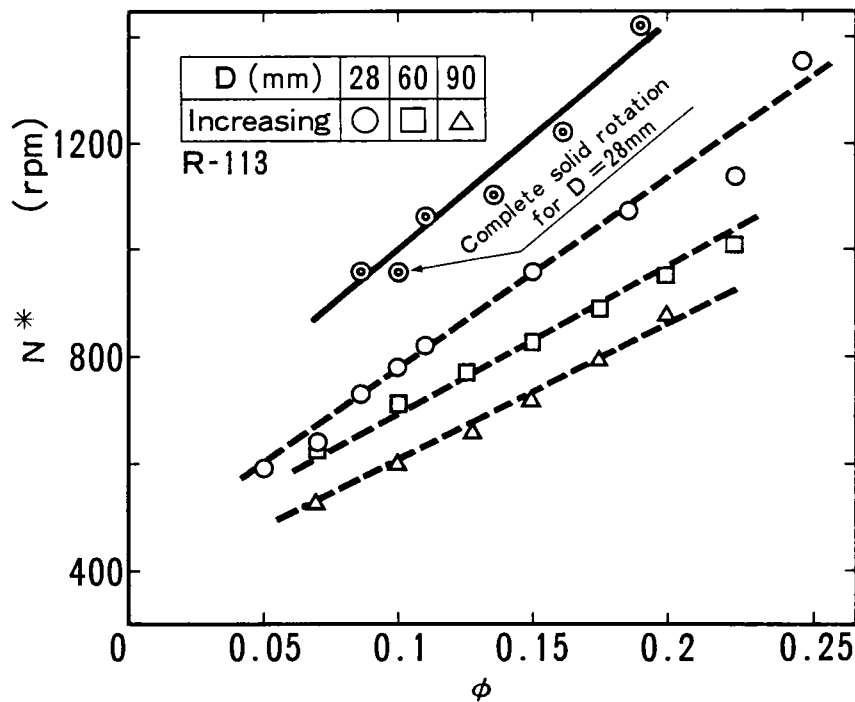


図2・6 液の一部が剛体回転を開始する回転数

2.4 無次元数による遷移回転数の整理

2.4.1 次元解析による流動形態の解析

前節で述べたように水平な自軸まわりに回転する円筒内の液の流動形態は, あ

る回転数（遷移点）を境として重力支配形から慣性力支配形へ遷移する。この遷移点は、(1)円筒の形状、(2)液の封入量、(3)液の物理的性質の影響を受ける。そこでこれらの中に存在するであろう一定の法則が見いだせれば、回転ヒートパイプ設計の有力な手段となる。回転ヒートパイプの熱輸送性能は遷移点を境に急変するからである。ここでは次元解析によりこれをおこなう。

まず、円筒内の液の流動形態を規定する因子として以下のものを挙げる事ができる。

- (1) 円筒の形状に関する因子：内径 D ，有効長さ L
- (2) 作動条件に関する因子：回転数 N ，封入率 ϕ
- (3) 液の物性に関する因子：密度 ρ ，粘性係数 μ ，表面張力 σ
- (4) その他：重力の加速度 g

ここに、円筒の有効長さ L を加えたのは、観察の結果から、遷移の現象が円筒の一端から生じて、増速するにつれて他端へと及んでいくことが判明したからである。

上記の因子と遷移の生ずる回転数 N^* との関係を次のように書く。

$$N^* = k_1 D^\alpha \rho^\beta \mu^\gamma g^\delta \sigma^\epsilon \phi^\xi L^\eta \quad (2 \cdot 1)$$

各因子の次元を式 (2・1) に代入して整理すると、指数の消去方法によってそれぞれ異った形式の無次元式を得ることができる。ここでは、封入液の流動形態が重力支配の状態から慣性力支配の状態へ遷移する回転数に着目して、この回転数に及ぼす他の因子の影響を明らかにすることが目的であるので、次の形で表わす。

$$\left[\frac{DN^2}{g} \right] = k_1 \left[\frac{\rho^2 g D^3}{\mu^2} \right]^\beta \left[\frac{\mu^2 g D}{\sigma^2} \right]^{-\delta} \left[\frac{L}{D} \right]^\eta \phi^\xi \quad (2 \cdot 2)$$

ここに表われた無次元数 [2-7] はそれぞれ次のような意味をもつ。

(DN^2/g) はフルード数 Fr で、回転の慣性力と重力との比である。

$(\rho^2 g D^3/\mu^2)$ はガリレオ数 Ga で、 $Ga \equiv Re^2/Fr$ の関係がある。 Ga は重力と粘性力の相対的大きさを表わす指標である。

$(\mu^2 g D/\sigma^2)$ はキャピラリ数 Ca で、 $Ca \equiv We^2/Re^2 \cdot Fr$ の関係がある。したがって上の流動条件下での表面張力の影響を示す指標である。

2.4.2 遷移点の無次元表示

A. 増速時の遷移点

遷移点における式 (2・2) 中の定数 k_1 および指数 β, δ, η, ξ を求めるため、前節で述べた水、 $R = 113$ およびシリコンオイルの回転数増加時の遷移点のデータから最小2乗法で各無次元数の指数を定めたところ、下の式 (2・3) を得た (式 (2・3) の算出に用いた物性値は測定時の液温に相当する値をあてた)。

$$Fr = 0.684 (Ga)^{0.11} (Ca)^{-0.08} (L/D)^{-0.21} \phi^{0.91} \quad (2 \cdot 3)$$

式 (2・3) を図示し、実測値と比較したものが図 2・7 である。同図では

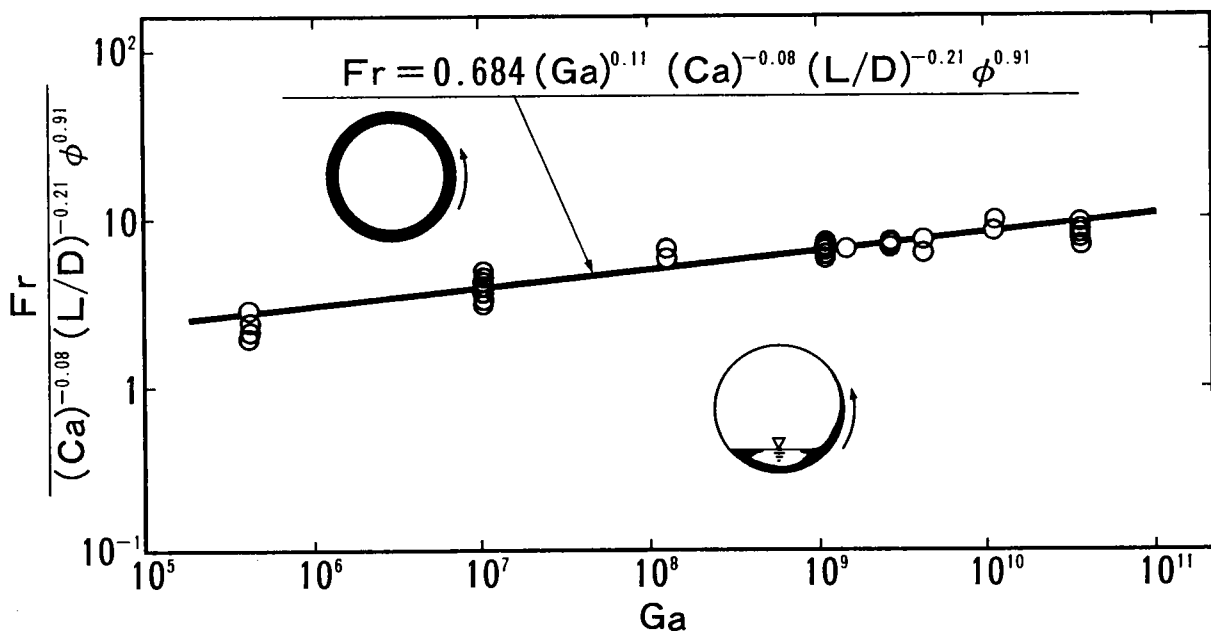


図 2・7 回転数増加時の流動形態遷移点

等しい Ga を有するデータ点が複数個固まってプロットされているが、これらは同じ円筒と液とを用いて得たデータで、異なるのは封入率 ϕ のみである。式 (2・3) における各無次元数の範囲は、 $3 \times 10^5 < Ga < 4 \times 10^{10}$, $8 \times 10^{-5} < Ca < 1.3$, $4.4 < (L/D) < 15$, $0.08 < \phi < 0.42$ である。また式 (2・3) における各無次元数の指数の確率誤差の推定値 [2-8] は次のとおりである; Ga : 0.003, Ca : 0.005, (L/D) : 0.022, ϕ : 0.034。

ところで前節に述べた可視実験は封入率 ϕ が 0.05 ~ 0.65 の範囲でおこなったが、式 (2・3) に採用した ϕ の範囲は $0.08 < \phi < 0.42$ とこれより狭い。この範囲外のデータは式 (2・3) との差が小さくなかったので採用しなかった。差の生じる原因は、以下に述べるように流動形態の相異に原因があるものと考えられる。

まず ϕ の値が小さいときは、大串ら [2-9] も $\phi = 0.055$ の条件で確認しているように、特に表面張力が大きい水を用いた実験では ϕ の大きなきとは異なった流動形態を示すからである。すなわち、図 2・8 に示すように (同図は円筒の鉛直上面より撮影している) 回転数を増していくと、封入液は円筒中央部に引きよせられ、両端に液の存在しない部分が生じる (600 rpm)。この状態は完全な剛体回転状態になると消滅する (900 rpm)。慣性力が支配的になるからである。

次に封入率 ϕ がおおむね 0.5 より大きいときは、目視によれば回転数の小さいときから相当厚い液膜が形成されており、封入率の小さな場合とは異なった状況が観察される。内表面のうち、液からの露出部分の比率が小さくなるためと思われる。

このように、 $0.08 < \phi < 0.42$ の範囲とそれ以外とでは流動形態の遷移する状況が異なり、このことに遷移回転数自体も影響されたものと考えられる。

式 (2・3) で Ga 及び Ca の指数が小さいことから、遷移に及ぼす粘性力と表面張力の影響は比較的小さいと考える。これは遷移点に近づくときほとんどすべて



(a) 100rpm



(b) 600rpm



(c) 900rpm

図2・8 低封入率の流動形態
($D=28\text{mm}$, $\phi=0.075$, 水)

の液が円筒内面に沿って引き上げられ、円筒とともに回転しているという状態を考えると理解できる。

一方 ϕ の影響はかなり大きい。観察から推定すると、円筒底部の最後の液滴が引き上げられて円筒とともに回転するに至る回転数が遷移点であるから、 ϕ が大きいほどその液滴の位置は円筒中心に近いので、そこに働く慣性力は円筒内面におけるよりは小さい。したがって高い回転数を要すると考える。すなわち ϕ は見かけの円筒内径を小さくする働きをしている。このように、遷移現象を支配するのは、主に液に働く慣性力と重力のバランスである。

式(2・3)によれば、流動形態の遷移する回転数を表わす Fr と、液の封入率、液の物性を代表する Ga と Ca 、および円筒の諸元との間の関係が $\pm 10\%$ の精度で

表わせることが見い出せた。回転ヒートパイプでは作動液が重力支配の状態であれば熱輸送性能がよい(第3章参照) のであるから、

$$\frac{Fr}{(Ga)^{0.11} (Ca)^{-0.08} (L/D)^{-0.21} \phi^{0.91}} < 0.684 \quad (2 \cdot 4)$$

となるように封入率 ϕ を定めればよい。

B. 減速時の遷移点

円筒内面に液が張り付いた状態から回転数を減じていく場合の遷移点に対しても同様にして次式が得られる。

$$Fr = 0.163 (Ga)^{0.05} (Ca)^{-0.01} (L/D)^{-0.05} \phi^{0.44} \quad (2 \cdot 5)$$

上式を図示し、実測値と比較したものが図2・9である。式(2・5)の適用範囲は $0.06 < \phi < 0.65$ である他は式(2・3)におけるものと同一である。

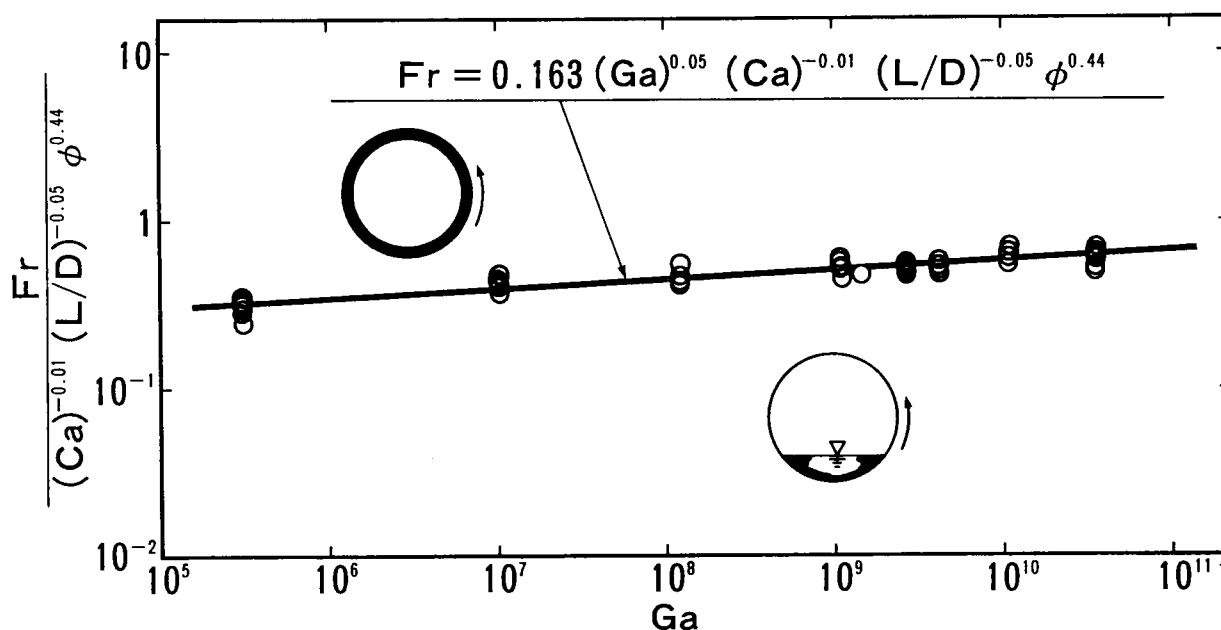


図2・9 回転数減少時の流動形態遷移点

式(2・5)における各無次元数の指数の確率誤差の推定値は、 $Ga : 0.002$ 、 $Ca : 0.003$ 、 $(L/D) : 0.012$ および $\phi : 0.020$ である。

式(2・5)では式(2・3)とは異なり、 ϕ についての全範囲の実測値を採用している。これは減速時の流動形態は前述のように ϕ によっては相異しないからである。

式(2・5)は式(2・3)よりもさらに Ga 、 Ca 等の影響が小さい。これは液の落下現象が粘性力や表面張力によって一層影響されないことを示し、落下がほとんど瞬時に起ることと対応している。また ϕ の影響も小さい。張り付き現象が液の内表面での液滴の張り付きによって完了するのに対し、液の落下は全体としての液塊が円筒から離脱する現象であるので、液層の中心(重心)について考えるのが適当であるためと考える。

C. 増速途中で液の貼り付きの始まる回転数

前節で述べたように増速時の液の貼り付きは円筒の一端側から始まり、増速とともに他端に及ぶ。貼り付きの開始は突然に生じるので、実験に際して特定することに若干の困難を伴う。したがって実測値は真の値より少し大きくなっている可能性もある。このことを考慮に入れたうえで、貼り付き開始点を無次元表示すると次の式(2・6)が得られる。式(2・6)を図示したものが図2・10である。

$$Fr = 0.481 (Ga)^{0.10} (Ca)^{-0.10} (L/D)^{-0.31} \phi^{0.88} \quad (2 \cdot 6)$$

式(2・6)の各無次元式の指数は式(2・3)のそれとごく近い。そこで式(2・6)の指数を式(2・3)の指数と合わせて書き直すと次の式(2・7)となる。

$$Fr = 0.455 (Ga)^{0.11} (Ca)^{-0.08} (L/D)^{-0.21} \phi^{0.91} \quad (2 \cdot 7)$$

式(2・6)(及び式(2・7))における無次元数の範囲は、液の封入率 ϕ の範囲が $0.05 < \phi < 0.35$ であるのを除き式(2・3)におけるものと同一である。 $\phi > 0.35$ の条件では液の厚みが増して観察が困難であった。

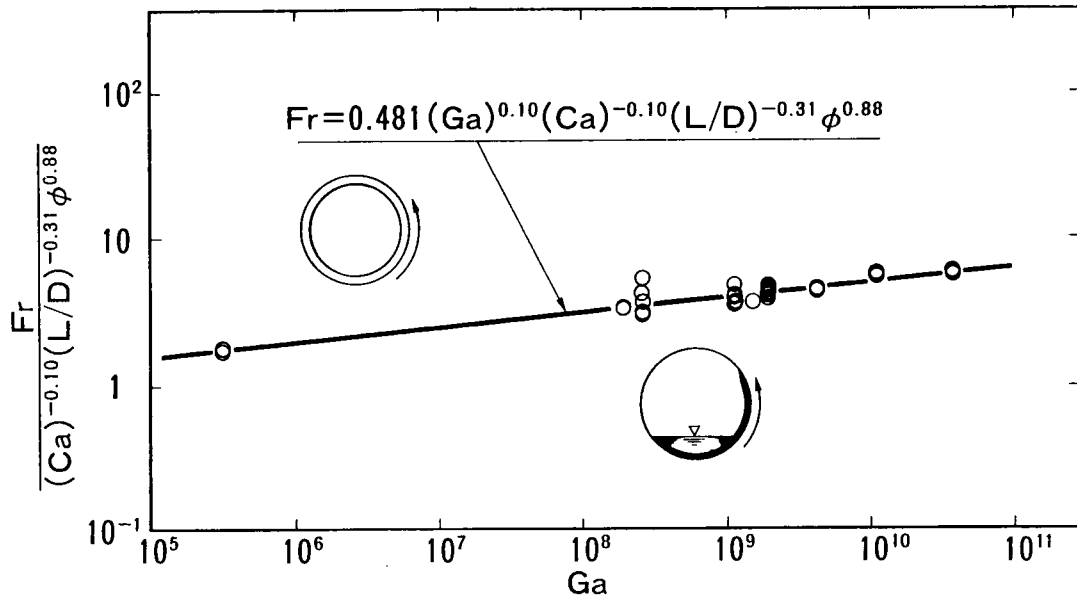


図2・10 回転数増加時に液の貼り付きが始まる
回転数

D. 円筒長さの異なる場合の遷移点

以上に述べた無次元式(2・3)および(2・5)は、円筒の有効長さを $L = 400$ mmに固定し、内径 D のみを変化させ、その結果、 $4.4 < (L/D) < 15$ の範囲で実験した結果に基づいている。本研究の結果を工業上実用に供する場合、モーターなどでは (L/D) がこの範囲にある可能性が高いが、軸長が長くなる場合もある；第6章で述べる水車はその例である。ここではこのような条件への式(2・3)および式(2・5)の適用の妥当性を検証するため、 L の長い円筒を用いておこなった実験の結果について述べる。

実験は $L = 780$ mm, $D = 28$ mm ($L/D = 28$)の円筒に水を封入しておこな

った。封入率 ϕ の範囲は $\phi = 0.1 \sim 0.35$ である。図2・11に増速時の遷移点を式(2・3)と比較して示す(○印)。図2・11にはまた、Lの短い場合の例として、L = 130 mmの円筒を用いた実験の結果も示してある(□印; 封入液はR-113)。

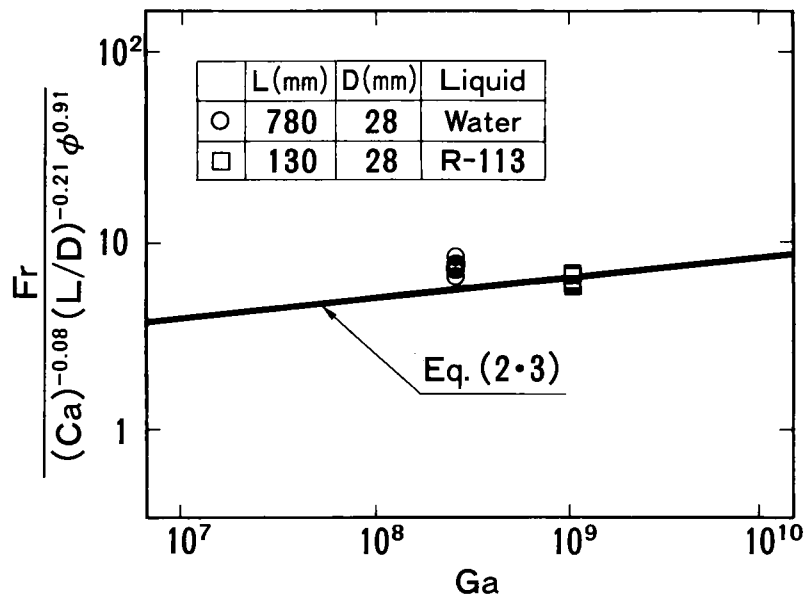


図2・11 回転数増加時の流動形態遷移点
(円筒長さの異なる場合)

L = 780 mmの結果についての特徴は下記に要約できる。

- (1) 増速時の遷移回転数の実測値は、式(2・3)による予測値より少し大きく、平均1.09倍となった。
- (2) $\phi = 0.1$ の条件で、図2・8(b)におけるものと同様の流動形態となった(したがって図2・11に示したものは $\phi = 0.15 \sim 0.35$ の場合の結果である)。
- (3) 減速時には遷移(液の落下)は瞬時には起らず、増速時と同じく、円筒の先端から生じる現象がみられた。そして遷移回転数の実測値に対する、式(2・8)による予測値の比は ϕ の増加とともに小さくなった(平均値は約1.0)。

次にL = 130 mm(L/D = 4.6)では、増速時、減速時ともに $\phi = 0.1 \sim 0.$

35 の範囲で、予測値の実測値に対する差は10%以下となった。

なお本研究の公表後、本研究を引用した2つの研究が大串ら〔2-9〕およびKatsutaら〔2-10〕によって報告された。大串らは $L = 800 \text{ mm}$, $D = 34 \text{ mm}$ ($L/D = 23.5$)の円筒にR-113および水を封入して可視実験をおこない、著者の実験と同様の流動形態の遷移現象が生じることを確かめた。また、Katsutaらは $L = 520 \text{ mm}$, $D = 35.5 \text{ mm}$ ($L/D = 14.6$)のパイプを用いて可視実験と熱輸送実験をおこない、式(2・3)および式(2・5)が±10%の精度で実測結果と一致することを確認している。

2.5 他の二相流動への無次元式の適用

式(2・3)および(2・5)は回転ヒートパイプの作動液以外の液についての実測値も含めて求めてあるので、回転体中での二相流動を伴う他の例にも適用できる。ここでは尾形〔2-11〕による液体ヘリウムを封入した回転タンクの遷移点の実測値と比較してみる。この例では $L = 1600 \text{ mm}$, $D = 300 \text{ mm}$ ($L/D = 5.3$)であるが、 $\phi (= 0.86)$, $Ga (= 4.12 \times 10^4)$ の2つの無次元数が前節の実験の範囲外の値となっている。この実験では、遷移点の確認を回転タンクに取り付けた液面計からの信号の変化でおこなっている。

結果は表2・3に示すように、減速時については実測値が300 rpmであるのに対し、式(2・5)による予測値は325 rpmで、差は8%である。一方増速時についての式(2・3)による予測値は1690 rpmで、実測値(575 rpm)の約3倍となった。

これは第3節で述べたように、減速時の遷移点が液の物性などの影響をほとんど受けないのに対し、増速時には、液の封入率などによって流動形態の遷移する状況が異なるからである。したがって式(2・3)の適用に際しては各因子(特に封入率 ϕ)

の値が、式(2・3)を求めた実験の範囲内にあることを確認する必要がある。

表2・3 回転円筒中の液体ヘリウムへの無次元式の適用

L (mm)	D (mm)	$\frac{L}{D}$	ϕ	Ga	Ca	$\frac{\text{Eq. (2.3)}}{\text{Meas.}} =$	$\frac{\text{Eq. (2.5)}}{\text{Meas.}} =$
1600	300	5.33	0.86	4.12×10^{14}	2.98×10^{-3}	$\frac{1690}{575} = 2.94$	$\frac{325}{300} = 1.08$

2.6 回転ヒートパイプと流動形態との関連

図2・1は回転ヒートパイプの熱輸送性能を測定した実験結果の一例である。この図はL = 480 mm, D = 37 mm (L/D = 13.0)のパイプに蒸留水を封入率 $\phi = 0.12$ となるように封入した場合の結果を示す。横軸は回転数N, 縦軸は熱入力800 Wの条件における受熱部と放熱部との温度差($T_e - T_c$)および飽和温度と放熱部との温度差($T_s - T_c$)を示す。増速時にはN = 1000 rpmになるまでは温度差は回転数の影響を受けない。ところがN = 1000 rpmを越えると温度差は急激に増加する。一方この状態から減速するとN = 440 rpmに至って温度差が突然減少する。この現象は第3節に述べた回転円筒封入液の流動形態の変化する状況に酷似する。

そこで上記の回転数と、式(2・3)および式(2・5)による遷移回転数の予測値とを比較したところ、表2・4に示す値を得た。すなわち、増速時では予測値と実測値とがほぼ一致し、減速時についても式(2・5)による予測値は421 rpmで実測値(440 rpm)との差は4%であった。また表2・4には封入率 $\phi = 0.40$ の条件での結果の比較も示す。この場合も予測値と実測値との差は8%以下となった。

以上のことから、回転ヒートパイプの熱輸送性能が急激に変化する回転数は作動液の流動形態の遷移する回転数と一致すると結論付けることができる。

表 2・4 回転ヒートパイプ温度特性の急変する回転数の検証

L (mm)	D (mm)	L/D	ϕ	Ga	Ca	Eq. (2・3) =	Eq. (2・5) =
						Meas.	Meas.
480	37	13.0	0.12	4.92×10^8	7.20×10^{-5}	$\frac{1000}{1000} = 1.00$	$\frac{421}{440} = 0.96$
			0.40			$\frac{1740}{1900} = 0.92$	$\frac{549}{570} = 0.96$

(作動液：蒸留水)

2.7 むすび

水平な自軸まわりに回転する円筒に封入した液の流動形態を観察する可視実験を、水、R-113 およびシリコンオイル (KF96-20) を用いておこない、流動形態が重力支配形から慣性力支配形へ遷移する回転数を求めた。次にこの結果に基づき、次元解析によりこの回転数が次式によって±10%以内の精度で表わせることを見いだした。

(1) 増速時

$$Fr = 0.684 (Ga)^{0.11} (Ca)^{-0.08} (L/D)^{-0.21} \phi^{0.91}$$

各無次元数の変域は、 $3 \times 10^5 < Ga < 4 \times 10^{10}$, $8 \times 10^{-5} < Ca < 1.3$,

$4.4 < (L/D) < 15$, $0.08 < \phi < 0.42$ である。

(2) 減速時

$$Fr = 0.163 (Ga)^{0.05} (Ca)^{-0.01} (L/D)^{-0.05} \phi^{0.44}$$

各無次元数の変域は $0.06 < \phi < 0.65$ である他は増速時と同一である。

また回転ヒートパイプの熱輸送性能が急激に変化する回転数に上式を適用し、増速時、減速時ともに実測値と上式による予測値とが一致することを確認した。

第3章 平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能

3.1 はじめに

本章では直管回転ヒートパイプの中、内表面が平滑なヒートパイプの熱輸送性能について述べる。本研究の結果を工業的に適用しようとする対象は回転電機機器の冷却である。具体例としては横軸水車の軸受冷却、可変速モーターの冷却などがある。これらの例での最高回転数は前者で 900 rpm、後者では 1600 rpm 程度である。この回転数範囲では、第2章で述べたように、作動液はおおむね重力支配の流動形態にある。

ところで、従来の回転ヒートパイプに関する研究では作動液の流動形態が慣性力支配の状態にあることを前提としていた〔3-1〕。これは Gray〔1-5〕〔1-6〕の提案になる回転ヒートパイプの形状が、図1・2に示したように、放熱部にテーパを有する形であったことによる。この形のヒートパイプでは受熱部と放熱部での作動液の流動と熱移動の現象はそれぞれ明確に区分して考えられた〔3-1〕。すなわち、受熱部での熱移動は回転体中での沸騰現象として理解されたので、性能予測には回転ボイラーなどでの実験結果の適用が意図されたようである。したがって回転ヒートパイプとしての受熱部の研究は見あたらない。一方放熱部については凝縮液の流れを伴ったテーパ部の膜状凝縮を前提とした研究が進められていた〔3-2など〕。その結果として低速回転時には作動液の還流は困難になるとされていた〔3-3〕。したがってこれらの研究の結果を本研究が対象としている直管回転ヒートパイプの設計に適用することや、ヒートパイプ内部の現象を説明することに直接用いられないことは明らかである。

