高 速 主 軸 冷 却 用 回 転 ヒ ー ト パ イ プ の 熱 輸 送 特 性

Heat Transport Performance of Rotating Heat Pipes Installed in High Speed Spindle

> 技術本部 男*! 橋 本 律 猪谷彦太郎*2 水 田 桂 司*3 広島工機工場 久 __ *4 良 腎 広島電機大学 高 橋 恭 郎*5

同心二重円管のすきまにメタノールを封入したアニュラ型回転ヒートパイプを製作し,液の流動形態,主要管寸法と熱輸送量の関係を実験的,理論的に解明した.その結果,昇速中に液が外管に連れ回り熱輸送量が急減する回転数,及び減速中に液膜が 崩壊し熱輸送量が回復する回転数を予測する実験式を求めた.また実験に基づくヌセルト数を用い,与えた管寸法,回転数での 熱輸送量を±10%以内の精度で予測できるようにした.次いで高速主軸用モータの回転軸に装着し,その冷却能力を検証した. その結果,外径44 mmのヒートパイプにより,24000 rpm で軸受内輪側の温度を70℃から45℃に低減できることを検証した.

The correlations between the flow patterns of working fluid and the heat transport rates of the annular type heat pipes are compared through experiments and theoretical analysis. Consequently, both the critical rotational speeds for rimming or collapsing and those for transition of heat transport rates are shown to coincide each other, and the simplified equations to estimate the critical speeds are shown. The analytical model to estimate the heat transport rate at the rimming condition is made using the experimental Nusselt number. Finally the heat pipe of 44 mm outer diameter is made and installed in the high speed spindle motor and it is proved to cool down the temperature of the inner race of bearings from 70 \degree to 45 \degree at 24 000 rpm and successfully avoid the seizuring problem.

1. まえがき

ヒートパイプは管内の作動流体が管の高温部で蒸発し低温部で 凝縮することで熱を輸送する伝熱管である.よって作動流体の循 環量が多いほど,大量の熱が輸送できる.この循環の動力は,一 般には気相の圧力差と液相中のウィックを利用した毛細管力であ るが,管を中心軸周りに回転させると遠心力も利用できるように なり熱輸送効率は一層向上する^{(1)~(5)}.

一方,工作機械のワーク加工に用いる主軸モータのような回転 機器は、回転数を上げると軸受がその発熱によって焼付いたり, ロータからの熱も加わり軸が熱膨張し加工精度が劣化する等の問 題を抱えている.これらの対策のためには、回転体を内部から冷 却することが効果的であり、ヒートパイプの装着が恰好の対策手 段となり得る.

しかしまだこの分野でのヒートパイプの実用化の例はほとんど ない.その主な理由はヒートパイプのために提供できる新たな空 間が限られるためであり,特に回転軸の軸心はワークやその保持 用ジグのために開放する必要があるケースが多い.これに対して はヒートパイプを同心二重管,すなわちアニュラ型とすれば対応 できるがこの種のヒートパイプはまだ研究例がなく,与えられた 空間や作動条件に最適な設計ができるまでに至っていない.

本報ではまず,水平軸周りに回転するヒートパイプの,回転数 に応じた作動液の流動形態と熱輸送量の関係を可視化実験を通し て明らかにする.次いで主要な管寸法における熱輸送量を実験的 及び理論的な解析を通して予測できるようする.最後に,モータ に装着したときの冷却効果を実験的に検証する.



 可視化用実験装置 回転中のアニュラ 管内の軸中央断面における液の周方向分布 を軸端側から観察するための装置構成。
 Apparatus for visualization of liquid distributions in annular tube

2. 液相の流動形態

図1に、液の流動形態の観察方法を示す.アクリルで製作した 二重管のすきまに一定量の液を入れ、軸端側から観察する.カメ ラは焦点深度を絞り、焦点をスリット光が通過する位置に合せる. 撮影した写真は画像処理により管の縁と液表面の輪郭だけを残す. 供試管の径は主軸用モータの軸径が一般に約30~80mmであり 大径のものほど一般に高出力であることを考慮して、外筒内径 Dを74mmとする.作動流体としては、一般にモータの回転軸 の温度として0~100℃が想定されることから、この温度レベル で有効な蒸気圧を有するメタノールとする.