本章は平滑直管回転ヒートパイプの熱輸送性能を、前章で論じた作動液の流動形態や封入率と関連させて明らかにし、これによって回転ヒートパイプの熱設計が容易におこなえるようにすることを目的とする。

本論文では「熱輸送性能」ということばは、ヒートパイプの熱入力(Q)を受熱面と放熱面との間に生じる温度差 (ΔT) で除した値を表わすものとし、以下では、Qが一定のときの ΔT (小さい方が好ましい) で代表させている。

本章では、平滑ヒートパイプの熱輸送性能を系統的に調べた結果について述べる：最初に作動液の封入率、回転数などが熱輸送性能に及ぼす影響を調べ、流動形態と関連付けて整理した。次にこの結果から作動液の最適封入率について論じた。最後にヒートパイプの熱抵抗を受熱部と放熱部とに分離してそれぞれの特徴を述べ、代表的な作動条件での熱伝達率を求めた：これらについて述べる。

以上の議論に入る前に作動液のパイプへの封入法について不凝縮気体の影響と合わせて検討した結果を記す。ヒートパイプは相変化を利用するので、不凝縮気体が存在するとその分圧に応じて熱輸送性能が低下する。したがって、実用上はもちろん、実験においても不凝縮気体のろう入、発生を防ぐ必要がある。不凝縮気体が存在すると得られた結果の再現性、信頼性が正しく評価できないからである。

本章と次章に述べる実験には、作動液として蒸留水を、パイプ (容器) 材料として純銅を用いた。これらの選択の過程と理由についてもふれる。

3.2 作動液とその封入法

3.2.1 作動液の選定

ヒートパイプの作動液に要求される性質には熱輸送性能、価格、安全性、安定性などの面でいくつかの条件がある。それらの中では熱輸送性能が高いことが特に重要である。

本研究の結果の適用を意図しているのは回転電機機器の冷却の分野である。これらに用いるヒートパイプの作動温度は0 ~ 100℃の範囲となる。これは、たとえば水車軸受冷却の場合は軸受メタル温度の上限が55℃、モーター冷却の場合は

固定子巻線温度上昇の許容値が 100℃であることなどによる。

この温度範囲で利用可能な作動液の中、水とフロン系冷媒との安全性が比較的高いと判断して予備実験の対象とした。後者の中では R-113 の 0.1 MPa (大気圧) での飽和温度が 47℃に相当し、作動時の圧力が常圧に近いという利点があるので、R-113 を選んだ。

回転ヒートパイプで実験した結果、R-113 の熱伝達率は受熱部、放熱部ともに水 (蒸留水) の 30~40% と小さいことを見いだしたので、最終的に作動液として水を選定した。電機機器の冷却では、上述のように上限温度がはっきり定められているので熱輸送性能が高いことが第一条件だからである。したがって以下に述べる実験では、図 3・9 の可視実験を除き、すべて蒸留水を作動液として用いている。

一方、パイプ材料には純銅を用いた。第 3 節に述べるように水と反応して不凝縮気体を発生させることがないからである。

3.2.2 作動液の封入法

ヒートパイプの性能に影響する原因の 1 つとして不凝縮気体の存在がある。不凝縮気体がパイプ内に存在すると、

- (1) その分圧で飽和温度が高くなる
- (2) 実質的な伝熱面積が減少する
- (3) ウィック中にトラップされて液の還流を妨げる
- (4) 凝縮熱伝達率が低下する

などによりヒートパイプの性能が低下する。

パイプ内での不凝縮気体の存在には、

- (1) ヒートパイプ製作時のパイプまたは作動液中への残存

(2) パイプと作動液との間の化学反応による発生

の2つの原因がある。

前者の影響を避けるためには、供試パイプへの作動液の封入法の選択は実験精度の管理上重要である。その際封入に要する手間についても考慮する必要がある。多数の要因を分析するために実験の準備に要する時間と労力をできるだけ省かなければならないからである。

本節では、本研究で採用した封入法について述べる。

ヒートパイプへの作動液の封入法には大別して、

(1) ノズル法

(2) チェックバルブ法

の2つの方法がある。ノズル法では、ヒートパイプ先端部に作動液封入ノズルを取り付け、これにバルブを介して真空ポンプと液体容器を接続した装置を用いる。手順は、まずヒートパイプと液体とを個別に真空引きし、つぎに所定量の作動液を容器からヒートパイプへ注入する。最後にノズル部をカシメてから切断し、先端をろう付けしてシールする。この方法はヒートパイプ内の不凝縮気体量を少なくできる利点があるが、封入量を変更する場合にはヒートパイプを再生する必要があり、時間と労力を要するうえ、数度にわたる再生は困難である。実験条件の変更をおこなうごとに新しい供試パイプを用いると新たな誤差原因をもちこむことになる。

チェックバルブ法はあらかじめ適量の液を封入したヒートパイプの先端にチェックバルブをとりつけたものを直接真空引きする。その後真空系からとり外してすぐに接着剤でシールする。この方法は封入量の変更がシールをはがすだけでヒートパイプ本体をそこねることなくおこなえるという利点がある反面、不凝縮気体が完全に除去されない恐れがある。

本研究では多数の実験をおこなうために、次節に述べる方法で不凝縮気体の残存が十分に少ないことを確認したうえでチェックバルブ法を用いた。

3.3 不凝縮気体の残存と発生

3.3.1 ヒートパイプと不凝縮気体

ヒートパイプ中の不凝縮気体の量と性能の低下率との関係は、パイプの形状、熱負荷、作動温度、気体の種類などによって異なり、一律には論じられない。回転ヒートパイプでは、ウィックを用いていないことと、回転により常に壁面から気体分子が取り除かれることから、静止状態で用いるヒートパイプと比較すると影響は小さいと予測できる。しかしDaniels とWilliams〔3-4〕は回転ヒートパイプにおいても不凝縮気体による性能低下が著しいことを報告している。著者も $L = 1080 \text{ mm}$ $D = 33 \text{ mm}$ の回転ヒートパイプを用いて不凝縮気体の影響を調べる実験をおこなった。このパイプに標準状態でそれぞれ $7.2 \times 10^2 \text{ Pa}$, $1.7 \times 10^3 \text{ Pa}$, $1.3 \times 10^4 \text{ Pa}$, 0.1 MPa となるように空気を注入し、作動液（蒸留水）の封入率 $\phi = 0.25$, 熱量 $Q = 900 \text{ W}$ の条件で実験したときの、受熱部と放熱部の温

表3・1 不凝縮気体による回転ヒートパイプ
温度差の増加量の実測値

Non condensable gas (air) [Pa]	Temp. difference (Te-Tc) [°C]
7.2×10^2	23
1.7×10^3	34
1.3×10^4	107
1.0×10^5	112

注) $L = 1080 \text{ mm}$, $D = 33 \text{ mm}$, $Q = 900 \text{ W}$
 $\phi = 0.25$, $N = 900 \text{ rpm}$

度差を表3・1に示す。表より明らかなように空気の量を増すにつれて温度差も大きくなっている。

したがって回転ヒートパイプの実験では不凝縮気体の影響を可能な限り除去する必要がある。そこで本研究に用いるヒートパイプについては製作時の不凝縮気体（空気）のろう入，残存および製作後の気体（おもに水素）の発生の少ないことを以下に述べる方法で確認した。

3.3.2 製作時の残存空気

製作したヒートパイプ中に存在する不凝縮気体（空気）の量を直接測定する方法はない。そのためヒートパイプの受熱部と放熱部との温度差を測定して推定する方法を用いる〔3－5〕。本研究でもこの方法に従った。図3・1に本章で用いた性能比較用実験装置の主要部を示す。鉛直に支持したヒートパイプ①の上部と下部とにそれぞれ銅ブロック②が装着してある。銅を用いるのは周方向を均温にするためである。下部の銅ブロックにはカートリッジ・ヒーター③を，上部には冷却水流路④を挿入し，それぞれ加熱および冷却源とした。ヒーターの部分は厚さ20mmのグラスウールでおおってある。実験は，冷却水流路④に通水，冷却するとともにヒーター③に通電加熱してヒートパイプを作動させ，定常状態に到達したことを確認して，パイプ表面温度を測定する方法でおこなった。表面温度はパイプ①の表面にテープで固定した銅－コンスタンタン熱電対を用いて測定し，温度記録計（千野製作所製）に記録した。パイプ温度の値を，熱電対をパイプにはんだ付けして得た値にかえて表面にテープで固定して測定した値で代表させたときの温度差は約0.3℃（室温との差が約30℃のとき）であることを別の実験から確認している。比較実験に用いたヒートパイプの寸法は $L = 1480 \text{ mm}$ ， $D = 33 \text{ mm}$ で，作動液（蒸留水）の封入率 $\phi = 0.22$ である（このヒートパイプは第6章

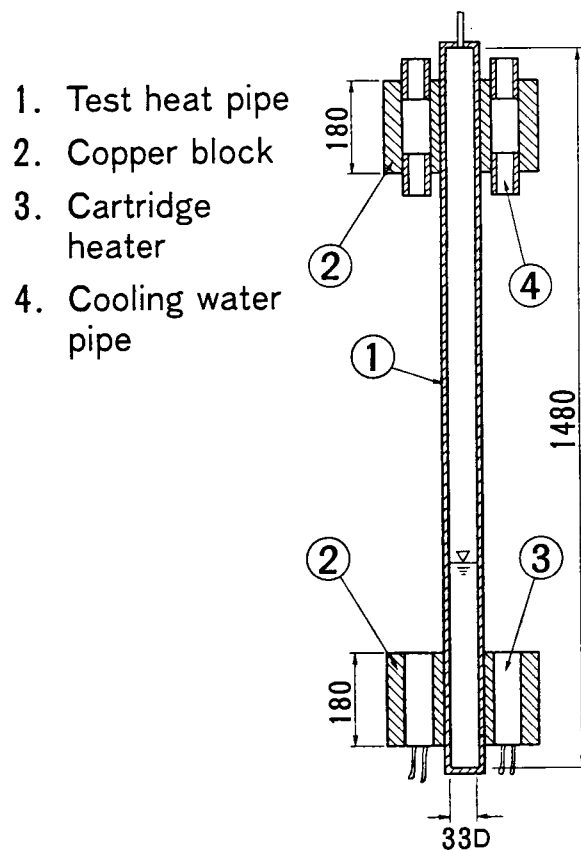


図3・1 不凝縮気体の影響を確認する
実験装置の主要部の断面図

で述べる水車軸受冷却実験に用いたものと同一諸元である)。ノズル法では容器と液とを0.13 Pa までの到達能力をもつ真空ポンプで真空引きをした後に作動液を封入した。チェックバルブ法では液を注入後同じ真空ポンプで真空引きをした。

図3・2に実験結果例を示す。図の縦軸はヒートパイプの受熱部と放熱部との温度差で、□印はチェックバルブ法を、○印はノズル法を用いて製作したヒートパイプでの値である。■印は製作後に空気をそれぞれ0.012 g および0.024 g 注入した場合の結果を示す。チェックバルブ法で製作したヒートパイプでの温度差は13℃、ノズル法によるヒートパイプでの温度差は平均約11℃である。また空気を注入したパイプでの温度差は30℃以上となっている。前項で述べ、またこの実

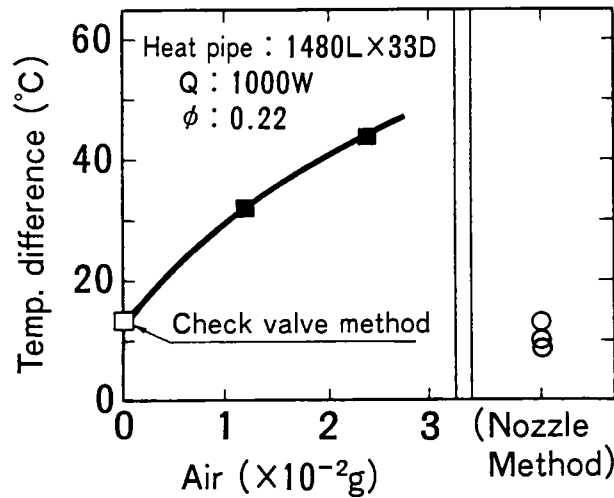


図3・2 鉛直サーモサイホンの受熱部と放熱部との温度差

験の結果が示すようにヒートパイプ内の不凝縮気体の量が増すと熱輸送性能が低下する（同一条件での実験では受熱部と放熱部の温度差が大きくなる）。上の実験結果から、チェックバルブ法で製作したヒートパイプとノズル法によるヒートパイプでの温度差がほぼ等しくなることが確かめられた。

3.3.3 銅パイプと水との適合性の検討

銅は貴な金属なので、水素過電圧が高く、腐蝕の際に通常水素は発生しないとされる〔3-6〕。したがって、容器に銅、作動液に水を用いたヒートパイプでは水素発生による性能低下の可能性はないと予測できる。Münzel〔3-7〕は銅-水のヒートパイプを用いて180℃と220℃との温度条件で18か月（約13,000時間）の実験をおこない、受熱部と放熱部の温度差が増加しないことを確認している。

著者は250℃における加速度実験を10,000時間継続した。加速度とは温度条件

を予想される使用条件より高い値にして実験をおこなうと反応が早く進むという考えに基づいた言葉である。供試パイプは $L = 240 \text{ mm}$, $D = 16 \text{ mm}$, の銅パイプで $\phi = 0.4$ の条件でおこなった。実験ではパイプを $250 \text{ }^\circ\text{C}$ の電気炉中に静置し、測定時に炉中よりとり出して受熱部と放熱部の温度差を測定した。実験装置および方法は前項に準じた。実験結果を図 3・3 に示す。これにより 10,000 時間経過後も温度差に変化がなく、したがって不凝縮気体が発生していないことを確認した。

以上の結果を総合して銅-水のヒートパイプでは水素の発生による熱輸送性能の低下は起らないと判断した。

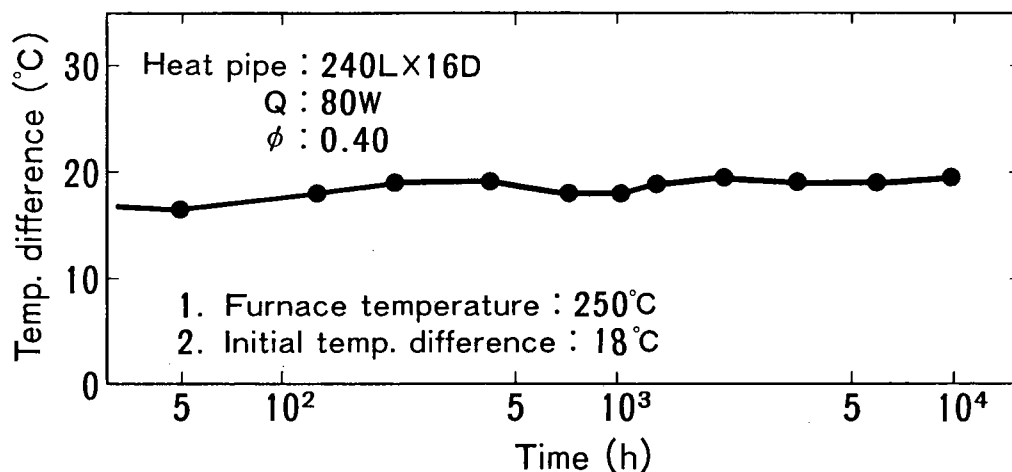


図 3・3 銅-水ヒートパイプの 250°C における加速度実験の結果

3.4 供試パイプ

熱輸送性能実験には長さや直径の異なる数種類のパイプを用いた。それらのうち系統的に実験したパイプは次の 2 種類である。いずれも有効長さ $L = 480 \text{ mm}$ の平滑純

銅管で、内径 $D = 37 \text{ mm}$ (外径 $D_o = 40 \text{ mm}$) および $D = 28 \text{ mm}$ ($D_o = 32 \text{ mm}$) である。図 3・4 にパイプの詳細、図 3・5 に外観を示す。パイプの両端に真ちゅう製フランジ②をろう付けしてある。このフランジは実験装置の回転軸との結合に用いる。一方のフランジの中心部に作動液封入口③を設け、チェックバルブ④(日東工器製カプラ) をとりつけた。このバルブは真空ポンプとの接続を断つ際に、内側からばねで押して気密を保つ構造となっている(実験では衝撃等に影響されないように、真空引きの直後にコーキング剤でシールした)。

次に測定関係の工夫について述べる。パイプ表面に、温度測定用として直径 0.3 mm 、深さ 0.6 mm の穴を設け、 0.2 mm 径のコンスタンタン線を埋めてはんだ付けした。パイプ温度の測点は、受熱部が先端から 55 、 100 および 145 mm の 3 点、放熱部は先端から 110 と 160 mm の 2 点である。パイプ中心での作動流体温度は放熱側先端から 110 、 250 および 380 mm の 3 点で測定した。そこにはパイプの中心を対称に 0.8 mm

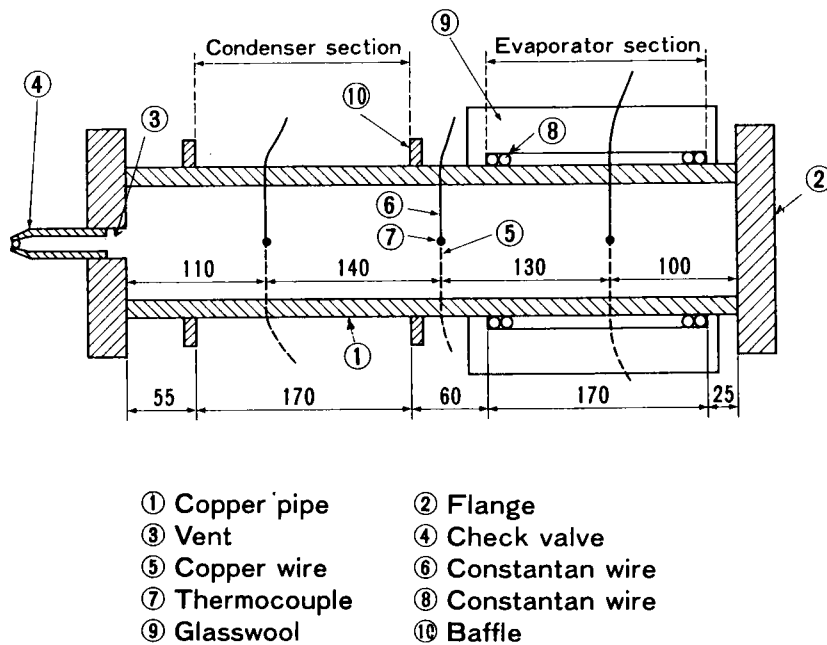


図 3・4 熱輸送性能実験用ヒートパイプの詳細図

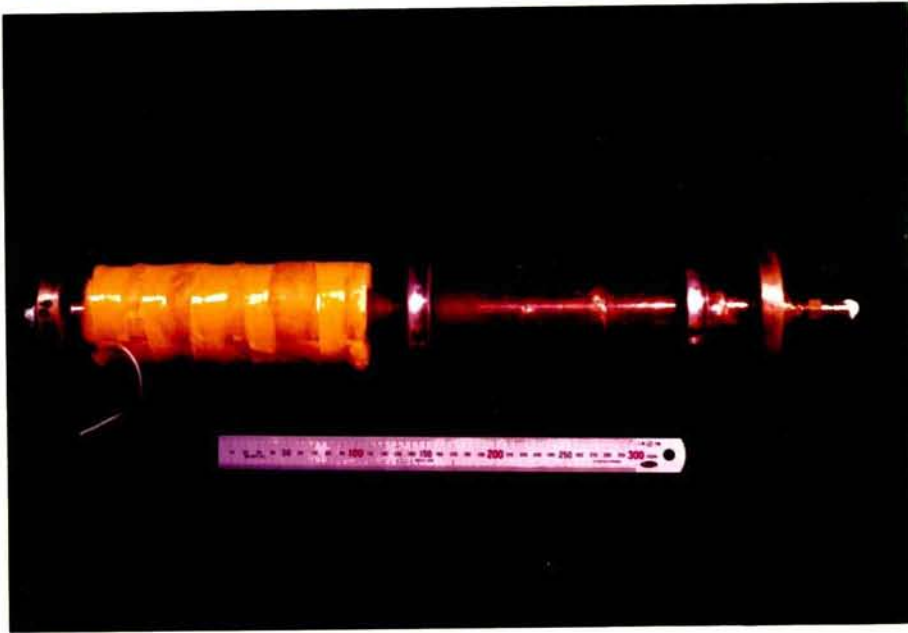


図3・5 供試ヒートパイプ

径の孔を一对ずつあけ，一方から他方の孔へ0.2 mm径の銅ーコンスタンタン熱電対⑤⑥を通した。次いで温接点⑦がパイプ中心にくるようにして，接着剤で固定するとともに穴を封止した。受熱側には先端から25～195 mmの間に0.2 mm径のコンスタンタン線⑧からなるテープヒーターを巻きつけ，その上を厚さ20 mmのガラスウール⑨でおおった。放熱側には先端から55と225 mmの2か所に円形の水切板⑩をとりつけた。パイプのこの間の部分が放熱部となる。

3.5 熱輸送性能実験の装置と方法

図3・6に熱輸送性能実験に用いた装置の構成，図3・7にその外観を示す。供試ヒートパイプ①は両端を軸受で支持し，直流モーター④で駆動した。回転数は整流器⑨で印加電圧を調整することにより50～2100 rpmの範囲で変化させた。熱入力にはモーターのブラシを利用したコレクターリング⑤を介しておこない，熱量は変圧器⑩で調節した。冷却はヘッドタンク⑦で水量を一定にした冷却水を20個の，2 mm径の孔

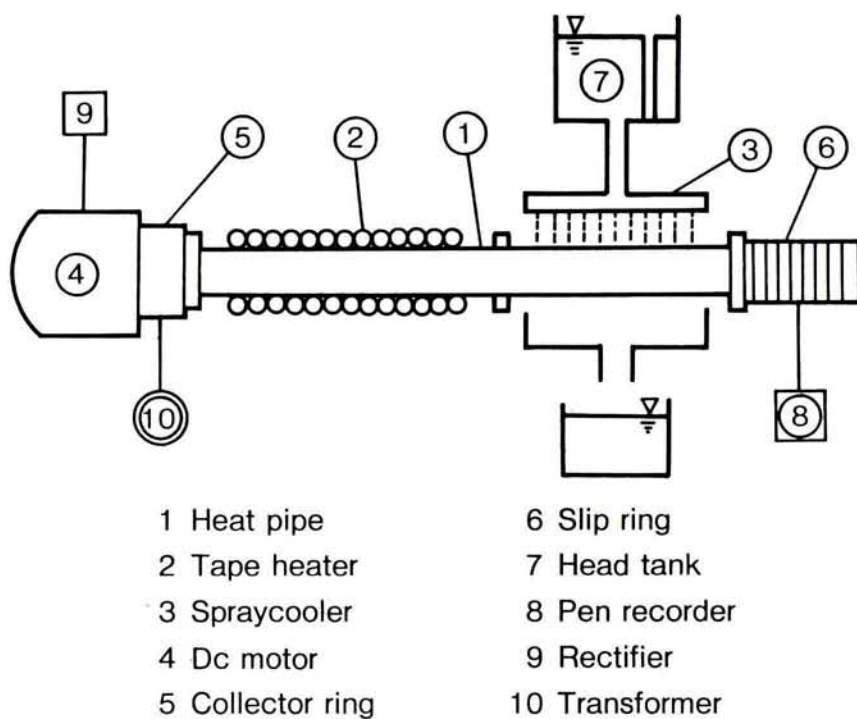


図3・6 実験装置の構成

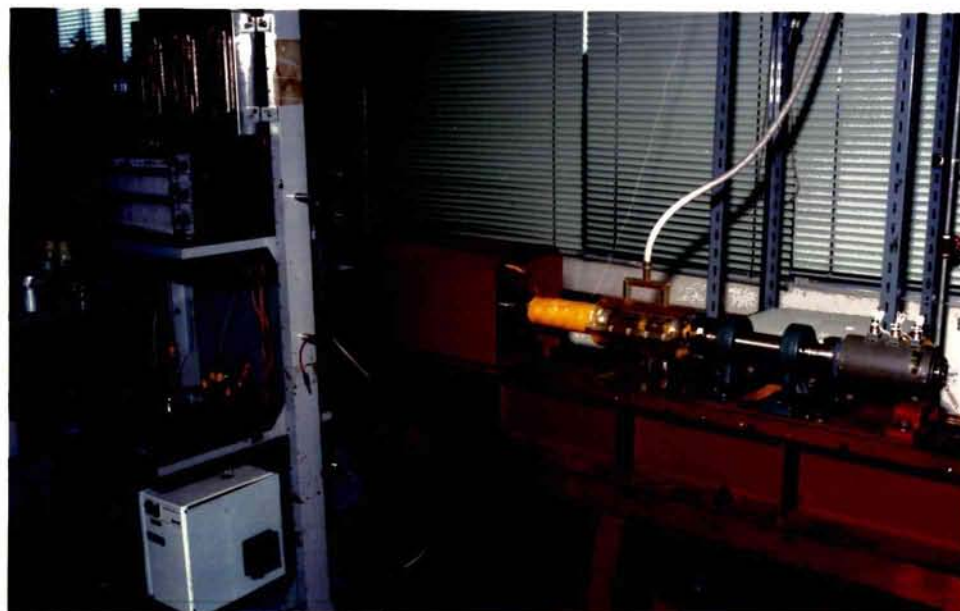


図3・7 熱輸送実験装置の外観

を通してパイプの水切板の間の部分へ均等に注いでおこなった。冷却水量は、液がパイプの表面を充分におおい、水量の変化がパイプ温度に影響しない値に定めた。

パイプ温度および作動流体温度測定用熱電対はスリップリング⑥（共和電業製）を介して自動冷接点へ導き、ペン書きレコーダー⑧（横河電機製）で出力を記録した（パイプ温度は銅パイプとコンスタンタン線との接点を温接点として銅線を共用して測定している）。熱量はワットメーター、回転数は非接触式回転計（小野測器製）で測定した。

実験ではまずヒートパイプを増速して予定の回転数とし、つぎに熱入力を加えた。そして平衡状態に達したことを確認して各点の温度、熱入力および回転数を記録した。なお実験に先立ってすべての熱電対が同一温度を示すことを確かめた。

3.6 実験結果の信頼性

ヒートパイプの熱輸送性能実験では結果の信頼性、再現性に影響する原因として、

- (1) 供試ヒートパイプの製作法
- (2) 実験と測定法

について検討する必要がある。

3.6.1 供試ヒートパイプの製作法に基づく誤差

供試ヒートパイプの製作、調整に伴う誤差は不凝縮気体と密接に結びついたもので、その影響の程度や防止の方法については前節までに述べたのでここでは省略する。

3.6.2 実験と測定法に基づく誤差

本研究ではヒートパイプの熱輸送量を受熱部への熱入力をもってあてている。

冷却水の水量と温度差との積から求めた冷却水への放熱量は入力量の65~80% (平均75%)であった。25%の損失は冷却水の飛散, 空気中への放熱, 装置系への伝導, 余長部での凝縮などによるものと思う。Daniels とWilliams〔3-4〕は回転ヒートパイプの実験において20%の熱損失があったと報告している。

熱入力を測定したワットメーターと温度を記録したペン書きレコーダーとはメーカーによる検定を定期的に受けたものを使用した。誤差は1%以内である。熱電対素線は起電力を校正したロットからのものを用いた。温度測定の誤差は総合して0.5℃以下と見積られる。

3.6.3 実験結果の再現性

これまでに述べた方法で製作した2本の供試ヒートパイプの熱輸送性能を同一の実験条件で測定した例を図3・8に示す。図の横軸は回転数, 縦軸はヒートパイプの受熱部と放熱部との温度差である(次節参照)。温度差で0.2~3.8℃,

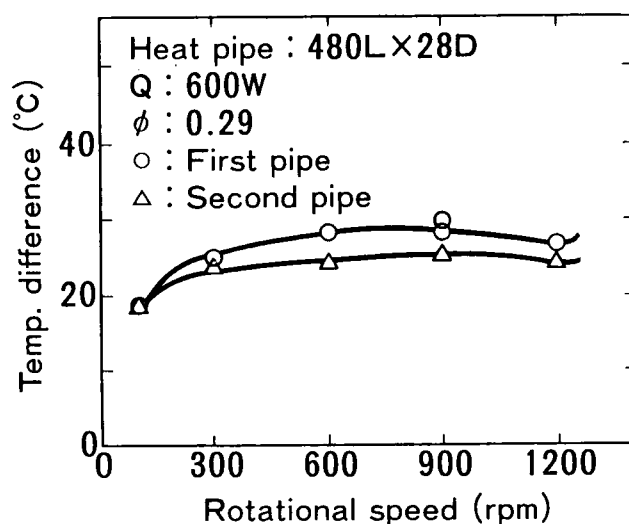


図3・8 異なった供試ヒートパイプを同一条件で作動させたときの受熱部と放熱部との温度差の比較

比率で1.1～13.5%の差であった。この結果から、本研究の実験結果の信頼性、再現性は充分であると判断した。

3.7 回転ヒートパイプ温度分布

作動液がパイプ底部に位置する低速回転時のヒートパイプ内部の観察例を図3・9に示す。同図は150 rpmで回転中のヒートパイプ（ $D = 32 \text{ mm}$ ）の受熱部の左半部である（作動液はR-113）。実験はガラス製ヒートパイプ表面に塗布した導電性塗料に通電，加熱しておこなった。受熱部（図の右半部）でパイプ底部の作動液からの沸騰現象が観察できる。すなわち，低速域での受熱部の液層に浸っている面では核沸騰により熱が移動する。一方，液から露出している面では，表面をぬらしている液の蒸発作用が生じていると推察できる。

次にこのような状態にある回転ヒートパイプ各部分の温度分布を図3・10に示す（作動液は蒸留水。以下同じ）。図の横軸は受熱部先端からの距離，縦軸は温度を示す。白ヌキ点はパイプ温度，黒ヌリ点はパイプ中心での作動流体温度である。封入率

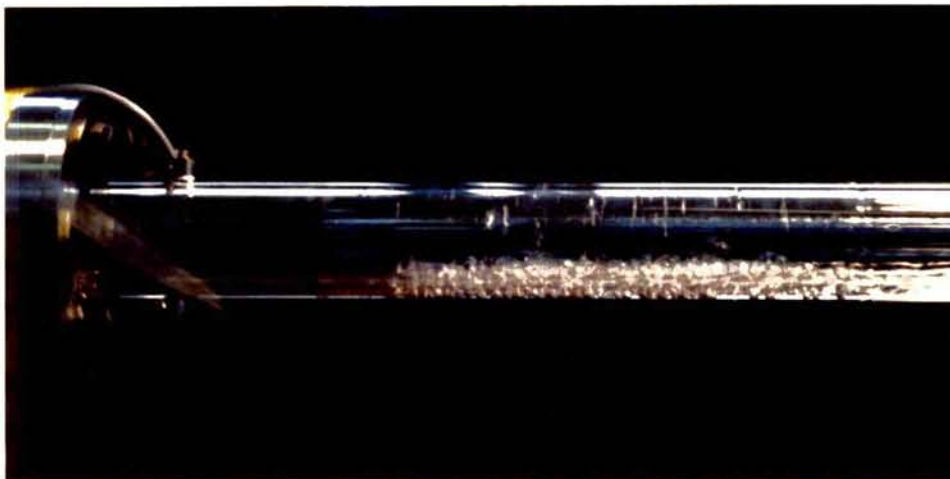


図3・9 150rpmで回転中のヒートパイプの受熱部の底面付近から沸騰するR-113

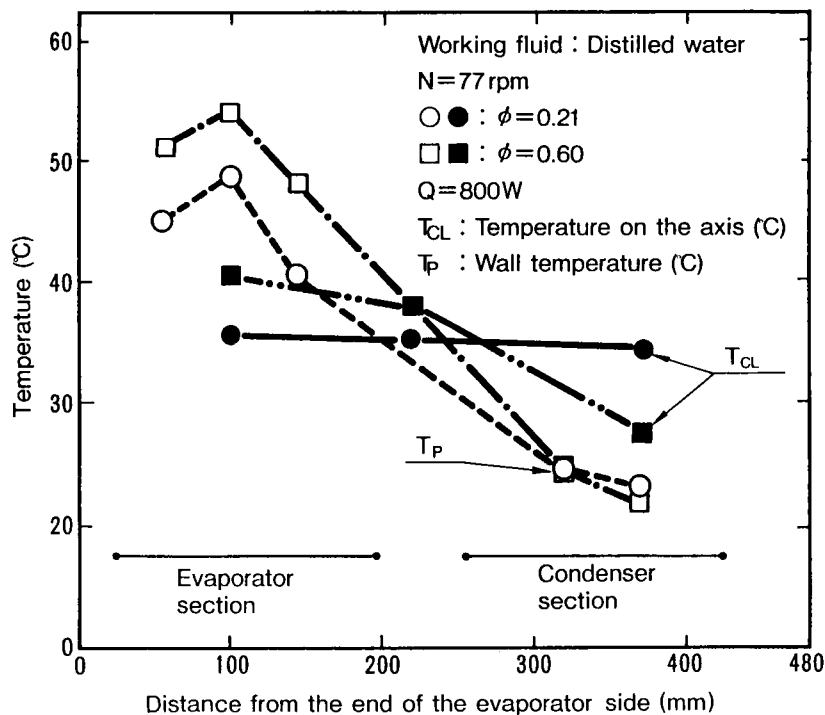


図3・10 回転ヒートパイプの温度分布

$\phi = 0.21$ でのパイプ中心の温度は受熱部が $35.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、断熱部 $35.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ で、放熱部では $35.0 \sim 34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ の間で変動した。放熱部の変動は過冷却状態の液滴が温接点に接触したためと考える。この封入率条件では蒸気温度は一様とみなせるが、受熱部と放熱部の $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ の温度差が蒸気の圧力降下に起因するものとするとその値は 1750 Pa である。一方パイプ温度は受熱部が先端から $45.0, 48.6, 40.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、放熱部は先端から $23.3, 24.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ となった。受熱部両端の温度が低いことは伝導による熱移動の影響の可能性はあるが、これとは異なる温度分布を示す例もあった (図5・3)。各測点温度は受熱部で $1.2 \sim 1.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、放熱部では $2.0 \sim 2.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ の幅で回転数に同期して周期的に変動した。 $N = 77\text{ rpm}$ の条件では液は底部に溜っており、温接点はその位置を通過する際に液温の影響を受けて温度が下がるからである。すなわち、作動液は過冷却状態にあり、過冷却度は放熱部で大きくなることがわかる。

次に $\phi = 0.60$ の条件ではパイプ中心の温度は受熱部で $40.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，断熱部 $37.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，放熱部が $27.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ となった。この例ではパイプ中心は液中にはぼ浸っているのので，温度は液温の影響を一層受けている。また，過冷却度は $\phi = 0.21$ の場合と比較して大きくなっている。

次に温度変動範囲は受熱部で $41.7\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 39.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，断熱部で $41.7\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，放熱部では $29.2\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 26.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ となった。この条件では蒸気はすべて飽和またはしめきり状態で存在し，過熱状態にはないと推測できる。したがってパイプ内の蒸気の飽和温度としては，変域の最高値をもってあてるのが妥当である。この例では $41.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ を飽和温度とした。以下の節では，このような考えから，受熱部と放熱部の熱抵抗や熱伝達率算出の基準となる温度として上のようにして定めた飽和温度をあてた。

パイプ（壁面）温度の変動幅は受熱部で $1.0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 1.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，放熱部で $1.7\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 2.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ であった。図 3・10 ではそれぞれの変域の中央値をもってその点の温度とした。また，次節以下では，各測点の中央値の平均値をそれぞれ受熱部および放熱部のパイプ温度とした。

3.8 平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能

3.8.1 重力支配域での熱輸送性能

図 3・11 に内径 $D = 28\text{ mm}$ ，有効長さ $L = 480\text{ mm}$ の平滑ヒートパイプの封入率 $\phi = 0.17$ および 0.29 における熱輸送性能を示す。横軸は回転数 N ，縦軸は熱入力 $Q = 600$ または 400 W での受熱部と放熱部のパイプ（壁面）温度の差 ($\Delta T \equiv T_e - T_c$) である。

$\phi = 0.17$ についてみると以下のことがわかる。

- (1) $N = 300 \sim 900\text{ rpm}$ の範囲では熱輸送性能 (ΔT で表わされる) は回転数の影響を受けない。

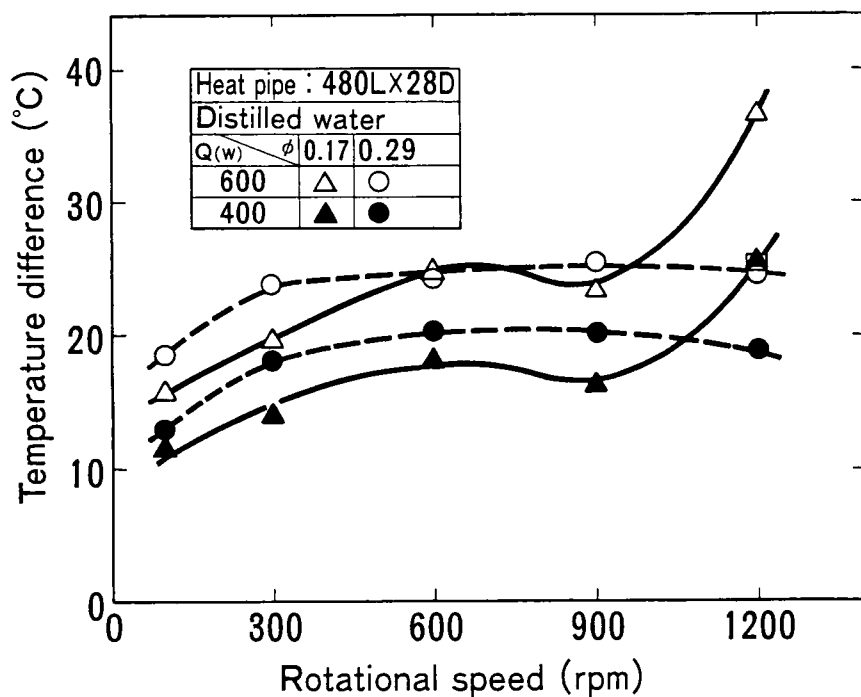


図3・11 D=28mmの平滑回転ヒートパイプの受熱部と放熱部との温度差

(2) $N = 100$ rpmでの ΔT は小さい。

(3) $N = 1200$ rpmで ΔT が拡大する。

第2章で述べた回転円筒内封入液の可視実験の結果から上記の場合の流動形態を推定すると次のようになる。 $N = 100$ rpmでは作動液はほとんどパイプ底部に位置し、液層から露出している部分にはごく薄い液膜が存在する。 $N = 300 \sim 900$ rpmの範囲ではパイプ内面に沿って引き上げられる液量が増していくが依然として重力支配形の流動形態である。そして $N = 1200$ rpmでは一部の液がパイプ内面に張り付いている状態に移行している(式(2・7)による一部貼り付きの回転数 $N^+ = 1070$ rpm)。しかし完全な慣性力支配の状態には至っていない(式(2・3)による $N^* = 1670$ rpm)。

上記の熱輸送性能と液の流動形態とを合わせると以下のことがいえる。

(1) 液が重力支配の流動形態にあるときには熱輸送に良好におこなえる。そして ΔT は N の変化に対して鈍感である。

(2) $N = 100$ rpm と小さいときは ΔT も小さい。これは露出部の液膜が薄いので凝縮と蒸発の抵抗が小さいからである。

これらは、従来、たとえば大島ら〔3-3〕が予測していた状態とは異なる。大島らは回転数が小さくなって重力支配の流動形態となると放熱部から受熱部への液の還流が困難になるとしている。上の結果は、重力支配の状態では液が還流していることを示す。この状態で還流の駆動力となるのは液面勾配である。

次に $\phi = 0.29$ の結果についてみると、

(1) ΔT は全般に $\phi = 0.17$ の場合より大きい。液膜の厚さが増すからと考える。

(2) $N = 1200$ rpm となっても ΔT は増加しない。式(2・3)および(2・7)にみるように、 ϕ が大きくなると N^* と N^+ も大きくなり、この回転数ではまだ完全な重力支配域にあるからである(式(2・7)による $N^+ = 1360$ rpm)。

以上のことを総合して回転ヒートパイプの熱輸送性能には作動液の流動形態がかかわっていることが予測できる。

そこで式(2・3)を変形して

$$E_n \equiv \frac{\frac{DN^2}{g}}{\left(\frac{\rho^2 g D^3}{\mu^2}\right)^{0.11} \left(\frac{\mu^2 g D}{\sigma^2}\right)^{-0.08} \left(\frac{L}{D}\right)^{-0.21} \phi^{0.91}} \quad (3 \cdot 1)$$

とおくと、 E_n は Ga および Ca で代表される作動液の物性、 L/D で代表されるパイプの諸元ならびに ϕ とで規定される一種の無次元回転数である。 E_n を式(3・1)のように定義すると、遷移の生じる回転数 N^* のときの E_n の値は作動液の種類やパイプの内径などにかかわらず、

$$E_n^* = 0.684 \quad (3 \cdot 2)$$

となり、一部貼り付きの始まる回転数 E_n^+ は

$$E_n^+ = 0.455 \quad (3 \cdot 3)$$

となる。

このことから類推すると、 E_n の値が等しければパイプ内封入液の流動形態が相似していると考えられることができる。この考えに基づいて図 3・11 に示した実験結果のうち、 $Q = 600 \text{ W}$ の場合のものを E_n と ΔT との関係で図 3・12 に再掲した。この図によると上述の熱輸送性能と流動形態との関連がよく理解できる。

次に重力支配域での熱輸送性能への封入率 ϕ の影響を調べるために $L = 480 \text{ m}$ 、 $D = 37 \text{ mm}$ のヒートパイプに熱入力 $Q = 800 \text{ W}$ を加えた場合の実験結果を図

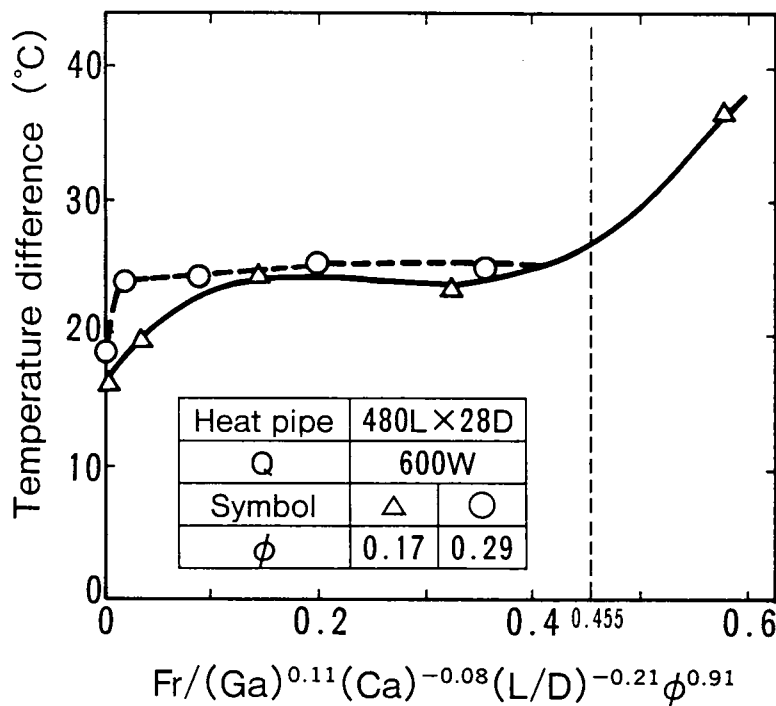


図3・12 フルード数で無次元化した平滑回転ヒートパイプの回転数と熱輸送性能との関係(1)

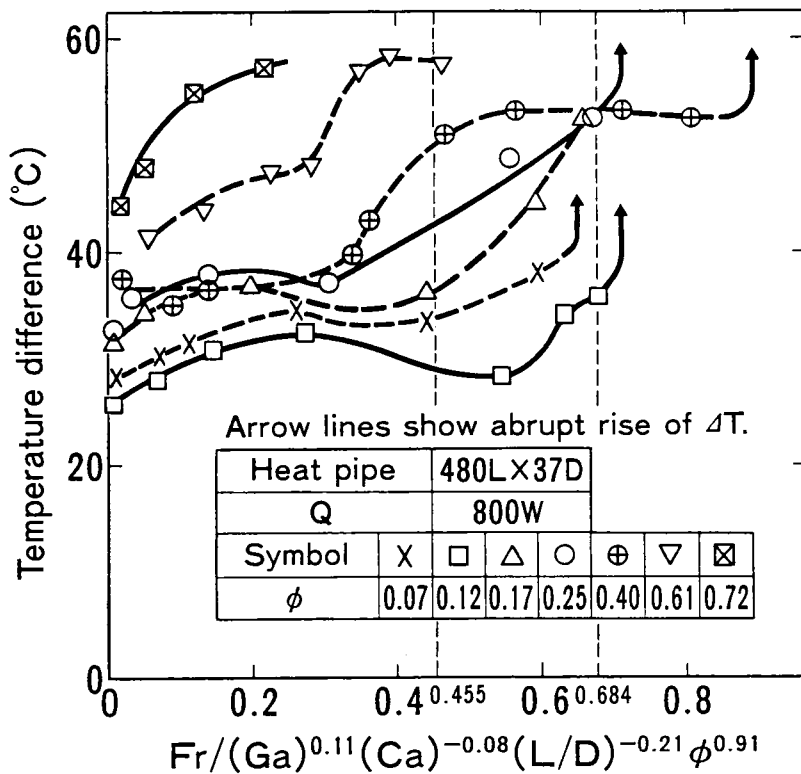


図3・13 フルード数で無次元化した平滑回転ヒートパイプの回転数と熱輸性能との関係(2)

3・12と同じ形成で整理した結果を図3・13に示す(図のうち $\phi = 0.07, 0.61$ および 0.72 の場合は式(2・3)を求めた実験の範囲外であるが便宜上同一図上に示した)。図の矢印に実験において増速過程で ΔT が突然増加した回転数である。この現象が作動液の剛体回転化によることは前章で述べた通りである。

$\phi \leq 0.40$ の範囲(式(2・3)を求めたときと同一の範囲)における性能はほぼ $E_n = 0.4$ を境に様相を異にしている。これは完全な重力支配域と一部貼り付きの領域による差と思う(前章で述べたように E_n^+ の推定値(0.455)は少し大き目になっている可能性がある)。

(1) 完全な重力支配域 ($E_n < E_n^+$)

この回転数範囲では ΔT は ϕ の増加とともに増すが増加率は比較的小さい。

また流動形態が安定しているので熱輸送性能の回転数への依存性も小さい。

(2) 液の一部貼り付きの領域 ($E_n > E_n^+$)

E_n の値がおおむね 0.4 以上の範囲では ΔT は ϕ の増加とともに増加する。これは、この状態では ϕ が増加とともに液膜厚さが増し、その部分の熱抵抗が増加するためと考える。 ϕ の値が 0.07 と小さいときは例外的に ΔT は $\phi = 0.12$ の場合より大きい。この原因は受熱部の温度差 ($T_e - T_s$) の増加による。これは、図 2・8 に示し、また大串ら [2-9] も確認しているように、パイプの一部にドライアウトの状態が生じているためである。

次に $\phi = 0.61$ および 0.72 の条件では ΔT は ϕ とともに増加する。これは ϕ が増すとパイプ内面のうち液に浸っている部分の面積が増すとともに、目視によると露出している部分についても液膜厚さが増しているからである。なお、この封入率条件においても E_n の値によって ΔT が変化する状況 (E_n が大きいと ΔT も大きい) は $\phi \leq 0.4$ の場合と相似しているように見える。この結果からすると目視では確認できなかったが、流動形態が回転数とともに変化する状況は ϕ の値が大きいときも小さいときと類似しているのかもしれない。

以上述べたように重力支配域での熱輸送性能は、作動液の流動形態に依存することがわかる。

3.8.2 慣性力支配域での熱輸送性能

回転数が増し、完全な慣性力支配の状態となると作動液はパイプとともに回転するに至る。この状態でパイプの受熱部に液の蒸発現象が生じるとその部分の液膜が薄くなり、その結果作動液の内表面に勾配が生じる。この勾配による慣性力の差が駆動力となって作動液の放熱部への還流現象が生じる。したがって慣性力

支配域にあっても熱の輸送はおこなわれる。前出の図 2・1 はその一例である。同図では◎●印の実測点は数分間隔で回転数を増加させて測定したので定常状態になっていない可能性もあるので、改めて図 3・14 に流動形態の遷移点を越える回転数までの実験結果を示す。同図は $D = 28 \text{ mm}$, $\phi = 0.10$ の条件での結果である。図 3・14 では図 2・1 の場合と同様に受熱部と放熱部との壁温の差 ($T_e - T_c \equiv \Delta T$) と作動液の飽和温度と放熱部壁温との差 ($T_s - T_c$) とがプロットしてある。 $(T_s - T_c)$ は放熱部の熱抵抗に比例し、一方 $(T_e - T_c)$ と $(T_s - T_c)$ との差、すなわち $(T_e - T_s)$ は受熱部の熱抵抗に比例する。

図 3・14 の条件での式 (2・3) による遷移点 $N^* = 1000 \text{ rpm}$ で、実測値も 1000 rpm を境にして温度差が増加している。すなわち $N = 1000 \text{ rpm}$ で慣性力支配域

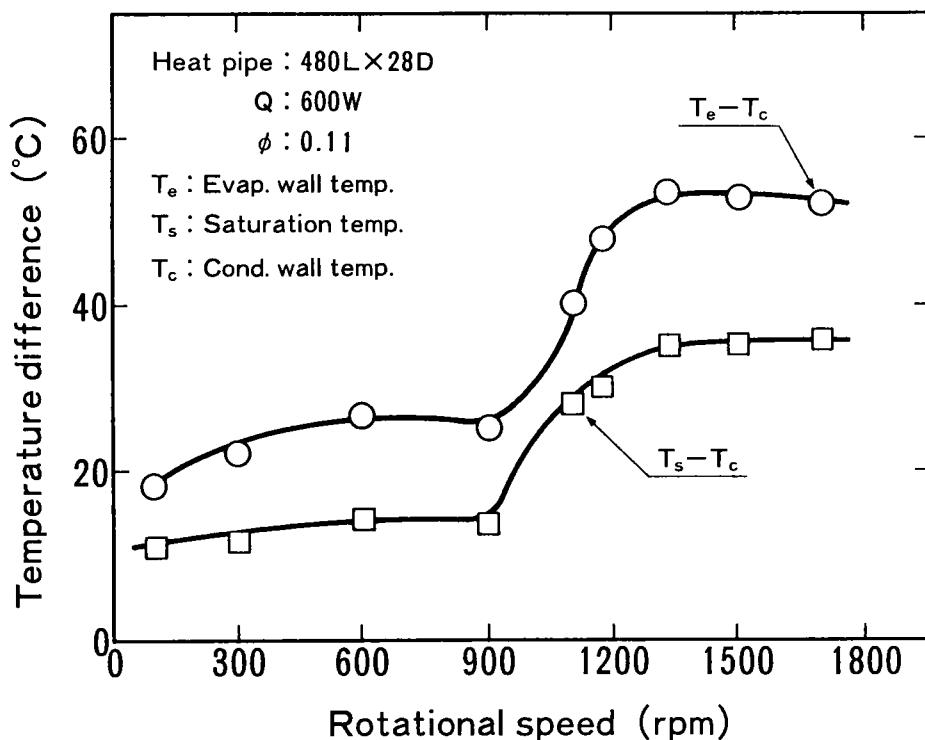


図 3・14 剛体回転域 ($N > N^*$) での性能低下を示す回転ヒートパイプの温度差

に遷移が生じたことがわかる。また実験結果は遷移点以上の回転数においても熱輸送が有効におこなわれたことを示している。

慣性力支配域における回転ヒートパイプの熱輸送の特徴は放熱部の温度差($T_s - T_c$)が重力支配域と比較して増加することである。これは図2・1, 図3・14に共通してみられる。図3・14についてみると, たとえば液が重力支配域にある $N = 600$ rpmにおける($T_s - T_c$)の値が 14.2 °Cであるのに対し, 慣性力支配域である $N = 1500$ rpmでは, 35.0 °Cと約2.5倍に増加している。この原因は, 液がパイプ内面に完全に張り付いた状態では放熱部(凝縮部)の熱抵抗は液層の熱伝導抵抗に支配されることになるためと考える。図3・14の封入率における慣性力支配条件での($T_s - T_c$)の値を熱伝導についてのフーリエの法則から求めると 46 °Cとなる。これに対応する実測値 35 °Cは計算値の76%で, 熱ろうえいを考慮するとこの考え方の妥当性がわかる。

このように慣性力支配域においても回転ヒートパイプを作動させることができるが, 封入率 ϕ を増すと放熱部の温度差($T_s - T_c$)が増加することに留意する必要がある。たとえば図3・14のパイプで $\phi = 0.2$ とすると($T_s - T_c$)の計算値は 96 °Cとなる。したがって回転ヒートパイプは作動液が重力支配域となる状態で利用することが望ましいといえる。

3.9 作動液の最適封入率

ある作動条件で作動液の封入率をいくりに定めるかは問題である。封入率が少ないと剛体回転状態となって熱輸送性能が低下する。一方封入率を増すと性能は漸減する。剛体回転での性能低下率は大きいから, 封入率は少なくとも剛体回転にならない量に定めるのがよいことになる。すなわち剛体回転状態になる回転数は式(2・3)で表わせるから, これを変形して,

$$\phi > 1.52 \cdot \frac{(Fr)^{1.10}}{(Ga)^{0.12} (Ca)^{-0.09} (L/D)^{-0.23}} \quad (3 \cdot 4)$$

を満たす最少量が所要封入率となる。

前節の実験結果から、この条件を満たす ϕ の値が

$$0.08 < \phi < 0.42 \quad (3 \cdot 5)$$

の範囲にあれば、回転ヒートパイプとしてもっとも有利な状態で使用できる条件にあるということになる。

次に重力支配域における熱輸送性能と熱入力との関係について調べてみる。まず、図3・15～図3・17は、 $D=28\text{mm}$ のパイプを用いて、 $\phi=0.10, 0.17, 0.29$ および 0.46 の条件で実験したときの受熱部と放熱部の温度差 ΔT を示す。熱入力 $Q=240 \sim 750\text{W}$ の範囲で実験した。図3・15は回転数 $N=300\text{rpm}$ 、図3・16は $N=600\text{rpm}$ 、図3・17は $N=1200\text{rpm}$ に対するものである。図3・18にはこうして得られた実験結果のうちでの ΔT の最小値を熱入力-回転数の平面上に等温度差曲線の形で示した。また図3・18には各々の作動条件において最小の ΔT の得られた封入率も示してある(図3・18では熱入力 Q を熱流束 q_e の形で表示している)。たとえば $q_e=42000\text{W}/\text{m}^2$ ($Q=600\text{W}$)で $N=100\text{rpm}$ の条件では $\phi=0.46$ である。

熱流束一定のときの最小温度差は $N=100\text{rpm}$ 以下のときを除いて回転数によらずほぼ一定となっている。そしてそれが得られる封入率には3つの特徴がある。まず第1は熱流束 $q_e < 4 \times 10^4 (\text{W}/\text{m}^2)$ で、 $N < 1000\text{rpm}$ の範囲では $\phi=0.10 \sim 0.17$ で ΔT が小さくなる。これは図3・13に示した結果と同様に説明できる。第2に $N=1200\text{rpm}$ の条件では $\phi=0.29 \sim 0.46$ とした場合に ΔT が最小となった。 $\phi=0.17$ 以下では液が一部貼り付きの状態になっているからである。第3は $q_e > 4 \times 10^4 (\text{W}/\text{m}^2)$ の条件では回転数にかかわらず $\phi=0.29 \sim 0.46$ で最

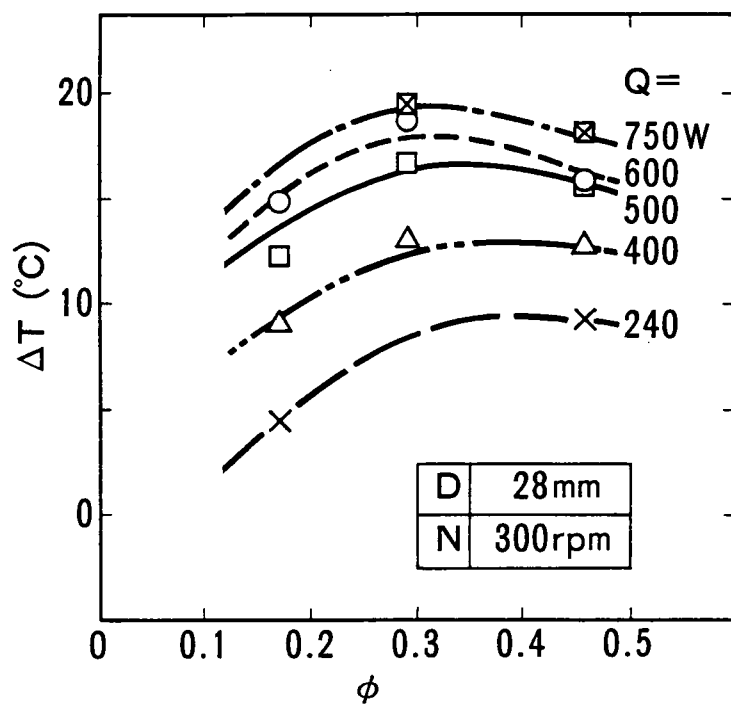


図3・15 封入率と温度差との関係 (1)