三菱重工技報 Vol. 32 No. 5 (1995-9)



図2に、5.8 mmのアニュラすきまに封入する流量を外筒より 内側の全容積に対する液量の割合として、封入率 φ₆0.045 とし たときの各回転速度での液の分布を示す。回転しない状態での液 のたまり部の外筒側の弧角は約77°であり、また液の上面は内筒 に接している。回転速度の上昇に伴い、液は回転方向に持上げら れる。420 rpm(中段左)になると液膜の中心が管の下端より約 60°の位置まで上昇し、液面の乱れも激しくなり気泡も巻込み液 膜のたまり部の弧長も長くなっている。しかしまだ液は内筒に接 触している。この状態を維持している間に、液は外筒内面に均一 厚さの膜となって張付くリミングが発生している。次いで、回転 速度を下げると液膜の最上部の膜厚が厚くなる現象が観察され、 280 rpmにおいて張付いていた液膜が崩壊するコラプシングに至 っている。コラプシングの後は、リミング前の同じ回転数におけ る液の分布と全く同様となっている。

図3に封入率 $\phi_s を 変えたときのリミングとコラプシングの発$ $生回転数 <math>N_r$, $N_c を示す. \phi_s が 0.045 以下のときは各管とも <math>N_r$, N_c に顕著な差はないが、これ以上ではすきまるが小さい方が N_r , N_c とも低くなっている。また、 N_r には極大値が存在することが 示されている。 N_c については ϕ_s に対する依存性が N_r の場合ほ ど顕著でない。

可視化試験結果から、リミング発生条件として液だまりの中心 が管の下端から持上げられた角度が目安となると考えられる。リ ミング直前の液の形状を図3の中に示すようにモデル化すると、 封入率 ϕ_s 、持上げ角 θ_r とその液の単位軸長当りの重力の周方向 成分 W の関係は液の密度 ρ 、重力加速度 g を用いて次の近似式 で表せる。



図3 封入率 øs と遷移回転数 N_r, N_c アニュラ管の主要寸法を変 えたときの封入率と遷移回転数の実験値とその近似モデル式の値. Rotational speeds of flow pattern transition

$$W = \frac{\pi}{4} D^2 \rho g \phi_{\rm s} \sin \theta_{\rm r} \tag{1}$$

また封入率と底にたまった液の弧角 6cの関係は次の近似式で 表せる.

$$\phi_{\rm s} = \frac{\theta_{\rm c}^3}{12\pi} \quad (\theta_{\rm c} \le 90^\circ) \tag{2}$$

この管が回転を始めると、アニュラ管から液に負荷されるせん 断力 F は液だまりの液をある角度まで持上げる。この力を液が 外筒側のみに接触しているとし、その流れの摩擦係数をλ、外筒 内面周速を v とすると次のように表せる。

$$F = \lambda \frac{D}{2} \theta_{\rm c} \frac{1}{2} \rho v^2 \tag{3}$$

実際には液の乱れによりリミング直前の液だまりは回転方向に 伸ばされ, θ は増大する.これを考慮して θ を係数 k で修正 し,さらに式(2)を代入すると式(3)は次のように表せる.

$$F = \lambda \frac{D}{2} k_{\rm r} \theta_{\rm c} \frac{1}{2} \rho v^2$$

= $\lambda \frac{D}{2} k_{\rm r} (12\pi\phi_{\rm s})^{1/3} \frac{1}{2} \rho v^2$ (4)

式(1)の Wと式(4)の Fが釣合う回転数がリミングの遷移回 転数 N_r とすると、 N_r は次のように表せる。

$$N_{\rm r} = \left(\frac{1}{12\pi^4}\right)^{1/6} \left(\frac{g\sin\theta_{\rm r}}{\lambda k_{\rm r}}\right)^{1/2} \frac{\phi_{\rm s}^{1/3}}{D^{1/2}} \tag{5}$$

すなわち、 N_r は ϕ_s の1/3乗に比例することになる。 θ_r については図 2から液膜の重心が約 60°のところでリミングを生じている。さらに $\lambda k_r = 0.028$ として図 3に式(5)の曲線を示すと $\phi_s < 0.15$ において実験値と良く一致する。このことから、 ϕ_s が小さい場合のリミングは、壁からのせん断力と液の重量の関係で表せることが分かる。

リミング状態の液膜の周方向の運動方程式は,管とともに角速 度ωで回転する円筒座標によって次のように表せる.