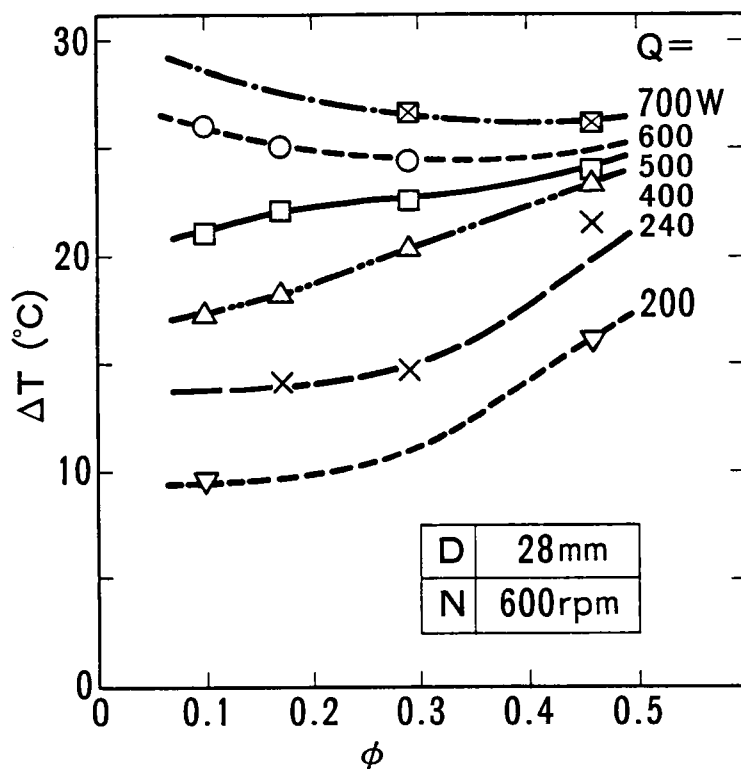


図3・16 封入率と温度差との関係 (2)

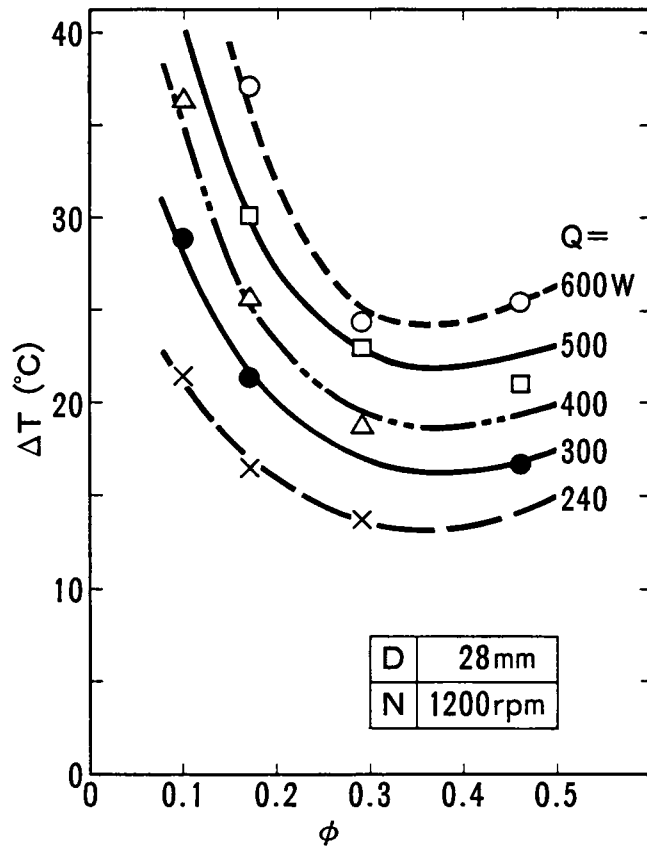


図3・17 封入率と温度差との関係 (3)

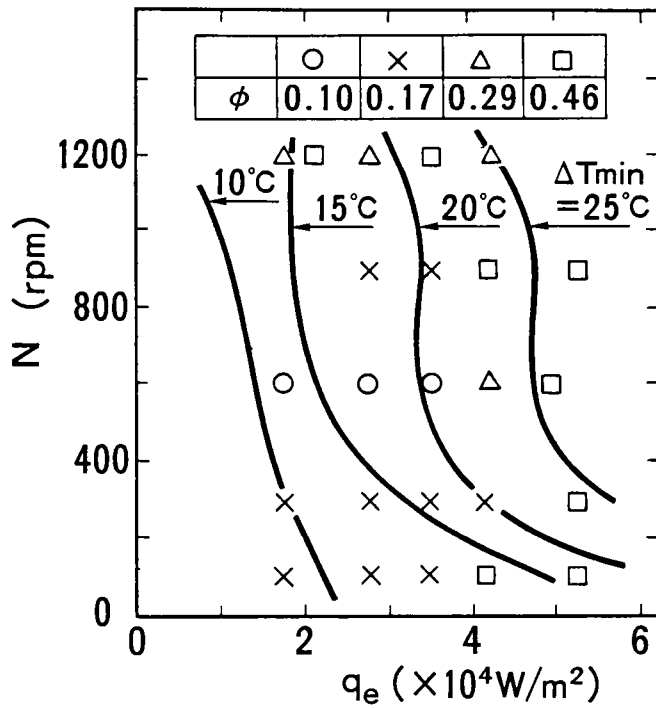


図3・18 等最小温度差曲線とそれが得られる封入率

良の結果が得られていることである。これは、液量が少ないと受熱部で沸騰に見合うだけの液量が放熱部から還流しないか、あるいは放流束の増加とともに増加する気泡が液の還流の抵抗となっているためと考える。

ヒートパイプの温度差を規定する主な因子には、回転数、熱入力、封入率などがあり、しかもこれらはたがいに関連し合っているのですべての場合をつくして論ずることは困難である。しかし、これまでに述べてきたことを総合すると、ある作動条件が与えられたときに最も適した封入率は以下のように決定するのが好ましいと考えられる。

$$(1) \quad q_e \leq 4 \times 10^4 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

式(3・4)によって剛体回転にならない最少量に定める。

なお、この封入率が比較的小さい場合には、さらに封入量を増して、一部貼り付きにならない封入率(式(2・6)より計算)に定めた方がよい場合がある。 $(\phi > 0.6$ となると完全な重力支配域でも性能低下が大きいので採用しない方がよい)。

$$(2) \quad q_e > 4 \times 10^4 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

(1)の計算により $\phi < 0.4$ となった場合でも $\phi = 0.4$ 程度としておく方が好ましい。

なお、回転ヒートパイプの熱輸送性能は主として作動液の流動形態に依存するので、流動形態が同じであれば封入率の相異には比較的鈍感である。このことは封入率の決定における困難を軽減している。

以上述べたように回転ヒートパイプでは熱流束 $q_e = 5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ($Q=700 \text{ W}$)となっても作動液の封入率を適切に選択すれば熱輸送を良好におこなうことができる。これは放熱部からの作動液の還流に重力を利用しているからである。(狭義の)ヒートパイプでは凝縮液の還流に毛細管力を利用するので輸送可能な最大熱量には制限がある。Chi〔3-8〕によると、例えば巻いた網のウィックをも

つ $L = 0.5 \text{ m}$, $D = 0.022 \text{ m}$ のヒートパイプではその値を 84.5 W としている。

3.10 重力支配域での熱伝達率

前節までには、回転ヒートパイプの熱輸送性能について受熱部と放熱部とを総合して述べた。しかし実用にあたってはこれらの長さの比が異なることが多く、このような場合に対応するために、それぞれの部分の熱抵抗を分離して考える必要がある。

一方回転ヒートパイプ中の熱移動現象は単純ではない。重力支配領域についてみると、受熱部では底部の液溜め部からの核沸騰と液から露出した面からの蒸発現象とが混在しているし、放熱部でも、液の大部分は底部を流動するが、一部は内面に沿って引き上げられ、さらにその一部は引き上げられる途中で壁面から離脱して落下する途中にあるからである。さらにこれらの現象の生じる壁面や液の比率は封入率や回転数によって異なる。本節では実用性の高い重力支配領域を対象に、代表的な作動条件における受熱部と放熱部との熱抵抗の特徴と熱伝達率について述べる。なお慣性力支配領域での受熱部熱伝達率については 4.4.2 に記す。

3.10.1 受熱部と放熱部との熱抵抗

前節までにも図 3・14 ($\phi = 0.10$), 図 2・1 ($\phi = 0.12$) には受熱部の温度差 ($T_e - T_s$) と放熱部の温度差 ($T_s - T_c$) とを分離して示した。これらはいずれも封入率 ϕ が比較的小さい場合についての結果であるので、ここでは ϕ を増した場合の例として、 $\phi = 0.35$ ($D = 37 \text{ mm}$) の条件での結果を示す(図 3・19)。

いずれの例でも回転数 $N = 900 \text{ rpm}$ までは熱輸送性能が回転数の変化に対して鈍感なことは前述の通りであるが、さらに、

- (1) 受熱部 ($T_e - T_s$) と放熱部 ($T_s - T_c$) のそれぞれについてもこのことがいえる。

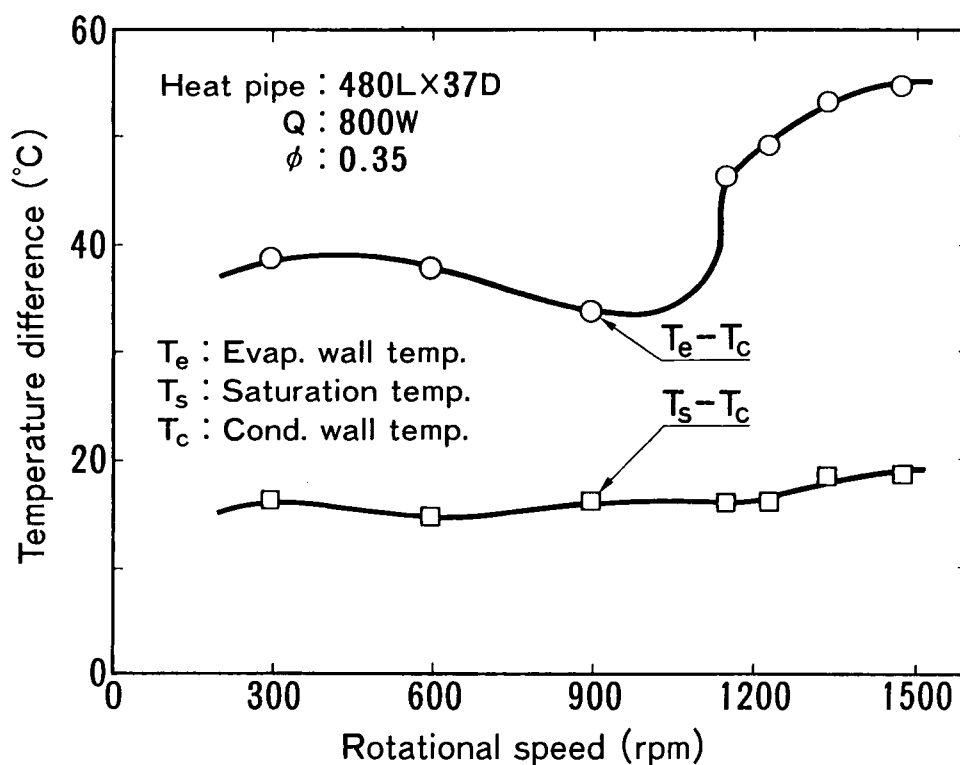


図3・19 封入率 $\phi=0.35$ における回転ヒートパイプの熱輸送性能

(2) $(T_e - T_s)$ と $(T_s - T_c)$ との値はほぼ等しい。

などがわかる。(1)の原因はこの回転数範囲では液の流動形態に変化がないからである。これらの例から $N = 300 \sim 900$ rpm の範囲ではある回転数で代表して性能を論じて誤差は小さいと考えるので、以下には主に $N = 900$ rpm の場合を例にして論じる。

なお、図3・14と図3・19ではともに $N = 1000 \sim 1100$ rpm の条件で $(T_e - T_c)$ の値が増加しているが、これは異なる現象に基づく。すなわち、図3・14($\phi = 0.10$)では前述のように流動形態が遷移したからであるのに対し、図3・19($\phi = 0.35$)では液の一部が貼り付いた領域に入ったからである(式(2・7)による $N^+ = 1200$ rpm)。

3. 10. 2 受熱部の熱伝達率

図 3・20 に回転数 $N = 900$ rpm における受熱部の過熱度 $(T_e - T_s)$ と熱流束 q_e との関係を示す。この図から求められる $(q_e / (T_e - T_s))$ が熱伝達率 h_e である。 h_e の特徴は、

- (1) h_e は熱流束に依存しない。
- (2) $D = 28$ mm における熱伝達率は $D = 37$ mm のそれより約 50% 高い。

などである。

重力支配域での回転ヒートパイプ作動液の流動形態を図 3・21 のようにモデル化すると、受熱部の平均熱伝達率 h_e は次式で表わされる。

$$h_e = h_{bo} \frac{A_D}{A} + h_{ev} \frac{A_U}{A} \quad (3 \cdot 6)$$

ここに、 h_{bo} : 受熱部底部の熱伝達率 ($W / (m^2 \cdot ^\circ C)$)、 h_{ev} : 受熱部露出部の熱伝達率 ($W / (m^2 \cdot ^\circ C)$)、 A : パイプ内表面積 (m^2)、 A_D : 底部の内表面積 (m^2)、 A_U : 露出部の内表面積 (m^2) である。 A_D / A の値は $\phi = 0.10$ で 0.25、 $\phi = 0.35$ の場合で 0.42 となる。

まずパイプ底部の液に浸っている部分では、図 3・9 に示したように核沸騰現象が生じていると推測できる。するとこの現象は作動液の飽和圧力 P_s の影響を受けるが、 h_{bo} と P_s との関係式は研究者により異なっている [3-9]。その中で代表的なものに西川、山懸による実験式 [3-10] があるが、本実験の飽和温度が相当低いためか、実測値と計算値にはかなりの差がある。著者の実験と比較的類似した条件での実験結果として、吉富ら [3-11] の、水面下 10 mm に静置した $D = 22$ mm の円管外面からの水の沸騰熱伝達率の測定結果を図 3・20 に破線で示した。 $P_s = 0.9 \times 10^3 Pa$ ($T_s = 44.5 ^\circ C$) 以下の圧力で P_s の h_{bo} に及ぼす影響の大きいことと、 $q_e = 10^4 W / m^2$ 以上の熱負荷で自然対流域を脱していることが

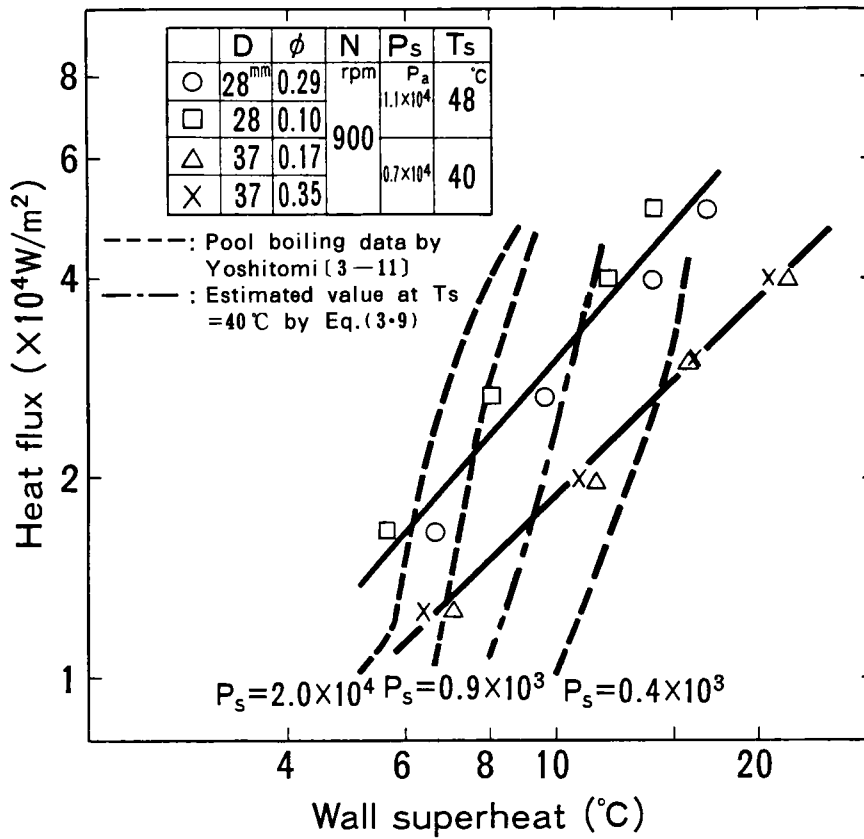


図3・20 平滑回転ヒートパイプ受熱部の熱伝達率

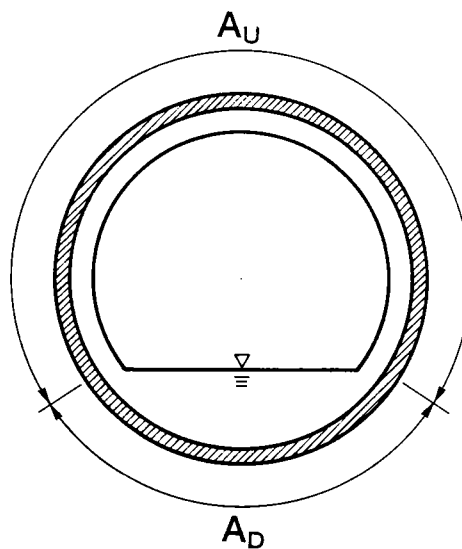


図3・21 重力支配域にある回転ヒートパイプ作動液流動形態のモデル

読みとれる。

一方液から露出している部分での熱移動はパイプ内面に沿って引き上げられる液の薄膜からの沸騰、蒸発現象と考えられる。これと同一の現象についての研究は報告されていないが、Nakayamaら〔2-6〕が0.1 MP_aのR-11を用いておこなった、鉛直面に沿って流下する液の薄膜蒸発の実験が理解の助けになると考える。Nakayamaらによると、薄膜蒸発では熱伝達率は流下液量と熱流束の影響を受けず、薄膜蒸発の状態でも気泡が多数発生している、すなわち沸騰現象が生じていることが特徴である。そしてその熱伝達率 h_o と核沸騰の熱伝達率 h_{bo} との間には次の関係があることを確かめている（式（3・7）における係数は熱流束が小さいほど大きい）。

$$h_o = (1.0 \sim 1.5) h_{bo} \quad (3 \cdot 7)$$

いま、露出部の熱伝達率 h_{ev} が h_o と等しいと考え、式（3・7）より、

$$h_{ev} = 1.25 h_{bo} \quad (3 \cdot 8)$$

とおくと、式（3・6）は次のようになる。

$$h_e = h_{bo} \frac{A_D}{A} + 1.25 h_{bo} \frac{A_U}{A} \quad (3 \cdot 9)$$

式（3・9）における h_{bo} の値に吉富らの実測値を代入し、図3・20における $D=37\text{mm}$ ($P_s = 0.7 \times 10^4 P_a$) の実験条件について h_e を求め、熱流束と過熱度 ($T_e - T_s$) との関係で図示すると図3・20の一点鎖線のようになる。この曲線は h_{bo} と h_{ev} との関係が熱流束に依存しないものとしているが、上述のように熱流束が小さいほど薄膜蒸発熱伝達率 h_o と核沸騰熱伝達率 h_{bo} の比は大きくなるので、それを加味すれば低熱流束の部分で図より熱伝達率が高くなる（曲線の勾配がゆるくなる）。

以上の考え方はR-113の大気圧の結果を適用しているなど大胆にすぎる可能

性があるが、少なくとも定性的には回転ヒートパイプ受熱部における熱伝達の状態を説明するものと考えられる。

ところで薄膜蒸発の熱伝達率は圧力の影響を受けないとされており、Nakayamaらも蒸発圧力一定の条件で実験している。しかし沸騰現象が生じていれば熱伝達率は圧力に依存すると考えられる。図3・21に基づく上の考え方では、底部の沸騰熱伝達率を基礎にしているので必然的に熱伝達率は圧力に依存する。重力支配状態にある回転ヒートパイプ受熱部では、全体としては薄膜蒸発の影響を受けて熱伝達率が熱負荷にかかわらず一定値を示す一方、少なくとも底部では沸騰現象が生じているので、圧力の影響を受けていると考える。これが図3・20において、 $D=37\text{ mm}$ での熱伝達率より $D=28\text{ mm}$ のそれが約50%高いことの理由だと推論する。第6章で述べる回転ヒートパイプの水車軸受への適用例で、ヒートパイプの熱輸送性能が夏季に比較して冬季に低下することも、ヒートパイプ受熱部の熱伝達率が冷却水温の低下とともに低下したと考えるとよく理解でき、このことも熱伝達率の蒸発圧力への依存性を強く示唆している。

なお直管回転ヒートパイプ受熱部の熱伝達率を求めたものに著者の報告と相前後して報告された古谷と服部〔3-12〕、大串ら〔2-8〕のものがある。両者とも飽和温度は測定せず、ヒートパイプ断熱部の表面温度で代表させている。古谷と服部は、 $L=700\text{ mm}$ 、 $D=27.2\text{ mm}$ のパイプで実験し、

$$q_e \propto (T_e - T_s)^{1.67}$$

という結果を得ている。しかしこの例では受熱面温度が $60\sim 120\text{ }^\circ\text{C}$ と $60\text{ }^\circ\text{C}$ の幅があり、飽和温度についての情報もない。

3.10.3 放熱部の熱伝達率

図3・22に放熱部の熱伝達率を示す。図の横軸は飽和温度と放熱部壁温との差

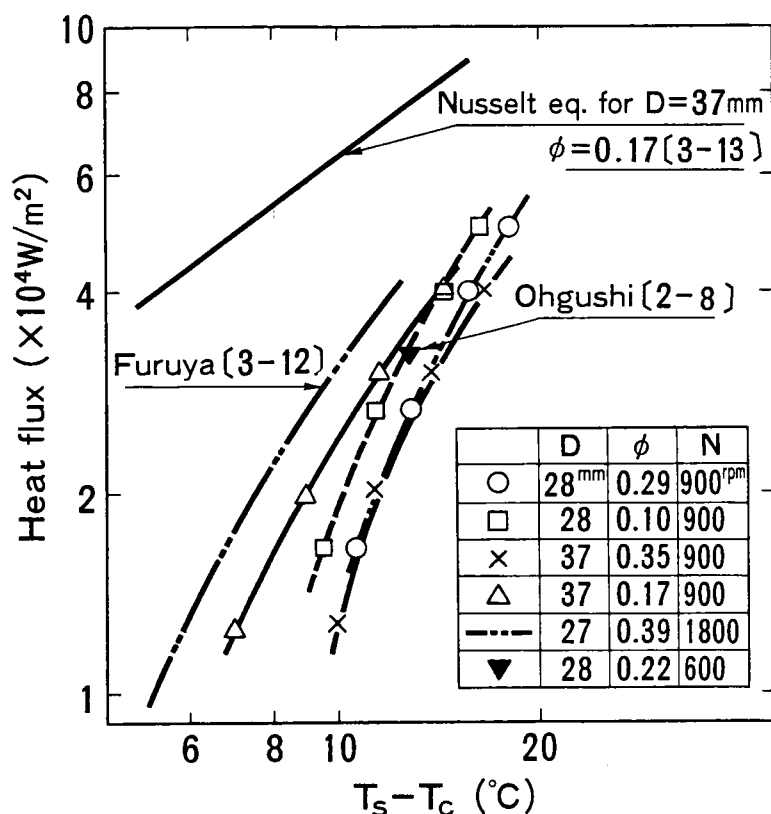


図 3・22 平滑回転ヒートパイプ放熱部の熱伝達率

(第 7 節の定義に基づく), 縦軸は熱流束 $q_c (= Q / \pi L_e D)$ である。図には古谷と服部〔3-12〕大串ら〔2-8〕の値をそれぞれ 2 点鎖線, ▼印で示した。熱流束と温度差との関係, 熱伝達率ともに相似している。図より封入率 ϕ が大きいほど温度差も大きくなる傾向が読みとれる。そこで, 凝縮の熱伝達率は液膜の熱抵抗によって支配され, したがって熱移動は図 3・20 のモデルで液から露出している部分でのみおこなわれるものとして, この部分の面積 $A_U (= A - A_D)$ を基準に図 3・22 を整理し直すと図 3・23 を得る。この図より各実測値はほぼ 1 つの曲線で表示でき, 上の考えが妥当なことを示している。

そこで, ヌセルトの凝縮の式を修正して管内の二相流に適用した式 (3・10)〔3-3〕を用いて計算してみると, 図 3・22 の左上部に示す実線の関係が得ら

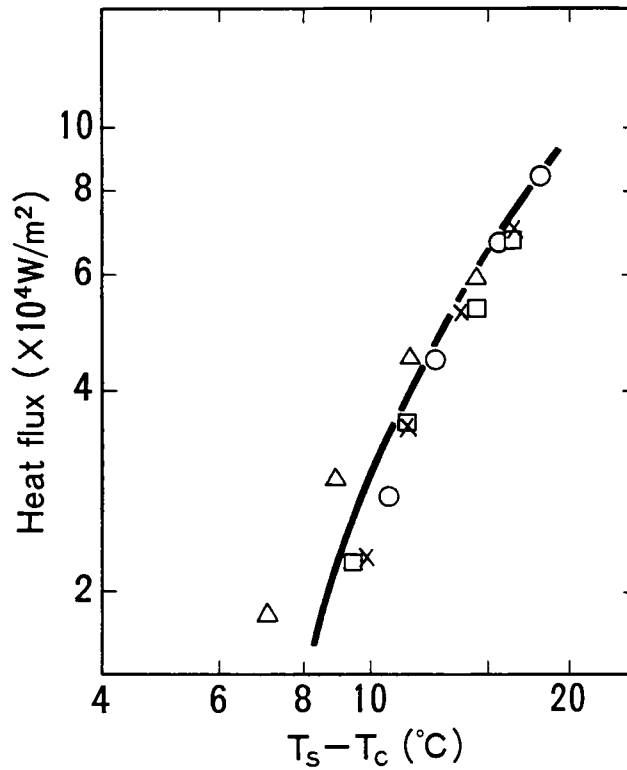


図3・23 露出部面積を基準にした
放熱部熱伝達率

(記号は図3・2 におけるものと同一)

れる。

$$h_c = F \left[\frac{\rho^2 g i k^3}{D \mu (T_s - T_c)} \right]^{1/4} \quad (3 \cdot 10)$$

ここにFは封入率 ϕ による修正係数である。式(3・10)と実測値との差が回転によりもち上げられる液膜の熱抵抗によるものとして熱伝導についてのフーリエの法則より液膜厚さを求めると0.1~0.2mmとなる。しかし、液は完全に貼り付いた状態にはないので、液層内の対流も生じて、みかけの熱伝導率は大きくなることから平均液膜厚さはこの値より大きいと考える。

このことから放熱部の熱抵抗は内表面をおおう液膜厚さに支配されるとすると、微細加工面による熱伝達促進は回転ヒートパイプの放熱部については効果が期待

できないということが予測できる。微細加工面は液膜中に没してしまうからである。

3.11 むすび

内面の平滑な直管回転ヒートパイプの熱輸送性能について実験をおこない、次の結論を得た。

- (1) 作動液が重力支配の流動形態にあるときの熱輸送性能は、液の封入率 ϕ の値が小さいほど良好である。その影響は ϕ が0.08から0.41の範囲では小さいが、それ以上となると大きくなる。また $\phi = 0.07$ と極端に小さいときはかえって少し悪くなる。
- (2) 流動形態が慣性力支配となる領域では放熱部の熱抵抗が増加し、これに伴って全体の性能も低下する。
- (3) 作動液の封入率が0.08から0.41の範囲で流動形態が重力支配の領域に留まるような条件で用いると、回転ヒートパイプはもっともよい性能を示す。
- (4) 重力支配域での最適封入率は、熱負荷が非常に大きいときを除き、熱負荷の影響を受けず、また回転数が小さいと少なくてすむ。

慣性力支配域では、放熱部の熱抵抗が液膜の厚さで定まるので、封入率は小さいほどよく、 $\phi = 0.10$ 程度が最適である。

- (5) 重力支配域での熱輸送性能は、回転数が300～900 rpmの範囲では受熱部、放熱部ともに安定しており、好条件下ではそれぞれ約3000 W/($\text{m}^2 \cdot \text{C}$)となる(水の場合)。
- (6) 容器に純銅、作動液に蒸留水という組合せのヒートパイプは長期間にわたって熱輸送性能が低下しない。

第4章 熱伝達促進法とその効果

4.1 はじめに

本章では直管回転ヒートパイプの熱輸送性能の向上と適用可能範囲の拡大とを目的としていろいろなパイプの熱伝達促進効果を実験により確認した結果を述べる。熱伝達促進法は微細構造面を中心とした内表面の工夫によっている。そしてその主な対象はヒートパイプの受熱部である。放熱部では微細構造面は液中に没して効果がなくなると予測できるからである。

とりあげた伝熱面は多孔質伝熱面〔2-6〕とこの歯状フィン面〔4-1〕である。これらは静止状態での沸騰熱伝達に効果のあるものの中からパイプ内面に直接加工可能なものとして選んだ。第3章で述べたように回転ヒートパイプ受熱部の熱移動様式は静止状態のそれと相似しているので、熱伝達促進効果も同様に得られることを期待しているのである。またパイプ内面に直接加工できることはヒートパイプの信頼性向上に寄与することになる。

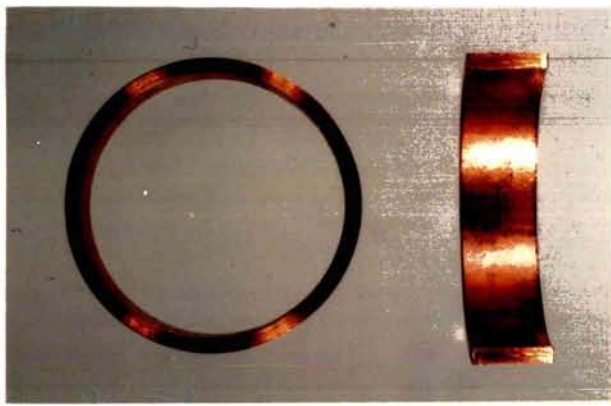
以上のほかに、本章では縦溝管と段付き管についてもその性能を調べた結果を述べる。縦溝管は静止のヒートパイプに用いて有効であり、ここでは縦溝による液戻りの促進効果に期待した。段付き管は放熱部の内径を受熱部のそれより小さくしたパイプで、MartoとWeigel〔1-9〕が慣性力支配域における熱輸送性能の研究をおこなっている。ここでは液膜厚さを薄くすることによる放熱部の熱伝達促進効果をみるために選んだ。

4.2 供試伝熱面

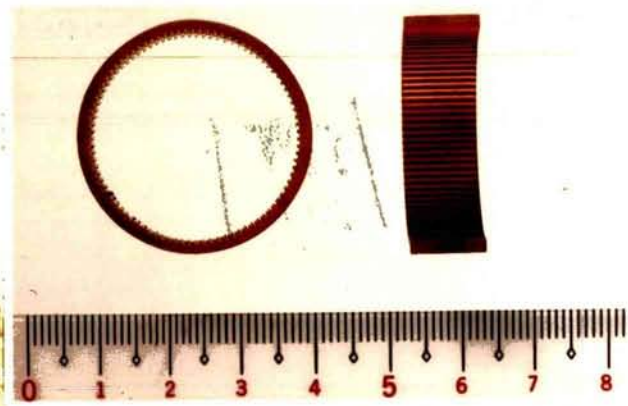
供試伝熱面の主要諸元を表4・1に、内表面構造を図4・1に示す。多孔質伝熱面は、表皮下空洞と、空洞と表面とをつなぐ多数の開口部とを備えた伝熱面で、リエ

表4・1 供試ヒートパイプの主要諸元

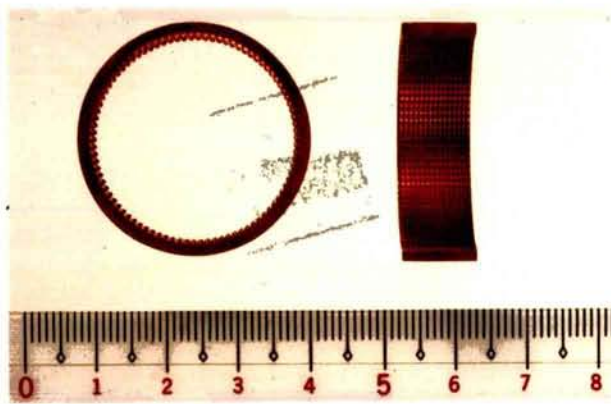
Inner surface	Outer diameter (mm)	Wall thickness (mm)	Pitch (mm)	Groove depth (mm)	Number of fin starts
Smooth(1)	40	1.5	—	—	—
Smooth(2)	32	2.0	—	—	—
Longitudinally grooved	32	2.0	1.00 (circumferential)	0.50	88
Saw-teeth fins	32	2.0	0.68 (longitudinal)	0.52	58
Sub-surface cavities	32	2.0	sub-surface cavity : cross section in the form of tunnel 0.25×0.4mm pitch 0.55mm pores : diameter 0.1mm pitch 0.7mm		



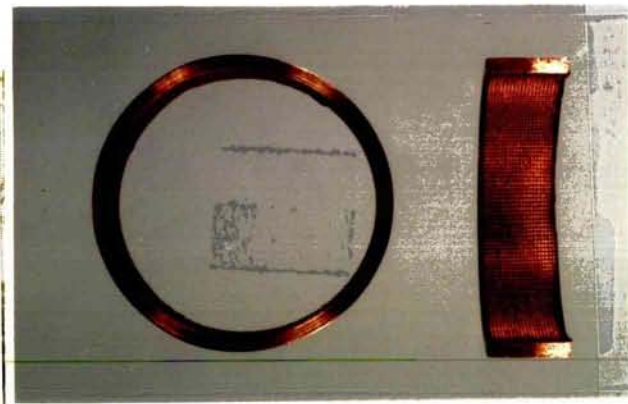
(a) Smooth



(b) Longitudinally grooved



(c) Saw-teeth fins



(d) Sub-surface cavities

図4・1 供試ヒートパイプの内表面構造

トラントキャビティを利用する伝熱促進面〔4-2〕の代表的な例である。静止伝熱面では気泡生成の促進により、核沸騰〔4・3〕，薄膜蒸発〔2-6〕の両方について熱伝達促進効果が確認されている。したがって回転ヒートパイプにおいても受熱部の熱伝達促進が期待できるものである。

パイプ内面に多孔質伝熱面を直接形成するために図4・2に示す装置を考案した。この装置の構成は次のようになっている。②は供試パイプ①の内径にほぼ等しい外径をもつガイド部である。ガイド部②の先端にフィン成形工具③が、さらにその先端に歯車状工具④がとりつけてある。

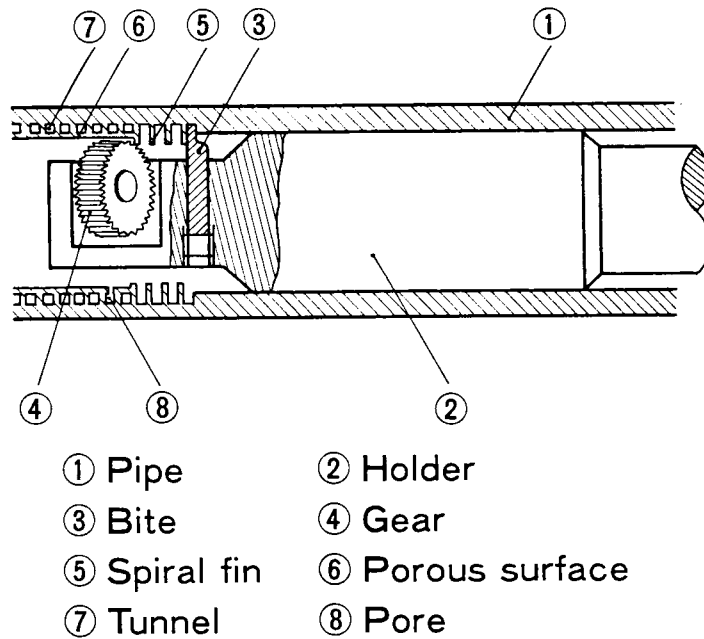


図4・2 多孔質伝熱面形成装置

次に伝熱面の製作は以下のようにしておこなう。上記の形成装置をパイプ①と相対的に回転させながら移動すると、まずフィン成形工具③がパイプ①の内面をすき起こし、微細な溝と壁よりなるねじ状のフィン部⑤が形成される。さらに移動を続けると、歯車状工具④が切り起されたフィンの壁の上部にあたる。そして、すき起こされたフィンの壁の上部を断続的に隣の壁に密着させ、多孔質成形部⑥を形成する。すなわち

フィンの内側に表皮下空洞⑦が形成され、この空洞と表皮外とをつなぐ開口部⑧がねじ部に沿って間欠的に形成される。開口部⑧の直径はフィン成形工具③と歯車状工具④の位置の調節によって任意に選択できる。ここでは大気圧における水の核沸騰の実験結果〔4-3〕を参考にして0.1 mmとなるようにした。

この歯状フィン面は、最初は凝縮伝熱面として開発された〔4-4〕。その後沸騰伝熱面としても有効であることが確かめられている〔4-1〕。この伝熱面は製作が比較的容易であることと、多孔質伝熱面との比較の対象とすることから供試品に選んだ。

以上は主として受熱部を対象とした伝熱促進法であるが、凝縮液の受熱部への還流促進の効果を次の2つのパイプについて調べた。

第1は縦溝管で、縦溝は静止のヒートパイプでもウィックの一種として用いられている。第2は段付き管で、このパイプは放熱部の内径を受熱部のそれより小さくして放熱部からの液の還流を促進するとともに液膜を薄くして放熱部の熱抵抗を小さくすることを期待している。この形状のパイプの慣性力支配時の効果については Marto と Weigel〔1-9〕が調べており、ここでは重力支配時についても性能を調べる。供試パイプの内径は受熱部で37 mm、放熱部で28 mmとしている。

4.3 微細構造面をもつヒートパイプの熱輸送性能

4.3.1 多孔質伝熱面

図4・3と4・4に受熱部に多孔質伝熱面を用いたヒートパイプの熱輸送性能を示す。図4・3は封入率 $\phi = 0.29$ の実験結果、図4・4は $\phi = 0.11$ の結果である。受熱部のみを多孔面としたのは、次項に述べるように、放熱部に微細加工を施すメリットはないからである。

$\phi = 0.29$ (図4・3) の場合は平滑管の実験結果と比較して2つの特徴がある。

第1は $(T_e - T_s)$ の値の小さいことで、たとえば 900 rpm では $T_e - T_s = 6^\circ\text{C}$ で、これと同じ条件で実験した平滑管の $(T_e - T_s) = 16^\circ\text{C}$ の約40%で、多孔質伝熱面の効果が表われている。第2に $N < N^*(= 2000 \text{ rpm})$ の全範囲で $(T_e - T_s)$ の増加がないことも特徴である。この理由は明確でないが、回転数の増加と

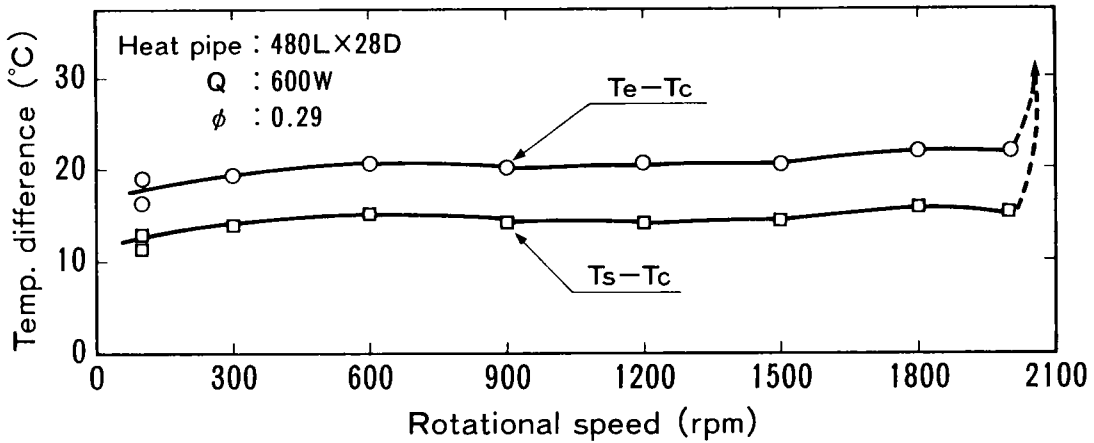


図4・3 受熱部に多孔質伝熱面をもつ回転ヒートパイプの熱輸送性能(1)

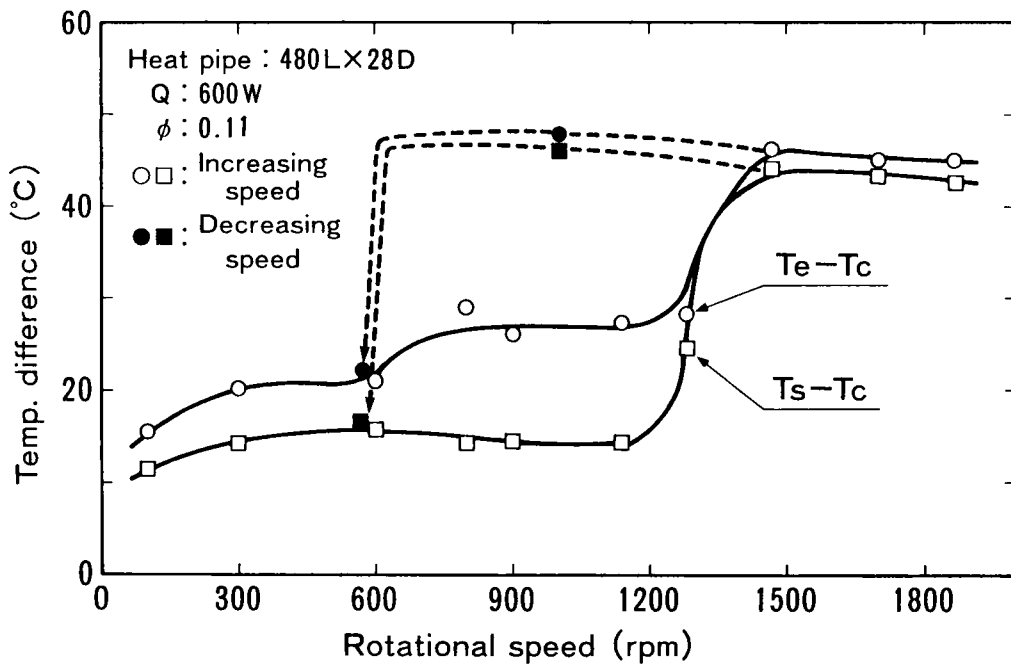


図4・4 受熱部に多孔質伝熱面をもつ回転ヒートパイプの熱輸送性能(2)

表 4・2 熱伝達率を得たときの実験条件

Fig.	Mark	Surface	ϕ	N(rpm)	$T_s(^{\circ}\text{C})$	$P_s(\text{Pa})$
4・6	■	Smooth	0.29	900	49	1.2×10^4
	○	Porous	0.29	900	46	1.0×10^4
	×	"	0.29	100	40	0.7×10^4
	△	Saw teeth	0.29	900	48	1.1×10^4
	▽	"	0.29	300	42	0.9×10^4
4・7	■	Smooth	0.10	900	63	2.3×10^4
	○	Porous	0.11	900	63	2.3×10^4
	△	Saw teeth	0.11	900	58	1.9×10^4
4・10	×	Smooth	0.35	900	40	0.7×10^4
	○	Grooved	0.29	900	39	0.7×10^4

もに慣性力が増して液を壁面に押しつける力が強くなり、その結果表皮下空洞中に十分な液の供給がおこなわれるからではないかと考える。

$\phi = 0.11$ (図 4・4) の条件では回転数範囲によって3つの異った特徴を示す。まず $N = 100 \sim 600$ rpm の範囲では $(T_e - T_s) \approx 6^{\circ}\text{C}$ で平滑管 (約 10°C , 図 3・14) の約60%である。次に回転数 $N = 800 \sim 1130$ rpm の範囲では状況が異なる。図 4・4 からは $(T_e - T_s)$ の値が約 13°C となっているように読みとれるが、これは受熱部先端の温度が高くなっているためで、このことは蒸発に必要な液が受熱部先端まで還流しないことを示し、多孔質面が液の流れの抵抗となって促進された伝熱量に見合う液量が供給されないことによる。この現象が低速回転で生じないのは、回転に伴って引き上げられる液量が少なく、パイプ底部にあって還流に寄与する液の割合が増すからである。最後に剛体回転域では $(T_e - T_s) = 2^{\circ}\text{C}$ で平滑管 (17°C) の約10%である。したがって多孔質伝熱面は慣性力支配域で特に有効である。 $\phi = 0.11$ の条件ではパイプ内面は 0.7 mm 強の液膜におおわれており、核沸騰の状態になっているものと思う。

このように受熱面のみに多孔質伝熱面を形成することは、重力支配域、慣性力

支配域ともに熱伝達促進に寄与するので実用的にはもっとも好ましい形状の1つである。

4.3.2 のこ歯状フィン伝熱面

内面の全面にのこ歯状フィンを加工したヒートパイプの熱輸送性能を図4・5に示す。 $\phi = 0.29$ の条件では $(T_e - T_s)$ の値は 7°C (600 rpm), 14°C (1200 rpm)となる。この値は平滑管よりは小さいが多孔質伝熱面よりは大きい。注意すべきことは遷移回転数 $N^* = 1660$ rpm と前項で述べたパイプの83%の値となることである。これはのこ歯状フィンが液の引き上げ効果を促進しているためである。内面にフィン加工したパイプの引き上げ効果については、大串ら〔2-8〕も縦溝を設けたアクリルパイプの可視実験で確認している。

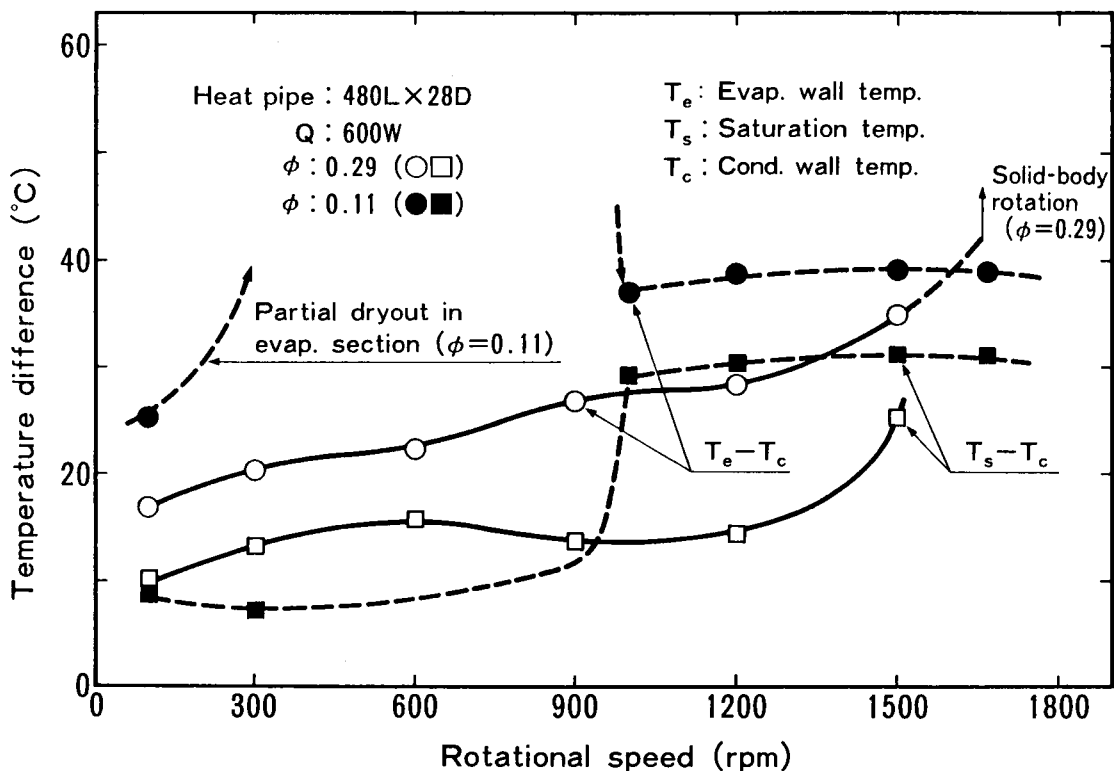


図4・5 のこ歯状フィン面をもつ回転ヒートパイプの熱輸送性能

放熱部の温度差 ($T_s - T_c$) は約 16°C (600 rpm) で平滑管の場合とほぼ同じ値となった。これは微細なこの歯フィンが液を引き上げることにより液面下に没し、凝縮の熱抵抗が液膜のそれに完全に支配されることになるためである。このことから、回転ヒートパイプの凝縮部では、微細構造面は伝熱促進効果がなく、かえって剛体回転への遷移回転数が小さくなることによるマイナス要因のみが生じることになり、平滑面の方が好ましいという結論が得られる。

$\phi = 0.11$ の場合は前項に述べた低速回転域の状況が一層強調されて現われた。すなわち、 $N = 300 \sim 900$ rpm の範囲では受熱部先端の温度が上昇し、ほとんどドライアウトの状態となった。これは微細なこの歯状フィンが凝縮液の還流を妨げているからである。しかし $N > N^*$ ($= 1000$ rpm) では ($T_e - T_s$) は約 8°C となって安定した。

4.4 熱伝達率

4.4.1 重力支配域での受熱部熱伝達率

多孔質面とこの歯状フィン面との $N = 900$ rpm における受熱部の過熱度 ($T_e - T_s$) と熱流束 q_e との関係を図 4・6 に示す。図 4・6 にはまた比較のために平滑管の値も示してある。

多孔質面の熱伝達率は約 $6000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ で平滑面の $3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ の約 2 倍の値となった。この値は、R-11 の薄膜沸騰 [2-6]、水の核沸騰 [4-3] に多孔質面を用いたときの熱伝達率の促進率 (平滑面の 5~10 倍) と比較すると小さい。これは多孔質面に沿って液が引き上げられる際に、慣性力が小さいと液が表皮の上を滑り、空洞の中へ十分に流入していないからではないかと思う。平滑管では重力支配域でも回転数の高い領域になると ($T_e - T_s$) の値が増すことがある (図 3・19) のに対し、多孔質面ではそのような現象が見られない (図

4・3) ことがその根拠である。

回転数 $N = 900 \text{ rpm}$ におけるのこ歯状フィン面の沸騰熱伝達率は平滑面のそれとほとんど変わらない。のこ歯状フィンは平滑面と比較すると約 2.5 倍の面積増加があるがその効果が現われていないことの原因は、流動形態が多孔質面の場合と同様になっているためと考える。図 4・6 には低速回転の例として多孔質面の $N = 100 \text{ rpm}$ の場合と、のこ歯状フィンの $N = 300 \text{ rpm}$ の場合の値が示してある。いずれも低速条件での温度差の方が小さくなっている。

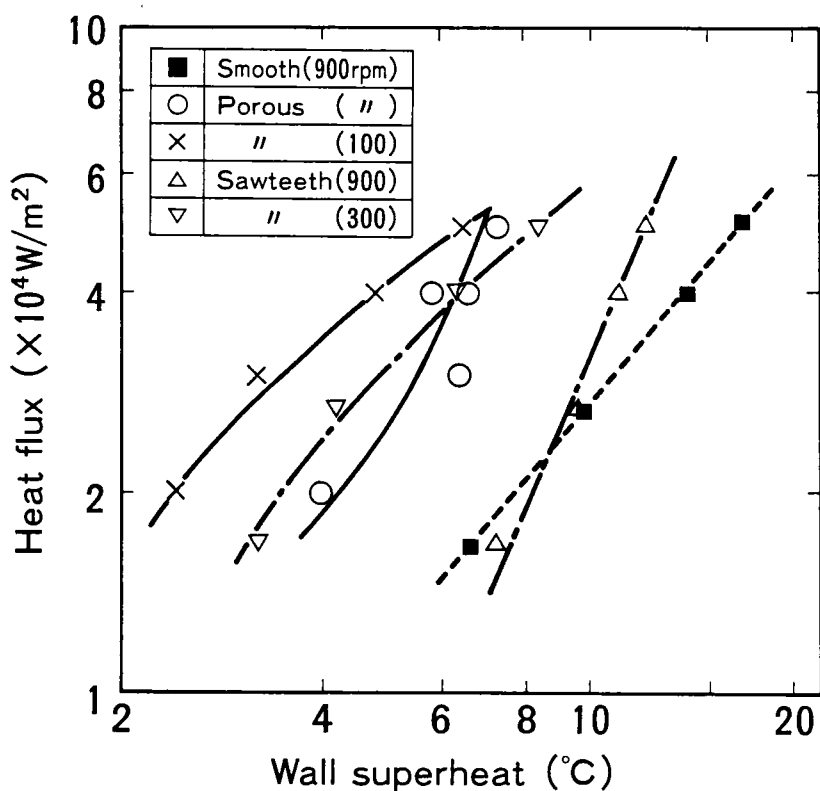


図4・6 微細構造伝熱面の受熱部熱伝達率
(重力支配域)

4.4.2 慣性力支配域での受熱部熱伝達率

図4・7に作動液が剛体回転の状態にあるときの受熱部の $(T_e - T_s)$ と q_e との関係を示す。回転数はいずれも $N = 900 \text{ rpm}$ である。実験ではまず増速して作動液が剛体回転状態となったことを温度差から確認した後に減速し、ヒステリシス現象を利用して慣性力支配状態を保っている。

平滑面と比較して多孔質面の熱伝達率が約10倍、のこ歯状フィン面のそれが約2.5倍（表面積の増加割合に見合う値）になるなど、静止面における Nakayama ら [4-3], Ogata と Nakayama [4-4] の実験とはほぼ等しい傾向を示した。慣性力支配の状態では重力支配の状態とは異なり現象が単純で、かつ熱伝達のメカニズムが静止面の場合と相似しているためと考える。

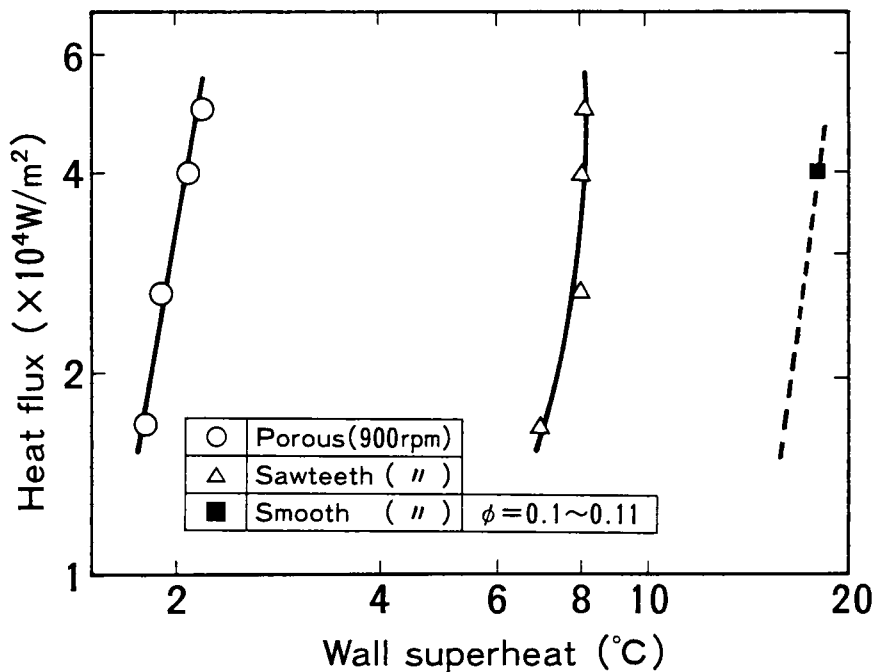


図4・7 慣性力支配回転時の受熱部熱伝熱率

4.4.3 のこ歯状フィン面の放熱部熱伝達率

のこ歯状フィン面の放熱部の温度差 ($T_s - T_c$) と熱流束 q_e との関係を図4・8に示す (温度差等の定義は図3・22におけるものと同一である)。図4・8には $N = 900$ rpm および $N = 300$ rpm の条件における結果が、平滑管の $N = 900$ rpm の値とともに記してある。 $N = 300$ rpm および $N = 900$ rpm の場合とともに平滑管における値との差は認められない。すなわち 3.10.3 および 4.3.2 に予測したこと (フィンが液中に没して熱伝達促進効果を喪失している) を裏付ける結果となった。