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} = v \frac{\partial^2 v}{\partial \tau^2} - g \sin(\omega \tau) \tag{6}$$

式(6)の右辺第1項により液膜内の厚さ方向には周方向速度の 分布が生じ、また右辺第2項によってそれは周期的なものとなる。 半周期内の運動量の伝ば深さが液膜厚さより十分小さいとき, 式(6)の右辺第一項が無視でき次式となる。

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} = -g\sin\left(\omega\tau\right) \tag{7}$$

ここで τ は時間である. すなわち液膜は回転の周期に同期した振動流を生ずる. $\omega \tau \in \theta$ とし、下端で $\theta \in \mathbb{R}$ を零とし、液膜の平均速度が円筒の周速 v_0 に等しいこと、またポテンシャルエネルギーが下端で最小となるため液膜の周速が下端で最大となることを考慮して、式(7) を θ で積分すると次式を得る.

$$v = v_0 + \frac{g}{\omega} \cos\theta \tag{8}$$

流量が θ の各位置で保存されることより、式(8)は膜厚平均流 速v, 膜厚 δ , 回転数Nを用いて次のように表せる.

$$v\delta = \left(v_{o} + \frac{g}{\omega}\cos\theta\right)\delta = \text{Const}$$

$$\therefore \ \delta = \text{Const} / \left(v_{o} + \frac{g}{\omega}\cos\theta\right)$$
$$= \text{Const} / \left(\pi DN + \frac{g}{2\pi N}\cos\theta\right) \tag{9}$$

式(9)によると、θ=πすなわち上端の位置で膜厚δが最も厚 くなることが表せる.これは可視化の実験結果と一致する.また 右辺の分母が零になる場合にはδが無限大となり、一種の跳水 と同様の現象となることが予測できる.すなわちコラプシングは、 液膜の周方向流れの変動により液膜の頂部で厚くなることによっ て生ずるものと考えることができる.このときの回転速度は次の ように表せる.

$$N_{\rm c} = k_{\rm c} \, \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{g}{2 \, D}} \tag{10}$$

式(10)によると、コラプシングの発生する回転数 N_c は液膜厚 さすなわち ϕ_s によらないことになる.このことは、図3におい て ϕ_s が0.03~0.23の範囲で、実験値が均一となっていること と対応している.また実際には δ が無限大となる前に液膜は崩 れるため、式(10)には補正係数 k_c を乗じている. k_c が 2.0 のと き図3に示すように実験値と一致する.

3. 熱輸送実験

図4に実験装置を示す.ここでもヒートバイプの寸法はモータ の回転軸を考慮して外筒内径を74mm,内部空間の軸長を400 mmとする.この中で片側280mmを蒸発域,反対側の端部50 mmを凝縮域とする.凝縮域は,許容される空間が小さいことを 前提に軸長を短くし,その代わりにこれを補うため凝縮面にテー パを与え遠心力の寄与を増大して液膜の環流の促進を図る.蒸発 域の外筒内径は凝縮域のそれより一段拡大し,蒸発域全域に安定 な液だまりが形成されるようにする.作動流体としてメタノール を用いる.管の一般部の材質はSUS304であるが,凝縮域の外 筒を銅とし,かつ外面にフィンを設けることにより熱流束の大き いこの半径方向の熱抵抗を低減する.内,外筒に熱電対を埋込み, スリップリングを介して管の温度を測定する.

ヒートパイプの蒸発域に対してその周囲に設置した同心円状の 円筒ヒータにより,至近距離から放射加熱を行う.このとき蒸発 域外筒の温度が一定となるように,ヒータの出力を制御する.凝 縮域は,外面の各フィンに水平の2方向から冷却水を当てて水冷 する.この水量と水温を調整することにより,凝縮面の温度を一 定に維持する.冷却水の入出の水温と水量を測定して熱輸送量を



求める.

図5に、ヒートパイプの回転数と熱輸送量の測定結果を示す. 回転数の増速過程、及び減速過程で回転数に対して熱輸送量が急 激に変化する遷移現象を示している.またリミングとコラプシン グの発生する回転数は各々約400 rpm と270 rpm であり、これ らは図3において封入率 ϕ_s が0.045における遷移回転数とほぼ 一致する.すなわち、回転数に応じて生ずる熱輸送量の遷移現象 は作動流体の流動形態の遷移によるものであることが分かる.