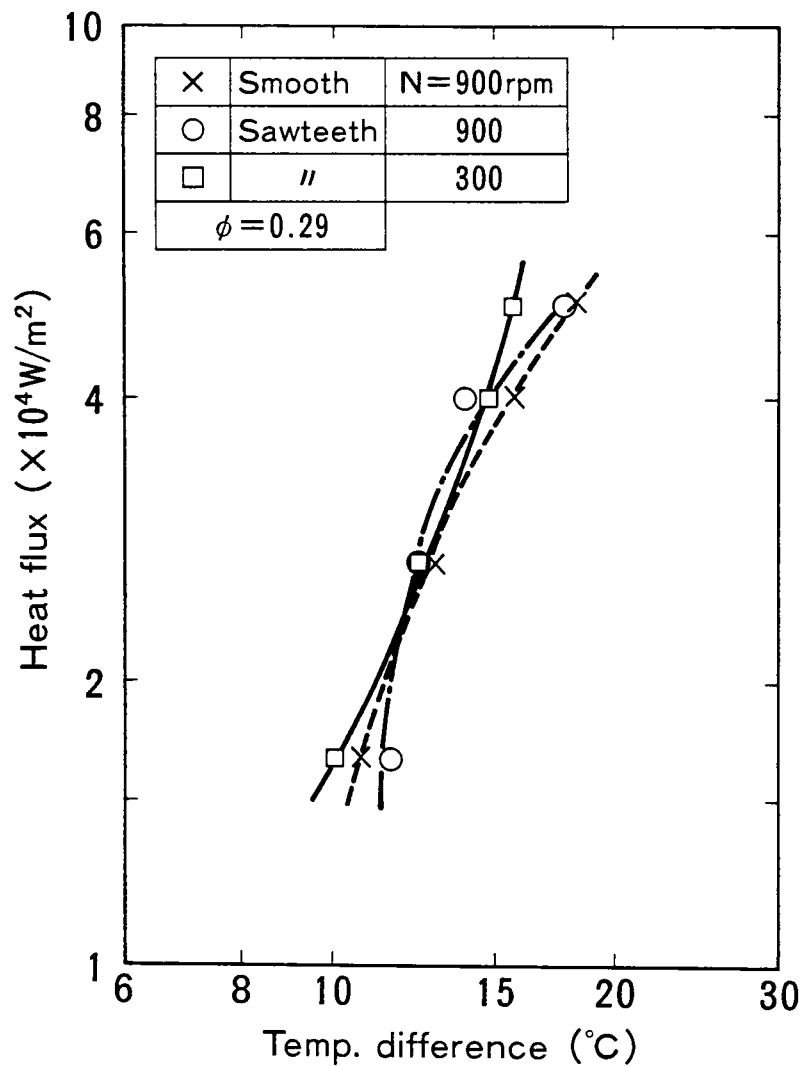


図4・8 のこ歯状フィン面の放熱部熱伝達率

4.5 その他の伝熱促進法

4.5.1 縦溝付きヒートパイプの熱伝達率

図4・9に縦溝付きヒートパイプの放熱部の温度差 ($T_s - T_c$) と熱流束 q_c との関係を示す。また図4・10には受熱部の温度差 ($T_e - T_s$) と熱流束 q_e との関係を示す。図4・9, 図4・10には比較のために平滑管の実験データも記してある。図4・10の平滑管のデータは縦溝付きパイプの実験と飽和温度 (T_s) のほぼ等しい条件のものを選んである (縦溝付き管の熱流束算出の基礎となる伝熱面積は素管面積を採用している)。放熱部の熱伝達率はたとえば $q_c = 4 \times 10^4$ (W/m^2) で比較すると平滑管が約 $2500 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ であるのに対し、縦溝付き管では約 3300

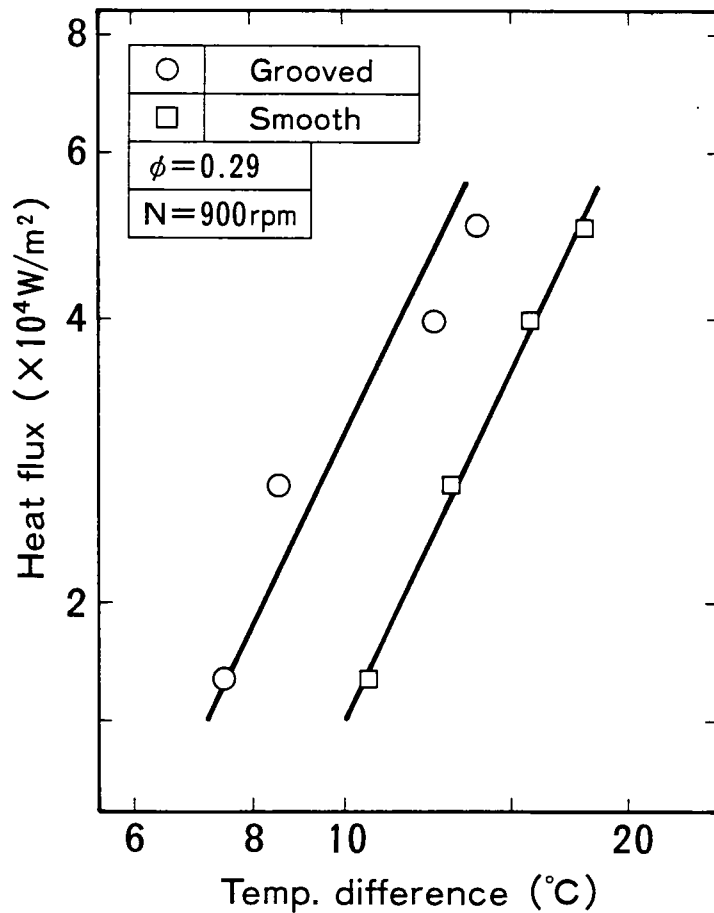


図4・9 縦溝付き面の放熱部熱達率

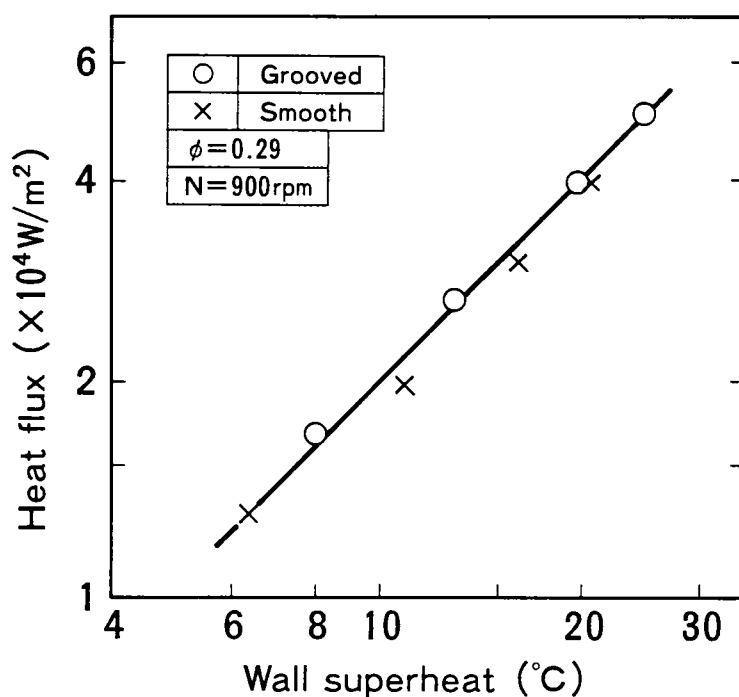


図4・10 縦溝付面の受熱部熱伝達率

$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ と約30%増加している。この増加率は面積の増加率（約100%）と比較すると小さい。これは大串ら〔2-8〕も確認しているように縦溝により液が引き上げられる量が増し、液膜が厚くなったためと考えられる。一方受熱部の熱伝達率は平滑管のそれとほぼ同じ値にとどまった。

4.5.2 段付きヒートパイプの熱輸送性能

図4・11に放熱部の内径（28mm）を受熱部の内径（37mm）より小さくした段付きヒートパイプの入力 $Q = 800\text{ W}$ の条件における受熱部と放熱部の温度差 ΔT を示す。封入率 $\phi = 0.17$ の条件で実験した。この ϕ の値は慣性力支配の状態では封入液がパイプ内面に張り付いたときに放熱部に液が存在しないように定めてある。図4・11には段付きパイプと比較するために $D = 37\text{ mm}$ 、 $\phi = 0.25$ の場合の平滑直管のデータも示してある。直管ヒートパイプでは流動形態が遷移 ($N^* =$

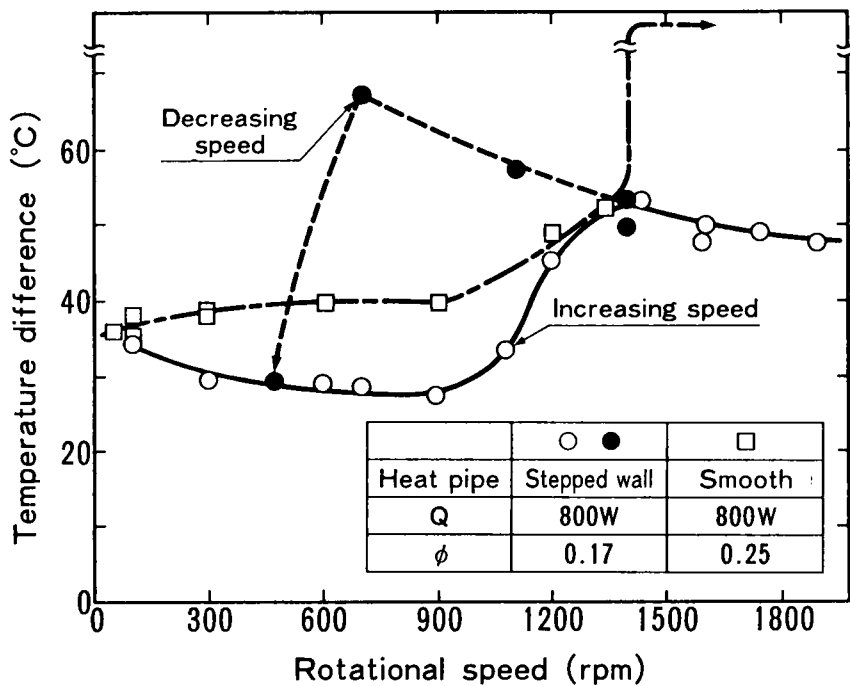


図4・11 段付きヒートパイプの熱輸送性能

1440 rpm)すると $\Delta T > 70^\circ\text{C}$ となるが、段付きヒートパイプでは $N = 1200$ rpmで慣性力支配域に遷移した後 $N = 1750$ rpmの条件でも $\Delta T = 49.2^\circ\text{C}$ で、 $N = 600$ rpmのときの $\Delta T = 28.9^\circ\text{C}$ と比較して 20.2°C の増加にとどまった。 $N = 1750$ rpmにおける放熱部の温度差 ($T_s - T_c$) = 28.9°C で、この温度差を液膜の熱抵抗と考えてフーリエの法則から液膜厚さを求めると 0.38 mmとなる。 $D = 37$ mmのパイプで慣性力支配状態の液膜厚さを 0.4 mm以下にするためには $\phi \leq 0.043$ としなければならない。第2, 3章で述べたようにヒートパイプの封入率としては過小な値となる。すなわち段付きパイプは慣性力支配域に利用するヒートパイプとして有効であることがわかる。なお上の条件で放熱部の段差が銅材で構成されているとすると、その部分の熱伝導による温度差は 0.1°C 以下である。

図4・11に示すように増速時の流動形態の遷移の他に、減速時にも $N = 476$ rpmにおいてヒステリシスを伴った流動形態の遷移現象によると思われる ΔT

の減少がみられた。

4.6 むすび

直管回転ヒートパイプの伝熱性能向上と適用範囲拡大のため、主として微細構造面を利用する伝熱促進法につき、重力支配域と慣性力支配域の回転数範囲において実験をおこない、次の結論を得た。

- (1) 受熱部においては多孔質伝熱面は伝熱促進に有効で、特に慣性力支配域では平滑面の約10倍の熱伝達率が得られる。
- (2) のこ歯状フィン面も受熱部では平滑面より優位にあるが、封入率が小さいとドラライアウトの可能性が生じる。
- (3) 慣性力支配域の受熱部の熱伝達促進率は静止の状態の場合とほぼ同じ値が得られる。
- (4) 放熱部では微細構造面は伝熱促進効果がなく、かえって液のかき上げの促進により遷移回転数を小さくする作用をする。縦溝付きパイプは促進効果が認められる。
- (5) 放熱部の内径を受熱部のそれより小さくした段付き管は慣性力支配時の液膜厚さを薄くできるので高回転数条件での利用に有効である。また増速時と減速時のそれぞれに流動形態の遷移現象が存在する。

第5章 対流熱伝達を用いた回転ヒートパイプの性能

5.1 はじめに

前章までに直管回転ヒートパイプの作動液の流動形態と熱輸送性能とを明らかにし、この形のヒートパイプが実用に供し得るに十分な熱輸送性能を有することを示した。ところでヒートパイプは熱輸送性能はよいが、熱伝達に相変化を利用するので不凝縮気体が存在すると性能が低下する。したがって製作には相当の注意を要するうえ、作動液と容器との組合せにも制限がある。著者らは、対流熱伝達は不凝縮気体の影響を受けないことと、水の強制対流熱伝達率は相変化のそれに見合う値になることに着目し、対流ヒートパイプを利用する回転ヒートパイプを考案した。

このヒートパイプのポイントは、

- (a) 熱移動に対流熱伝達を
- (b) 液の流動にはポンプ作用を利用し、
- (c) 液の還流は流路を分離しておこなおう

という着想にある。パイプは、図5・1に示すように、2重円筒よりなり、環状部に

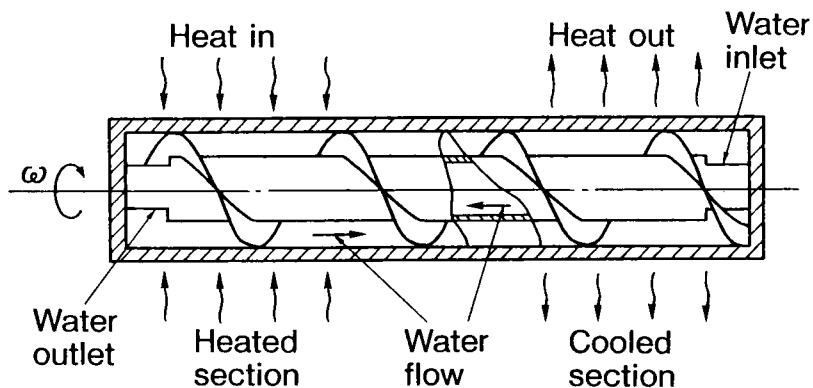


図5・1 対流熱伝達を利用する回転ヒートパイプの説明図

ねじ状の部材が、また内筒の両端に内外円筒間の液の出入口がそれぞれ設けてある。この形状はアルキメデスのポンプ〔5-1〕にヒントを得ている。環状部の液は回転に伴うねじの押しのけ作用で移動し、流入口で内筒へ入り、内筒内を水面こう配によって還流する。

このヒートパイプの特長は、パイプと液との間の熱伝達に対流熱伝達を用いるので空気の存在が熱輸送性能に影響しないことである。したがって、作動液は大気圧下で封入できるうえ、パイプ材料と作動液との反応により気体が発生しても性能は低下しない。さらに、工業的に用いる回転機器の軸は鋼材でつくられているので、(銅製の)ヒートパイプを挿入する際にはかん合部の接触熱抵抗を無視できない。したがって鉄-水の組合せのヒートパイプが利用できれば望ましい。これに関しては今までに多くの研究がある〔たとえば3-4〕が満足できる結果はない。本章で述べるヒートパイプは回転軸をそのまま容器に利用できるので接触熱抵抗をなくする効果がある。また製作費も安価である。以後このヒートパイプを「対流ヒートパイプ」、相変化を利用するヒートパイプを単に「回転ヒートパイプ」と呼ぶ。対流ヒートパイプは回転ヒートパイプの適用分野を拡大するための一手段となるものである。

本章の目的は対流ヒートパイプの利用可能範囲とそこでの熱輸送性能を実験から明らかにすることである。

5.2 供試ヒートパイプと実験方法

供試ヒートパイプ、実験装置および実験方法は第3、4章で述べた回転ヒートパイプのものと主要部で同一である。実験結果の比較を容易にするためである。以下には対流ヒートパイプに特徴的な点のみについて記す。

5.2.1 供試ヒートパイプ

熱輸送実験には表5・1に示す4種類のパイプを用いた。材料は外筒は純銅、内筒はステンレス鋼である。いずれも有効長さ $L = 480$ mmで、内径とねじピッチとが異なる。表面温度の測定位置は受熱部先端から60, 110, 160, 290, 340, 390 および 440 mmの計7点である(これらの相対位置は図5・3に示される)。

表5・1 供試ヒートパイプ諸元 (mm)

	D_o	D	d_o	d	Pf
(1)	32	28	22.2	19.2	25
(2)	32	28	22.2	19.2	10
(3)	40	37	30	29	25
(4)	40	37	30	29	75

作動液(本章の実験には水道水を用いた)の流動状況を見る可視実験には、 $L = 480$ mm, 内径 $D = 28$ mm, 内筒内径 $d = 16$ mm, ねじピッチ $Pf = 16$ および 33 mmの透明アクリル製パイプを用いた。

5.2.2 実験装置および方法

実験装置および方法は第3章で述べたものとはほぼ同一であるのでここでは省略する。

5.3 実験結果とその検討

5.3.1 作動液の流動状況

アクリルパイプを用いた可視実験は、熱を加えないで、液の封入率 $\phi = 0.6$ の条件でおこなった。パイプの残りの空洞を占める空気がパイプの回転に伴って気泡となって水中にとりこまれるので、この気泡の移動に着目することによりパイプ内の観察をすることができた。

回転数の小さい範囲では水はパイプの内外筒ともに底部に存在する。そして環状部ではねじの押しわけ作用により流動する。図5・2(a)に環状部を水とともに移動する気泡と、内筒内の水面とが観察できる（回転数 $N = 300$ rpm, $P_f = 33$ mm）

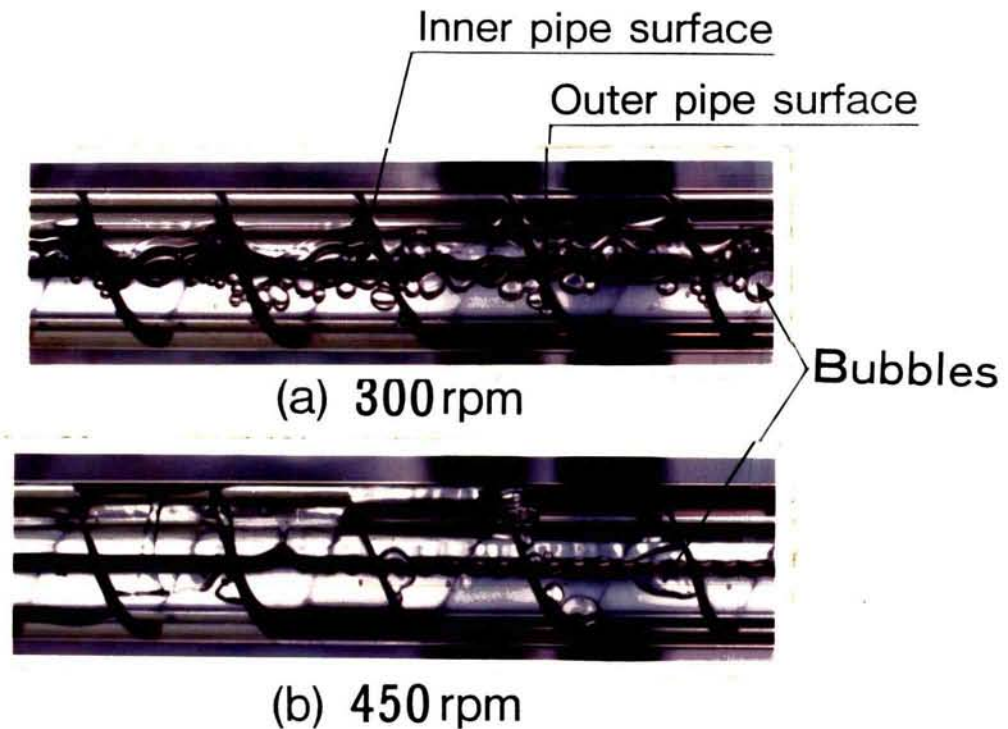


図5・2 対流ヒートパイプ封入液の流動状況

回転円筒に封入した液は回転数を増すと徐々に内面に沿って引き上げられ、ついには円筒内面に張り付く（第2章）。対流ヒートパイプでこの現象が外筒の一部に生じると液はパイプとともに回転するのでねじによる押しわけ作用が働かず、液の流動は停止した。図5・2(b)にはねじ状部材に附着し移動しなくなった気泡が観察できる。この状態の生じる回転数はねじピッチに関係なく、350~400 rpmの間であった。一たん閉そく状態になると、回転数を100 rpm以下に減ずるまで元の状態に復帰しなかった。以上のことから、作動液を循環させるためには液をパイプ底部に位置させることが必要であることがわかった。

また、 $L = 880$ mm, $D = 33$ mmのヒートパイプを用いておこなった予備実験で

は内筒内面にもねじを設けたが，上記の観察の結果，内筒にはねじを設けずとも作動液は水面こう配により流動することがわかったので，以下の実験では，図5・1に示すように，環状部のみにねじを設けたヒートパイプを用いている。

5.3.2 ヒートパイプ表面温度分布

内径 $D = 28\text{mm}$ ，熱入力 $Q = 600\text{W}$ の場合の対流ヒートパイプの表面温度を，回転ヒートパイプのそれと比較して図5・3に示す。横軸は受熱部先端からの距離，縦軸は7点（回転ヒートパイプは5点）の表面温度の中で最低の温度を示した点を基準とした各点の温度である。図中矢印は環状部を水が流動する方向を示す。例えば白ヌキ測点は水が環状部で受熱部から放熱部へ流動し，内筒内を逆に

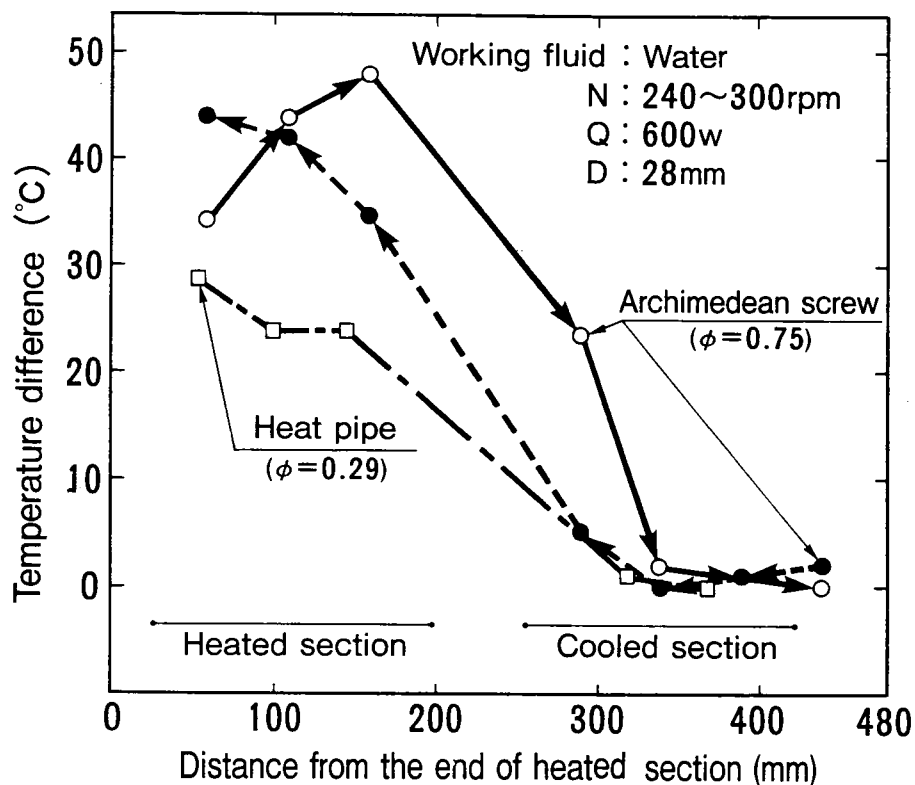


図5・3 ヒートパイプ表面温度分布

(矢印は対流ヒートパイプ環状部を水が流れる方向を示す。図中，ヒートパイプとあるのは相変化利用の回転ヒートパイプである。)

戻る例である。受熱部では環状部の水が加熱されてパイプ先端から中央部へ流動するにつれて上昇するのでパイプ表面温度も同様に先端部が低く、中央部が高くなる。放熱部では冷却水と熱交換しながら封入水は冷却されていくので、先端に進むにつれて温度が下がる。回転方向が逆の場合（黒ヌリ点）ではこの逆となる。このように対流ヒートパイプは対流熱伝達を用いるので、パイプ表面温度が位置により異なるのが一つの特徴である。このことは図5・3に示す回転ヒートパイプと対流ヒートパイプのそれぞれの受熱部3点の間の温度差を比較するとよくわかる。すなわち、回転ヒートパイプでは5℃の差であるのに対し、対流ヒートパイプでは9～14℃の温度差が生じている。

5.3.3 熱輸送性能

図5・4～5・7に対流ヒートパイプの熱輸送性能を示す。各図の横軸は回転数、縦軸は受熱面と放熱面との温度差である（受熱部温度は3点の平均値を、放熱部はヒートパイプとの比較のために4点の中、中央の2点の平均値を採用した）。また図には同一寸法の回転ヒートパイプの温度差も示した。 $\phi = 0.50 \sim 0.75$ の範囲では実験結果に有意の差は認められなかったので、ここでは主として $\phi = 0.75$ の場合の結果を示す。

回転数 $N = 100 \sim 300$ rpmの範囲では熱輸送は良好におこなえたが、 $D = 28$ mmで $N = 300 \sim 320$ rpm(図5・4, 図5・5), $D = 37$ mmでは $N = 340 \sim 350$ rpm(図5・6, 図5・7)を越えると温度差が急に大きくなった。これは上に述べた観察結果に対応するもので、液が外筒内に張り付き、パイプが閉そくしてポンプ作用が働かなくなったためである。この現象が生じる回転数 N には、(円筒のない)回転円筒や、アルキメデスのポンプとは異なる2つの特徴があった。第1は N' の値である。回転円筒では N' の値は封入率 ϕ が小さい程小さいが、 $D = 28$ mm

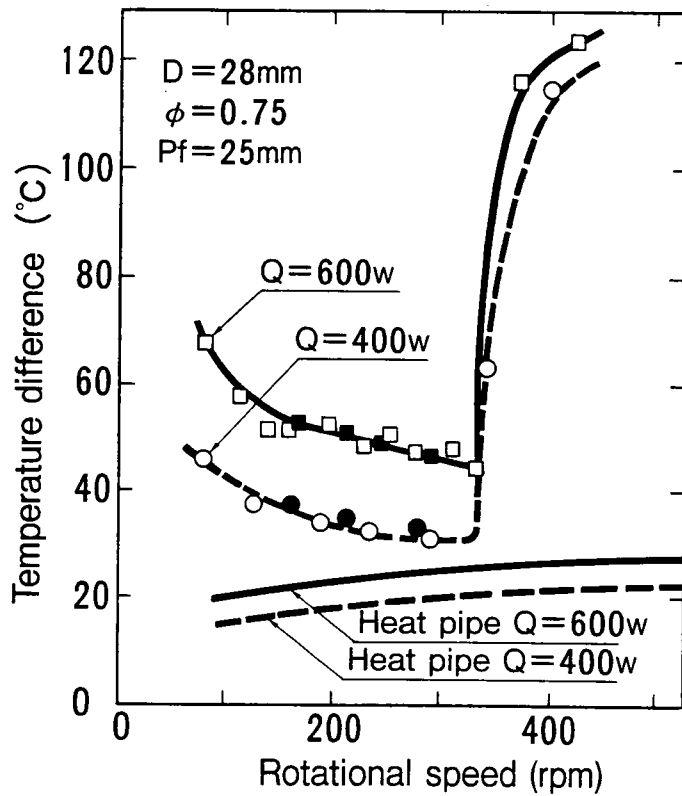


図5・4 対流ヒートパイプの熱輸送性能(1)

(□は環状部を受熱部から放熱部へ流れる。
 ■は逆回転。図中ヒートパイプとあるのは
 相変化利用の回転ヒートパイプである。)

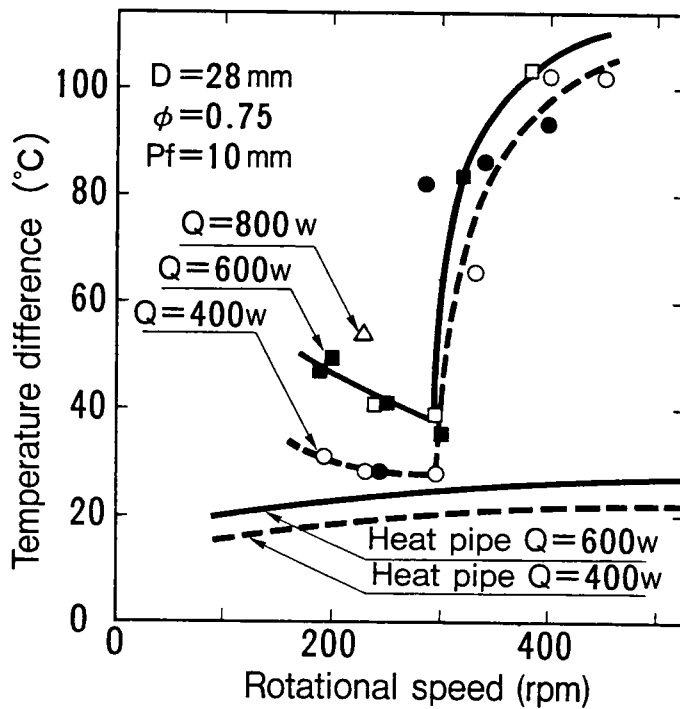


図5・5 対流ヒートパイプの熱輸送性能(2)

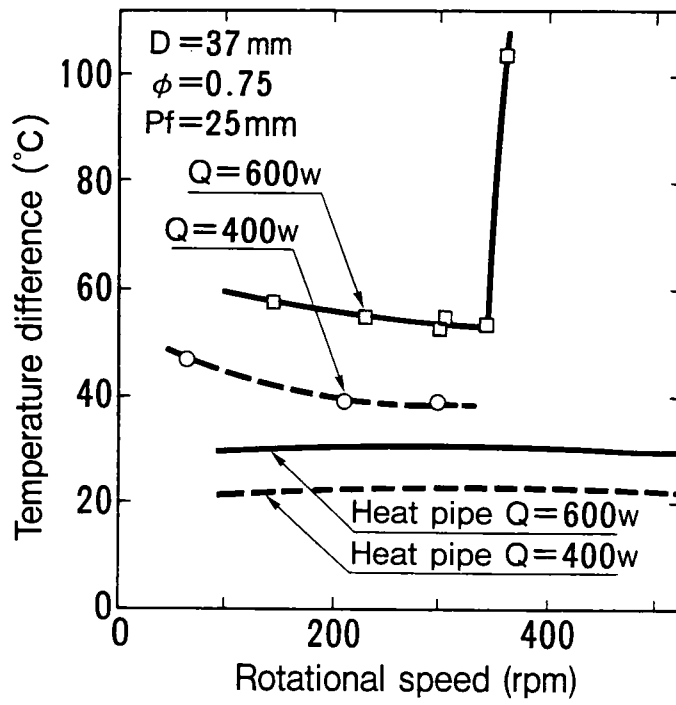


図5・6 対流ヒートパイプの熱輸送性能(3)

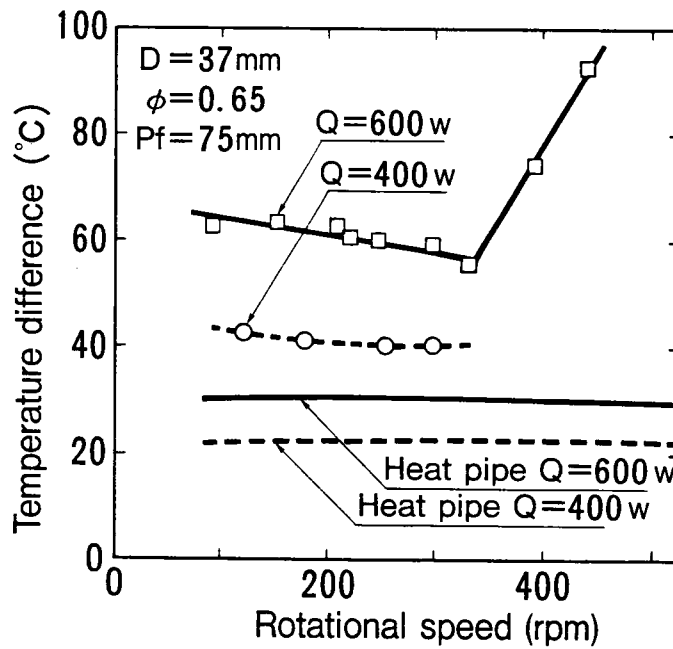


図5・7 対流ヒートパイプの熱輸送性能(4)

のパイプでは $N' > 600$ rpm である (図 2・6)。またアルキメデスのポンプ (この場合は外筒は回転しない) で流量が最大になる回転数は次式で与えられる [5-1]。

$$N = \frac{0.833}{D^2} \quad (5 \cdot 1)$$

式 (5・1) によると, $D = 37$ mm で $N = 450$ rpm, $D = 28$ mm では $N = 540$ rpm となる。対流ヒートパイプの N' の値はこれらと比較すると小さい。第 2 は D と N' との関係である。回転円筒とアルキメデスのポンプでは, D が大きくなると N' は小さくなる [第 2 章, 5-1] が, 対流ヒートパイプでは逆の傾向が見られる。これら, 特に第 1 の現象の原因は, アルキメデスのポンプでは内筒のみが回転するのに対し, 対流ヒートパイプでは内外筒が一体となって回転していることと, ねじ部材が液を引き上げやすくしていることにあると考える。

熱輸送が良好におこなえる回転数範囲では回転数が大きいほど温度差が小さくなった。液の流速が増すためと考える。

ねじピッチは大きいほど温度差が大きくなったが, 回転数の変化には鈍感になる傾向が見られた。なお, 図 5・4, 5・5 に示すように回転方向による差は認められなかった。

図 5・4 から図 5・7 に示した実験は熱入力 600 W と 400 W の条件でおこなっている。対流ヒートパイプでは熱移動に対流熱伝達を利用するので温度差は熱入力に比例すると予測できるが, 実験結果もほぼそのようになった。たとえば図 5・4 でみると, $N = 300$ rpm で $Q = 600$ W では $\Delta T = 48^\circ\text{C}$ であり, $Q = 400$ W で $\Delta T = 32^\circ\text{C}$ である。また $N = 150$ rpm では $Q = 600$ W で $\Delta T = 52^\circ\text{C}$, $Q = 400$ W で $\Delta T = 37^\circ\text{C}$ となり, ほぼ温度差は熱入力と比例している。次節に示す図 5・8 では図 5・4 ~ 図 5・7 の $Q = 600$ W と $Q = 400$ W の場合の実測値を基に熱伝達率

を求めている。

5.4 平均熱伝達率

図5・8に対流ヒートパイプの平均熱伝達率 h を, 回転レイノルズ数 $Re_r (= \rho D^2 \omega / \mu)$ とヌセルト数 $Nu (= hD/k)$ との関係で示す。 h は次式より求めた。

$$h = \frac{2Q}{\pi D L_e \Delta T} \quad (5 \cdot 2)$$

ここに L_e は受熱部 (= 放熱部) の長さ, ΔT は受熱面と放熱面との温度差である。図

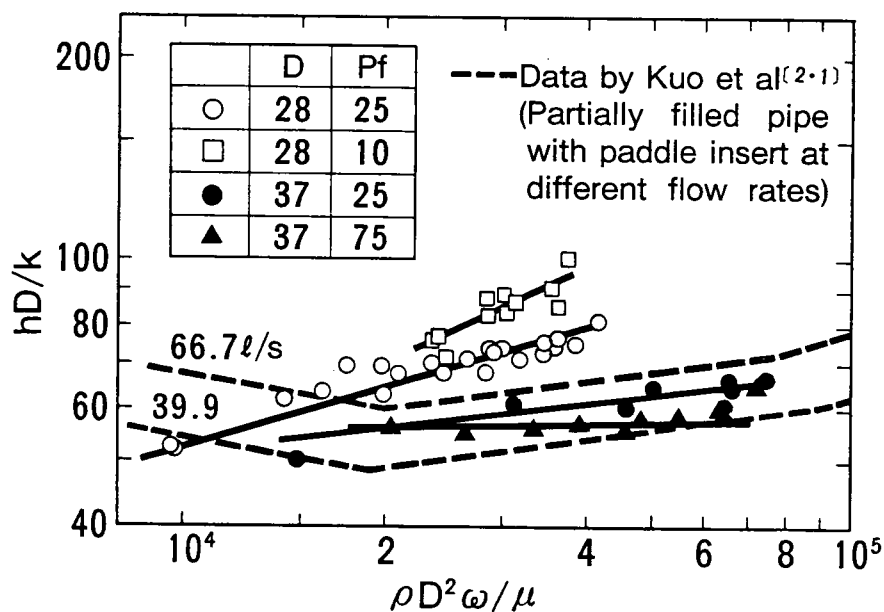


図5・8 対流ヒートパイプの回転レイノルズ数とヌセルト数との関係

5・8にはまたKuoら〔2-1〕が $D = 76.2 \text{ mm}$ の回転円筒でおこなった伝熱実験の結果を破線で示す。この例は4本のパドルを内挿した円筒の下半部を水が流れる場合の結果である。

閉そくする直前での h の値は $D = 28\text{mm}$ で $h = 2250\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ($Pf = 10\text{mm}$), $D = 37\text{mm}$ では $1100\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ($Pf = 25\text{mm}$) である。回転ヒートパイプの平均的熱伝達率を $3000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ (図 3・20) として、この値を基準にすると、それぞれ、75%、37%の性能ということになる。

図 5・8 では 4 種類のパイプについてそれぞれ Re_r と Nu との関係が異なっている。この理由はねじピッチとパイプ径との組合せによりポンプ作用で送られる液量の回転数への依存性が異なっているためと推測する。それは、Kuo らの実験によると、回転円筒内の流量（流速）が一定の場合には熱伝達率 h と角速度 ω とは一定の関係にあることを示しているからである。すなわち、ねじピッチの小さい方が回転数を増した場合の流速の増加率が大きくなることを示すといえる。

以上を要約すると、対流ヒートパイプでは、ねじピッチを変えても閉そくするに至る回転数はほぼ一定なので利用可能回転数範囲は拡大しないが、ねじピッチの小さい方が回転数増加とともに流量が増し、それにつれて熱伝達率も増加する傾向にあるといえる。

なお、対流ヒートパイプは液の流動にねじのポンプ作用を用いているので、回転軸が水平面に対して傾斜している場合にも利用できると考える。アルキメデスのポンプでは傾斜角の上限値を 34° としている [5-1]。

5.5. むすび

液の流動にアルキメデスのポンプの原理を、熱移動に対流熱伝達を利用する回転ヒートパイプを考案し、可視実験と熱輸送実験とをおこなって本章の実験範囲で以下の結論を得た。

- (1) 内径 $D = 28\text{mm}$ および 37mm のパイプとともに回転数 $N = 100 \sim 300\text{ rpm}$ の範囲で熱輸送が有効におこなえる。

- (2) $N = 300 \sim 350$ rpmを越えるとパイプが閉そくし、熱輸送がおこなえなくなる。
- (3) 熱伝達率は $D = 28$ mmのパイプの方がよく、最高で $2250 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ を得た。
- (4) ねじピッチの小さい方が熱伝達率が高い傾向にある。
- (5) 回転方向の影響は受けない。

第6章 横軸水車スラスト軸受冷却への適用

6.1 はじめに

前章までに水平な自軸まわりに回転する直管ヒートパイプを対象に、作動液の流動形態、熱輸送性能およびその促進法について論じた。ここでは直管回転ヒートパイプが優れた熱輸送能力をもつことを示し、適用条件に応じた内表面構造の選択と作動液の封入率の決定とがおこなえるようにした。これらをまとめると図6・1のフローチャートに要約できる。

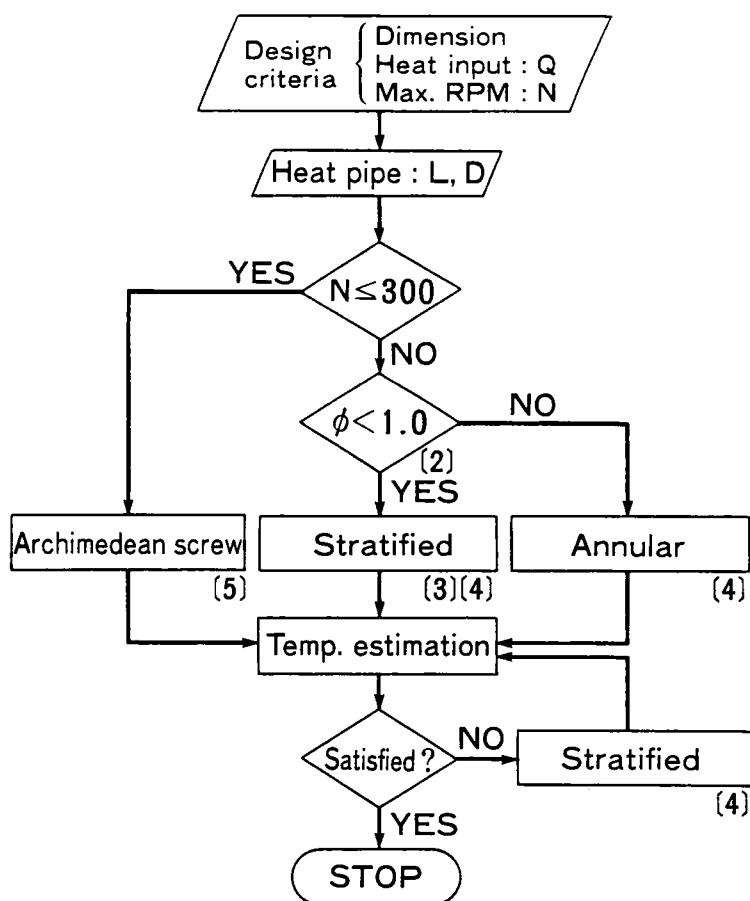


図6・1 回転ヒートパイプ適用フローチャート

()は参照すべき本論文の章を示す。

設計仕様からヒートパイプの諸元を仮定すると、慣性力支配の流動形態となるに至らない最少封入率が求まり〔第2章〕、それに応じた熱伝達率が求められる〔第3、4章〕。機器の回転数が大きくなり最少封入率の予測値が1.0を越える場合には剛体回転状態での利用を検討する〔第4章〕。最高回転数が300 rpm以下の場合には対流ヒートパイプの採用が可能である〔第5章〕。以上の検討で決定した寸法諸元や熱伝達率を基礎に冷却系の温度予測をおこなう。その結果が仕様値を越える場合には表面構造を見直して〔第4章〕再度計算をする。以上が回転ヒートパイプを利用する冷却系の熱設計の手法である。

本章では横軸水車スラスト軸受の冷却を例にして、前章までに述べたことが工業上有効に用いられることを示す。

回転ヒートパイプの応用研究はモーターの冷却を中心におこなわれている〔6-1〕〔6-2〕〔2-11〕。このうち〔6-1〕〔6-2〕はテーパ付ヒートパイプとリボルビングヒートパイプを扱っている。またこれらの例ではいずれもファンによる強制冷却を併用しており、ヒートパイプのみには依存していない。

図6・2は回転軸中心にヒートパイプを挿入した水車の説明図である。スラスト軸受①で発生した摩擦熱はヒートパイプ②を介してドラフトチューブ③を流れる水流④中へ放散される。ヒートシンクとして水流が利用できるのも、専用の冷却水を要しない点が大きな長所である。しかし系の中の最高温度が55℃（軸受温度）と低く押さえられているうえ、四季の水温変動の影響を直接受けるなど設計上きびしい条件にある。

従来は図6・3に示すように水車軸内孔に冷却水を供給して軸受を冷却する構成を用いている。この構成は途中の熱抵抗が小さいことが利点であるが、冷却水を常に外部から供給する必要がある。したがって冷却水供給源③のポンプ等が故障すると軸受①の冷却が停止して軸受を損傷するという恐れがあった。

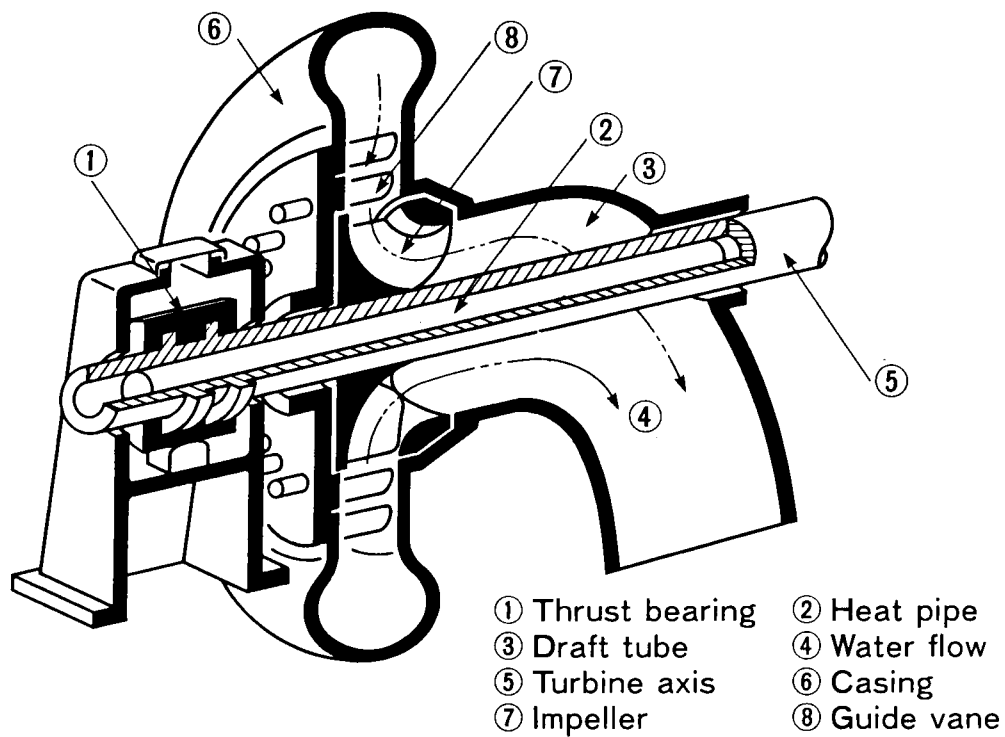


図6・2 回転ヒートパイプを用いた軸受冷却

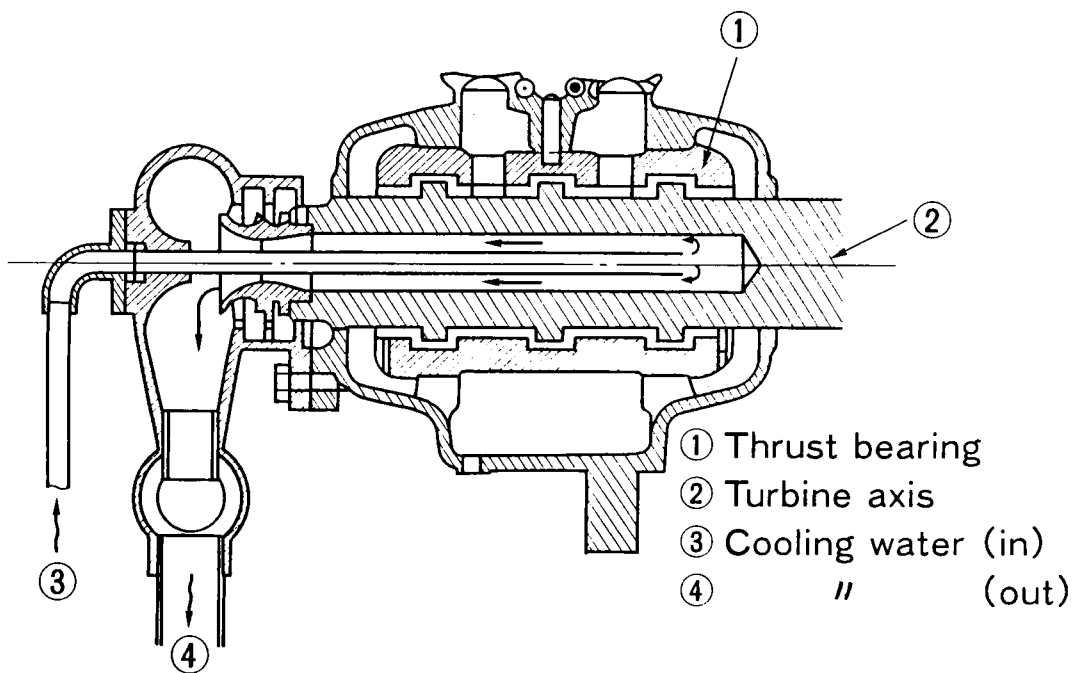


図6・3 従来の軸受冷却法

6.2 水車軸受の冷却

6.2.1 適用水車

実験に用いた水車はK電力N発電所2号機（出力：485 W，回転数：900 rpm）である。水車の詳細を図6・4に示す。スラスト軸受の発熱量は冷却水への放熱量から650 Wと実測できたが，安全率を50%見込んで以下の計算では1000Wとして扱う。

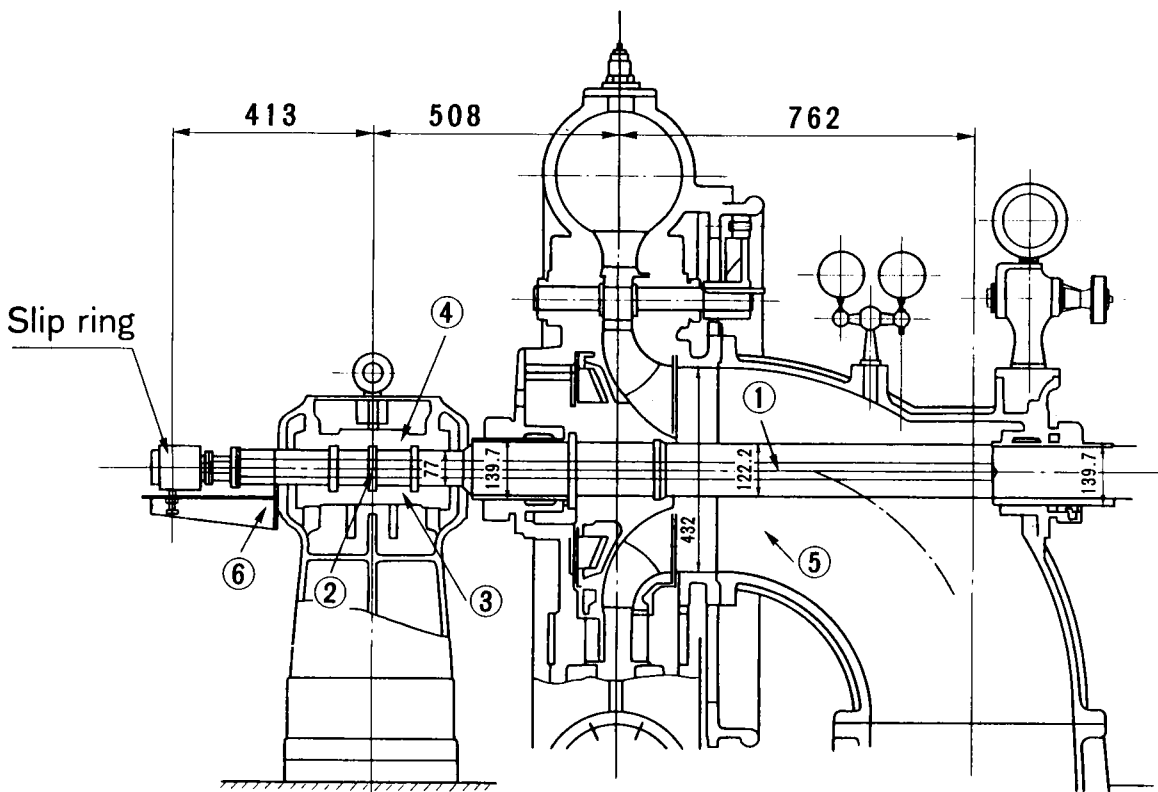


図6・4 供試水車の詳細 (①～⑥は温度測定位置)

6.2.2 供試ヒートパイプ

供試ヒートパイプ諸元は図6・4を参考にして，有効長さ1480 mm，外径38mm，内径33mmとした。有効長さ1480 mmのうち，受熱部500 mmに多孔質伝熱面を加工している。このヒートパイプは第3章で封入法の決定に用いたものと同じ寸法である。

作動液（蒸留水）の封入率 ϕ は式（2・3）より定格回転用（900 rpm）として $\phi = 0.22$ ，無拘束条件用（1400 rpm）として $\phi = 0.40$ と定めた。

ヒートパイプと水車軸との間の接触熱抵抗値を減ずるため，軸内径とパイプ外径との間隙（1 mm）に熔融した低温はんだ（Sn：48%，Bi：52%）を流してヒートパイプを固定した。はんだ層の熱伝導率は，実機と同形状の円筒形供試品を用いて熱伝導実験をおこない， $9.78 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{C})$ を得た。図6・5にヒートパイプを挿入した水車軸の断面，図6・6にヒートパイプの水車軸への挿入状況を示す。

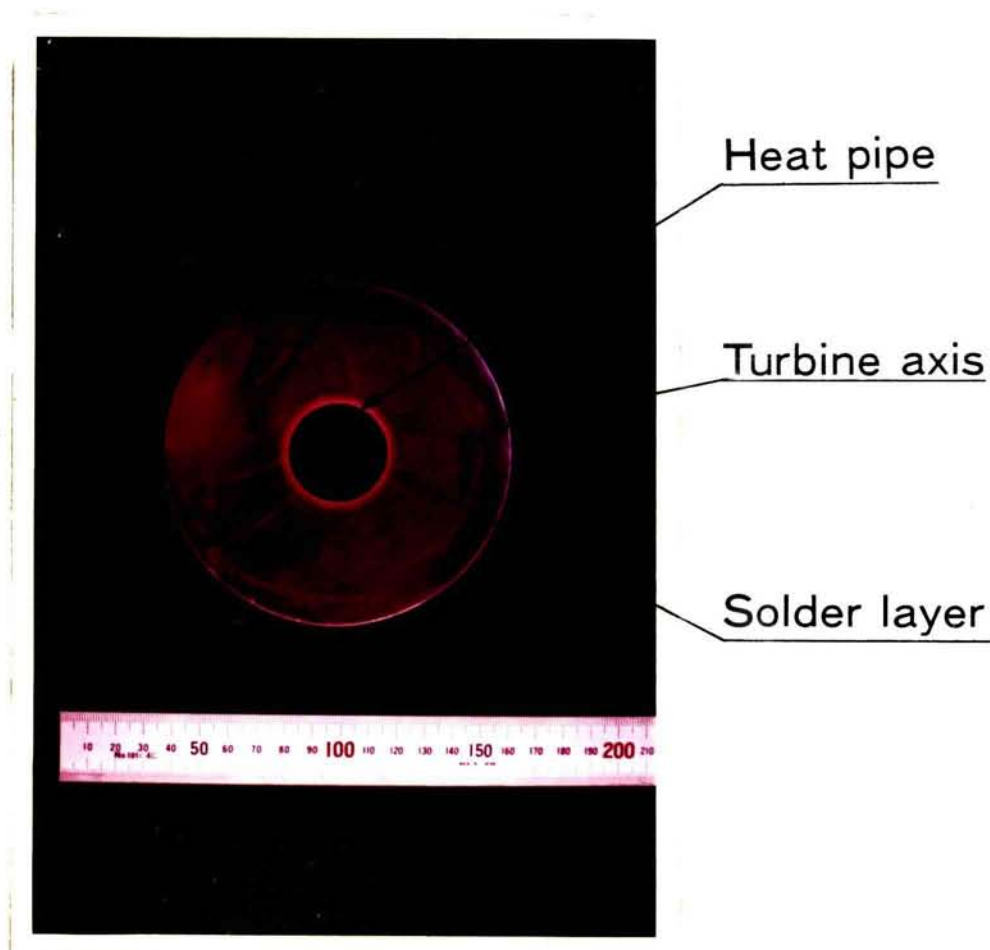


図6・5 ヒートパイプを挿入した水車軸の断面



Heat pipe

Turbine axis

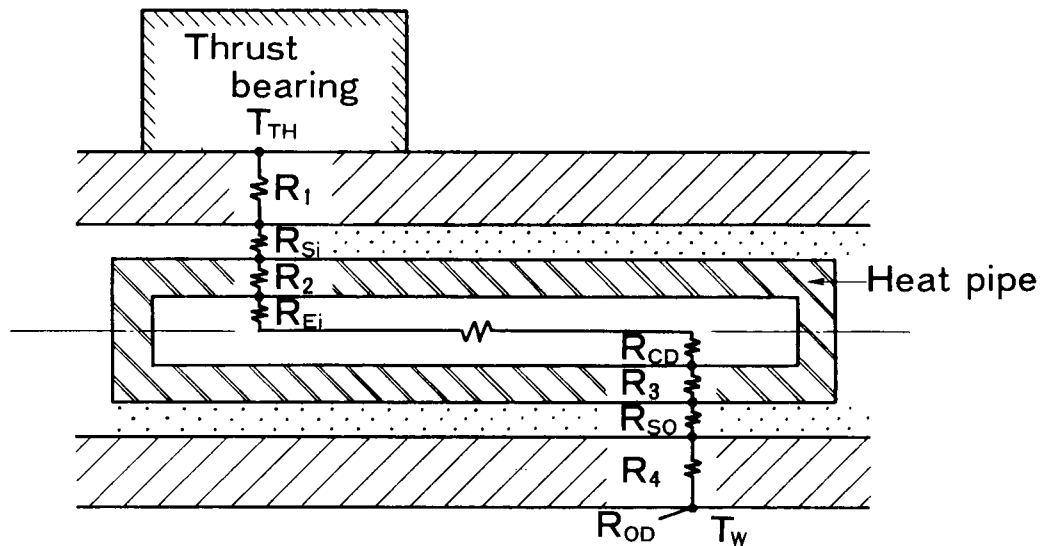
Heat pipe



図6・6 回転ヒートパイプの水車軸
中心への挿入状況

6.2.3 温度予測

水車軸と軸受との間の摩擦熱の全量がヒートパイプを通じてドラフトチューブ内の水流に放熱されるとすると、冷却系の熱モデルは図6・7に示すようになる。ヒートパイプ内の圧力降下を無視すると、全体の熱抵抗は軸の熱伝導抵抗 (R_1 , R_4), 軸とヒートパイプとの接触熱抵抗 (R_{Si} , R_{So}), ヒートパイプの熱伝導抵抗 (R_2 , R_3), ヒートパイプ受熱部熱抵抗 (R_{Ei}), 放熱部熱抵抗 (R_{CD}) および軸と水との間の熱抵抗 (R_{OD}) よりなる。