図6の上側に, 蒸発域における主にリミング状態での回転数, 過熱度と蒸発熱伝達率の関係をプロットで示す. ここで, 回転数 は無次元化して次式のフルード数でも示している.

$$F_r = \pi N \sqrt{\frac{2D}{g}} \tag{11}$$

また蒸気温度としては、それとほぼ等しくなる内筒の温度を用 いている.また Te, Tc は各々蒸発面温度、凝縮面温度、ΔTev は蒸発面と蒸気の温度差である.右側の縦軸は液膜厚さを代表長 さとしたヌセルト数である.これによると蒸発熱伝達率は回転数、 過熱度を上げると上昇する.またヌセルト数が1より大きいこと から、液膜は沸騰あるいは自然対流によって蒸発が促進されてい ると考えられる.図6の下側に、凝縮域における回転数、過熱度





と凝縮熱伝達率の関係をプロットで示す.ここで ΔTvc は蒸気と 凝縮面の温度差である.凝縮に関しても過熱度,回転数を上げる と熱伝達率は上昇する.この関係は次章で理論的に解析する.

4. 熱輸送量の解析

実験におけるヒートパイプの凝縮液膜は層流状態であり、その 厚さが支配的な熱抵抗となる。この膜厚 δ とその位置の液膜流 量 V_1 の関係は、液膜の動粘度 ν_1 、凝縮面半径 r、回転角速度 ω 、 テーパ角 θ_1 、液膜厚さのこう配 $d\delta/dx$ を用いて、次のように表 せる。

$$V_{1} = \frac{2}{3} c_{1} \pi r \delta^{3}$$

$$c_{1} = \frac{r}{\nu_{1}} \omega^{2} \left(\cos \theta_{t} \frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}x} - \sin \theta_{t} \right)$$
(12)

また凝縮流量は凝縮潜熱 *ΔH*,液膜の熱伝導率 λ,蒸気温度 *T*_v,凝縮面温度 *T*_cを用いて次のように表せる.

$$\frac{\mathrm{d} V_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d} x} = 2\pi r \frac{q_{\mathrm{c}}}{\Delta H \rho_{\mathrm{i}}}$$

$$q_{\mathrm{c}} = \lambda_{\mathrm{i}} \left(T_{\mathrm{v}} - T_{\mathrm{c}} \right) \delta$$
(13)

以上の式(12)と式(13)を連成し、また軸端の液の流量を零とす ることにより、x方向の液膜厚さ分布、凝縮熱流束分布、全凝縮 熱流量を求めることができる。図6の下側に解析結果を実線で示 す.実線で示す解析結果は800 rpm以上において実験値と± 10%以内の差で一致しており、解析モデルの妥当性が確認でき る.



図7 モータ回転軸の温度分布 ヒートパイプをモータ回転軸に装着する 前と後の軸の温度分布.軸受部ではヒートパイプにより 25℃ 下げられ る. Temperature profiles of motor shaft

5. モータ回転軸に対する冷却効果

回転ヒートパイプの熱輸送特性が明らかになったことから、こ れをモータの回転軸に装着してその冷却能力を検証する。図7に 回転軸とヒートパイプの主な寸法と回転軸外表面の温度分布を示 す. 冷却部にはフィンを設け外部から水冷する.その両側にアブ レーダブルシールを設け冷却水を軸受に対してシールする.温度 分布は回転数が24000 rpm のときのものである.軸受部の温度 はヒートパイプの装着により70℃から45℃に下がっており、 ヒートパイプの効果が表れている.

6.まとめ

アニュラ型の回転ヒートパイプに関する要素試験とモータ回転 軸に装着した検証試験を行い、次の成果を得た.

- (1) 作動液体液相の流動形態と熱輸送量の回転数に対する遷移限 界を実験的に明らかにし、それらを予測する近似式を導出した。
- (2) 実験値との比較により本ヒートパイプの熱輸送量が解析的に 予測できることを確認した.
- (3) モータの回転軸に本ヒートパイプを装着し、軸受部の温度を 従来の70℃から45℃に下げる冷却能力があることを検証した。

参考文献

- Nimmo, B. G. and Leppert, G., Heat Transfer 1970, 6 (1970) Elserier Pub.
- (2) Marto, P. J. and Wagenseil, AIAA J., 17-6 (1979) p.647
- (3) Daniels, T. C. and Al-Jumaily, F. K., I. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22 (1979) p.1 237-1 241.
- (4) Kasuta, M., Kigami, H. et al., Proc. 5th IHPC (1984) p.126 -132.
- (5) Nakayama, W., Ohtsuka, Y. and Yoshioka, T., Proc. 5th IHPC (1984) p.121-125.