- T_{TH} : Temperature of thrust bearing
- T_w : Temperature of water
- R_1, R_2, R_3, R_4 : Resistance of heat conduction
- R_{Si}, R_{So} : Contact resistance
- R_{Ei} : Resistance of evaporation
- R_{CD} : Resistance of condensation
- R_{OD} : Resistance of convection

図6・7 軸受冷却の熱モデル

上記の抵抗のうち、 $R_1 \sim R_4$ は金属材料の熱伝導率〔2-7〕より求まる。 R_{Ei} , R_{CD} は前章までの実験結果より算出する。本例では図4・6, 図3・22を用いる。また R_{Si} , R_{So} は上述のようにはんだの熱伝導率 $9.78 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$ を用いる。最後

に R_{OD} は回転円筒の熱伝達率〔6-3〕より求める。

以上ですべての熱抵抗値が求められる。これに基づいた軸受冷却系の温度分布予測は図6・8のようになる。この結果から軸受温度が規定の55℃以下に収まる見通しを得たので、実機による実験をおこなった(冷却水温の予測最高値:25℃)。

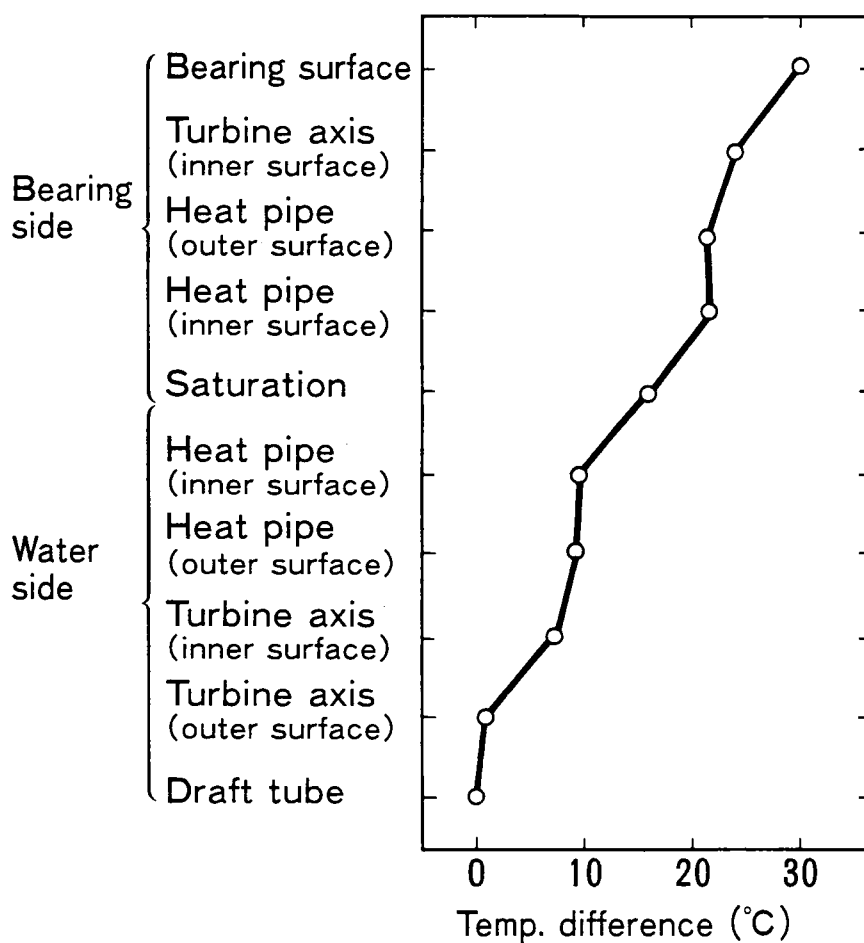


図6・8 温度分布予測図

6.3. 実験結果とその検討

6.3.1 実験方法

水車軸を水車に挿入して組立てた後、最初に調整をかねた回転数変化実験、引き続き水車発電機を定格条件で運転し、定期的に温度を測定する連続実験をおこなった。回転数変化実験では回転数 N を700 rpmから1050 rpmまで約30分毎に変化させて温度を測定した。連続実験は水車発電機の定格運転条件下でおこなった。最初は封入率 $\phi = 0.22$ の条件で2年間運転し、その後 $\phi = 0.40$ に変更して実験した。その際同時にヒートパイプも更新した。

温度はヒートパイプ外表面（受熱面と放熱面）、軸受内表面（上面と下面）、ドラフトチューブ内の水、機械室内空気の6か所を測定した。測定位置は図6・4に示してある。測定には銅-コンスタント熱電対を用い、温度記録計（千野製作所製）で記録した。ヒートパイプ表面温度は水車軸端に接続したスリップリング（共和電業製）を介して測定した。

6.3.2 回転数変化実験

回転数変化実験の結果を図6・9に示す。図6・9の横軸は回転数、縦軸はヒートパイプの受熱面と放熱面との温度差 ΔT （図6・4の②-①）である。図6・9の白ヌキ測点は増速時、黒ヌリ点は減速時の値である。

実験結果を要約すると以下のようなになる。

- (1) ヒートパイプの熱輸送性能は水温の影響を受け、水温が高いほど温度差 ΔT は小さい。たとえば、 $\phi = 0.22$ で $N = 900$ rpmの条件では、水温 14°C で $\Delta T = 5.7^{\circ}\text{C}$ であるのに対し、水温 0°C の場合には $\Delta T = 14^{\circ}\text{C}$ となった。このように水温が低くなると ΔT の値が大きくなる現象は $\phi = 0.40$ の場合にもみられる。これの原因は冷却水温が低いと飽和圧力が下がることにより、

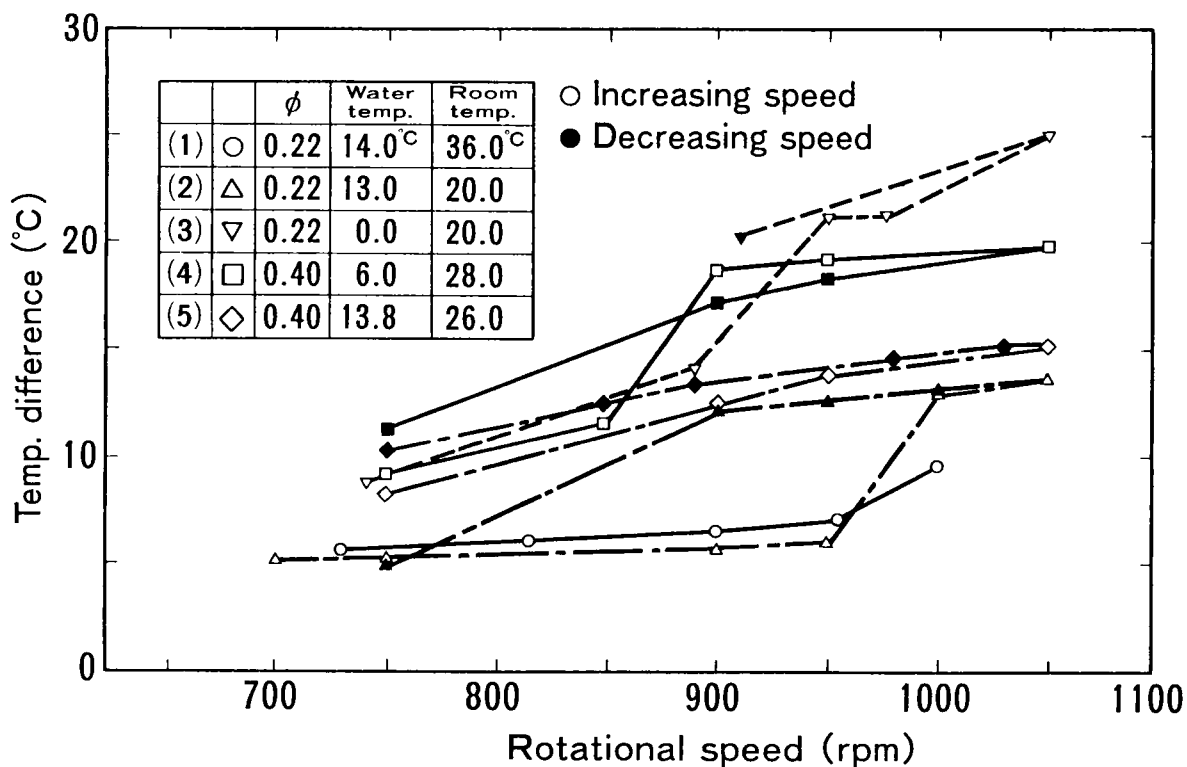


図6・9 水車軸受冷却ヒートパイプ温度差に対する回転数の影響

第3章で述べたように、受熱部の沸騰熱伝達率が低下することによるものと推測する。

(2) $\phi = 0.22$ では $N = 900 \sim 950$ rpm で温度差が拡大する。これは液の一部貼り付きの現象が生じたためと考える (式 (2・7) の $N^+ = 890$ rpm)。

$\phi = 0.40$ ではこの傾向は見られない。なお、図6・9の(2)には減速時のヒステリシスとも読みとれる結果があるが ($N = 900 \sim 950$ rpm)。これは増速時の軸受温度が定常値に達していなかったからだと思う。 $N = 1050$ rpm ではまだ遷移点に達していないからである ($N^* = 1220$ rpm)。

6.3.3 定格連続実験

水車発電機を定格条件で運転している状態で採取した測定結果を図6・10に示

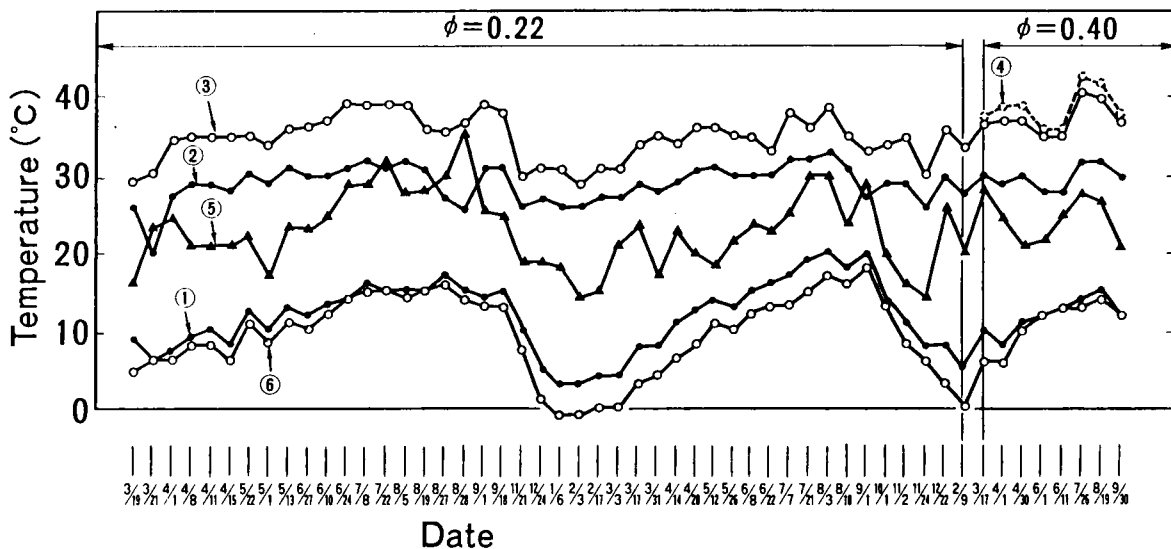


図6・10 ヒートパイプ利用軸受冷却連続実験での温度推移

- ① ヒートパイプ(放熱側) ② ヒートパイプ(受熱側)
- ③ 軸受内表面(下面) ④ 軸受内表面(上面)
- ⑤ 室内空気 ⑥ 水

す。図の横軸は暦日、縦軸は温度である。

測定期間中の最高水温が18℃と計画の25℃より低いこともあって、軸受温度は最高で40℃と予測値を下まわった。φ = 0.40 に変更後の温度はφ = 0.22 の場合よりやや高目であった。

軸受温度と室温との相関関係が小さいことから、軸受からの熱は大部分がヒートパイプを通じて水中に放散されていると考える。また季節による水温の変動幅が約15℃あったにもかかわらず、軸受温度の変動幅は約10℃と小さかった。ヒートパイプ以外の部分での熱抵抗による温度差（(③-⑤) - (②-①)）が四季を通じて約9℃と安定しているのに対し、ヒートパイプの温度差 $\Delta T (= ② - ①)$ の値が、水温の低い冬期には20℃近くになる一方、水温の上昇する夏季には約10℃に下るからである。この現象がヒートパイプの熱輸送性能の低下によるものではないことは、第1年目の冬季に拡大した温度差が第2年目の夏季にふたたび縮小

していることからわかる。このように温度条件のきびしい状態において熱輸送性能が高いことはヒートパイプを用いる機器冷却の大きな利点の1つである。

以上の結果を総合して、直管回転ヒートパイプを用いた水車軸受の冷却は予測通りの結果となったと判断した。

6.4 むすび

本章では、前章までに述べた直管回転ヒートパイプの作動液の流動形態、熱輸送性能およびその向上法を総合して回転機器の冷却へ適用する手法を示した。そして実例として横軸水車のスラスト軸受の冷却をとりあげた。出力485 kw、回転数900 rpmの水車軸に、長さ1500 mm、外径38 mmのヒートパイプを挿入して2年余の定格連続冷却実験をおこない、ヒートパイプがその期間予測通りの熱輸送性能を示すことを確認した。

第7章 結 論

本研究は、モーターなどの回転電機自体、あるいは水車などの回転機器の軸受部の冷却性能の向上を図るため、回転ヒートパイプを用いて機器の内部で発生した熱を積極的に冷却源まで輸送することを目的として、回転軸中心に挿入して用いるのに適した銅製直管ヒートパイプにつき、作動液として蒸留水を封入した場合に対して作動液の流動形態と熱輸送性能を実験的に研究し、直管回転ヒートパイプの熱輸送性能とその向上法について定性的かつ定量的に論じたものである。以下では第6章までに得られた結論を総合的に述べる。

第1章「序論」では、本研究の主題であるヒートパイプについて概説し、従来研究されてきた回転ヒートパイプが内面に設けたテーパーによる慣性力の差を凝縮液の還流に利用する方式のものであったことを述べた。そして軸径に較べて軸長の長い回転機器の軸中心に挿入して用いるにはテーパーのない直管形状がふさわしく、この形の回転ヒートパイプの性能の解明が不可欠であることを述べ、本研究の目的と内容について記した。

第2章「作動液の流動形態」では、第3章以下で論じる回転ヒートパイプの熱輸送性能が、作動液の流動形態の影響を受けることから、回転円筒内の封入液の流動形態とそれが変化する状況を正確に把握するためにおこなった可視実験の結果について述べた。

実験は内径28, 60および90mmの透明アクリル円筒に、水、R-113またはシリコンオイルを封入しておこなった。

その結果、封入液は回転数が小さいときは重力の影響を受けて円筒底部を流動し、回転数がある値以上になると慣性力支配の状態に遷移すること、流動形態の遷移する回転数は増速時と減速時とでは異なることなどを明らかにした。次に遷移の回転数を

支配する因子として、円筒の形状、液の物性、封入率などがあることを見出し、遷移の回転数を表わすフルード数と、液の物性を代表するガリレオ数とキャピラリ数、円筒の形状ならびに液の封入率との関係を表わす無次元式を提示し、増速時と減速時とのそれぞれの場合についての指数を実測値から定めた。

さらに回転ヒートパイプの熱輸送性能の急変する回転数にこの無次元式を適用して増速時、減速時ともによく一致することを確認し、このことから回転ヒートパイプの性能は作動液の流動形態に依存すると確定することができた。

第3章「平滑回転ヒートパイプの熱輸送性能」では、直管回転ヒートパイプの基本形状である内表面の平滑なパイプについて熱輸送性能を系統的に実験で調べ、以下のことを明らかにした。まず重力支配域では、熱輸送性能は封入率 ϕ に依存し、依存性は低速域では小さく、高速域では大きい、いずれも $\phi > 0.08$ の範囲では ϕ の増加とともに熱輸送性能は低下した。慣性力支配域では放熱部の熱抵抗が増大し、熱輸送性能が急激に低下した。このことから作動液の最適封入率は、流動形態が重力支配域であるうちの最少量に定めるのがよく、この値が $0.08 < \phi < 0.42$ の範囲に収まれば、回転ヒートパイプとしてもっとも適した使用条件にあることを見出した。次にこの条件における受熱部と放熱部との熱伝達率を求めた。受熱部では、パイプ底部の液溜部では核沸騰により、また液溜部から露出している部分では薄膜蒸発により熱移動がおこなわれ、飽和圧力の影響を受けて圧力の低下とともに熱伝達率も低下すると推論した。放熱部では露出部が熱伝達に寄与しているとみなせることを示した。熱伝達率はいずれの部分も好条件下では約 $3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ であった。

第4章「熱伝達促進法とその効果」においては、微細構造面を中心とした内表面形状の工夫による熱伝達促進の効果を調べた。微細構造面の代表例として、静止状態での相変化の熱伝達促進効果が大きいことから多孔質面とのこ歯状フィン面とを選び、受熱部の熱輸送性能を調べた。この際多孔質面はパイプ内面に直接加工する方法を考

案した。重力支配域では熱伝達形式が複雑で現象が十分に解明されない点もあったが、多孔質面は回転数の全域で有効であるのに対し、この歯状フィン面は封入率と回転数範囲の組合せにより熱輸送性能の促進が期待できない場合もあることがわかった。慣性力支配域での促進率は静止状態での沸騰熱伝達率のそれと同等の値が得られた。

放熱部では微細構造面は液中に没して熱伝達促進の効果のないことを予測し、実験でも確認した。一方静止のヒートパイプでも用いられる縦溝付き管には促進効果が認められた。

放熱部の内径を受熱部のそれより小さくした段付き管は慣性力支配域の放熱部の液膜厚さを薄くできるので、高回転数条件での利用に有効であることを確かめた。また増速時と減速時のそれぞれに流動形態の遷移現象があることも確認した。

第5章「対流熱伝達を用いた回転ヒートパイプの性能」では、回転ヒートパイプの適用範囲を拡大するもう一つの試みとして、液の移動にアルキメデスのポンプの原理を利用した回転ヒートパイプを提案した。このヒートパイプのポイントは、(a)熱移動に対流熱伝達を、(b)液の流動にはポンプ作用を利用し、(c)液の還流は流路を分離しておこなおう、という着想にある。そしてその利点は、熱輸送性能が不凝縮気体の存在に影響されないことと、鋼製の回転軸をそのまま容器として利用できることである。内径37と28mmのパイプを用いて実験した結果、(1)回転数が100～300 rpmの範囲で熱輸送が有効におこなえること、(2)可視実験によると、約350 rpm以上では液がパイプ内面に張り付き、これが熱輸送がおこなえなくなることの原因であること、(3)熱伝達率は回転方向の影響を受けず、最高 $2250 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ となること、などを明らかにした。

第6章「横軸水車スラスト軸受冷却への適用」では、まず、第5章までに明らかにした事象に基づいて直管回転ヒートパイプの熱設計をおこなう手法を述べ、次に回転ヒートパイプのみを用いて回転機器を冷却する例として横軸水車の軸受をとりあげて

実験した結果を示した。受熱部に多孔質伝熱面を採用したヒートパイプを回転軸中心に挿入した水車の軸受の温度は、回転数変化実験と、2年余におよぶ定格連続実験の間を通じて予測通りの値を示した。

謝 辞

本論文をまとめるに際しては京都大学工学部荻野文丸教授に終始ゆきとどいた御指導を賜るとともに、貴重な御意見を賜りました。本論文の完成はひとえに先生の御指導のおかげであり、ここに深く感謝の意を表します。

また本論文の御査読をいただき、多くの貴重な御意見と有益な御助言とを賜った京都大学工学部高松武一郎教授および佐田栄三教授に深く感謝の意を表します。

本論文記載の研究は、著者が勤務する㈱日立製作所機械研究所における研究業務の一部としておこなったもので、この間長期にわたり御便宜と御理解をいただいた方々にお礼申し上げます。とりわけ著者の直接の上司として本研究課題の選択および研究の遂行について終始多大の御指導、御鞭撻をいただいた当所中山恒主管研究員に心からお礼申し上げます。

本論文記載の研究のうち、水車軸受の冷却への適用とそれに関連する部分は、㈱日立製作所と関西電力㈱との共同研究としておこなったものである。このことに関し、現実に即した問題を提起するとともに、研究の節目ごとに適切な御討論をいただいた関西電力㈱総合技術研究所杉本修副所長および石坂忍主任研究員(当時)に深くお礼申し上げます。また実機実験に際し、多大の御便宜をはかっていただいた同社大津電力所の各位にお礼申し上げます。

共同研究の連絡、調整などには当社関西支店電力部嵐正行氏に負うところが多く、ここに感謝の意を表します。

また当社日立工場水力設計部伊藤栄郎副技師長(当時)および吉川次雄主任技師には実験結果の討論、実機実験の準備、実行ならびに評価など全般にわたってひとかたならぬ御尽力をいただいた。ことに本論文の進行は両氏の度重なる暖かい御激励のたまものであり、ここに重ねて深く感謝の意を表します。

最後に機械研究所における実験装置の組立は当所試作室鈴木洋一氏の御努力によるところが大きく、ここに感謝の意を表します。また供試品の製作には日立電線機器㈱特品部村山正美氏に御協力をお願いしたことを記し、感謝の意を表します。

文 献

- [1-1] Gaugler, R., U. S. Patent No. 2,350,348, (1942).
- [1-2] Grover, G., U. S. Patent No. 3,229,759, (1963).
- [1-3] Grover, G., Cotter, T., and Erickson, G. J. Appl. Physics, 35, (1964), 1190.
- [1-4] Cotter, T., Theory of Heat Pipes, (1965), Los Alamos Scientific Lab.
- [1-5] Gray, V., ASME Paper 69-HT-19, (1969).
- [1-6] Gray, V., U. S. Patent No. 3,842,596, (1970).
- [1-7] Daniels, T. and Williams, R., Int. J. Heat Mass Transfer, 22 (1979), 1237.
- [1-8] Marto, P. (Metzger, D. and Afgan, N. 編), Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery, (1984), 609, Hemisphere Pub.
- [1-9] Marto, P. (Reay, D. 編), Advances in Heat Pipe Technology, (1982), 709, Pergamon Press.
- [2-1] Kuo, C., ほか3名, Trans. ASME, Ser. C, 82-2 (1960), 139.
- [2-2] Karweit, M. and Corrsin, S., Phys. Fluids, 18-1 (1975), 111.
- [2-3] Gans, R., J. Fluid Mech., 82-3 (1977), 415.
- [2-4] 日本機械学会編, 機械工学便覧, 11 (昭41), 11-9.
- [2-5] 信越化学工業(株), 信越シリコン technical data, T6 (1971).
- [2-6] Nakayama, W., ほか2名, HEAT-TRANSFER-1982, 4, (1982),

409.

- [2 - 7] Catchpole, J. and Fulford, G. , Ind. Eng. Chem , 58-3
(1966), 46.
- [2 - 8] 本間, 春日屋, 次元解析・最小 2 乗法と実験式, (1971), 159,
コロナ社.
- [2 - 9] 大串, ほか 3 名, 日本機械学会講演論文集, No. 820-17,
(昭 57-11), 171.
- [2 - 10] Katsuta, M. , ほか 4 名, Pre-Prints 5 th Int. Heat Pipe
Conf. , IV (1984-5), 106.
- [2 - 11] 尾形, 私信, (昭 57).
- [3 - 1] Dunn, P. and Reay, D. , Heat Pipes, (1976), 193,
Pergamon Press.
- [3 - 2] Daniels, T. and Al-Jumaily, F. , Int. J. Heat Mass
Transfer, 18 (1975), 961.
- [3 - 3] 大島ほか 2 名, ヒートパイプ工学, (1979), 208, 朝倉書店.
- [3 - 4] Daniels, T. and Williams, R. , Int. J. Heat Mass
Transfer, 21 (1978), 193.
- [3 - 5] Pittinato, G. , Trans. ASME, Jour. of Engineering
Materials and Technology, 100 (1978), 313.
- [3 - 6] Fontana, M. and Greene, N. , Corrosion Engineering,
(1978), 172, Mc-Graw Hill.
- [3 - 7] Münzel, W. , Proc. 3rd Int. Heat Pipe Conf. , (1978),
96.
- [3 - 8] Chi, S. , Heat Pipe Theory and Practice, (1976), 51.

Hemisphere. Pub. Corp.

- [3 - 9] 藤田, 冷凍, 57-655, (昭 57), 473.
- [3 - 10] 伝熱工学資料 (改訂第 3 版), (昭 50), 57, 日本機械学会.
- [3 - 11] 吉富, ほか 3 名, 冷凍, 56-642, (昭 56), 271.
- [3 - 12] 古谷, 服部, 日本機械学会講演論文集, 810-12, (昭 56), 66.
- [3 - 13] Collier, J., Convective Boiling and Condensation, (1972),
328, McGraw-Hill Book Co.
- [4 - 1] Ogata, H. and Nakayama, W. (Fast, R. 編), Advances in
Cryogenic Engineering, 27, (1982), 309, Plenum Pub.
- [4 - 2] 甲藤, ほか 4 名編著, 伝熱学特論, (1984), 231, 養賢堂.
- [4 - 3] Nakayama, W., ほか 3 名, Trans. ASME, Jour. Heat
Transfer, 102-3, (1980), 445.
- [4 - 4] Arai, N., ほか 5 名, ASHRAE Trans., 83-2, (1977), 258.
- [5 - 1] Berk, W., Pollution Control Conf., Vol. 3, (1975), 397.
- [6 - 1] Ošlejšek, O. and Polásěk, F., Proc. 2nd Int. Heat Pipe
Conf., (1978), 503.
- [6 - 2] Thoren, F., Pre-Prints 5th Int. Heat Pipe Conf., IV,
(1984), 153.
- [6 - 3] 甲藤, 伝熱概論, (昭 39), 166, 養賢堂.