

特集

島状パターンを配置したスクロールコンプレッサ用
すべり軸受の潤滑効果*Hydrodynamic Lubrication Effects of Multiple Circular Bumps for Thrust
Sliding Bearing of Scroll Compressor河 鱒 実 昌
Sanemasa KAWABATA堀 田 忠 資
Tadashi HOTTA岩 波 重 樹
Shigeki IWANAMI

A texturing pattern for the thrust sliding bearing of a scroll compressor in CO₂ heat-pump system was investigated. The pattern is composed of multiple circular bumps and an oil seal structure on a ring plate. The hydrodynamic lubrication properties of a circular bump was theoretically analyzed by elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) analysis. The results show the essential geometrical effects of the roundoff wedge on the oil film formation and frictional properties. Experimentally evaluated frictional properties of the proposed thrust bearings agreed well with numerical results. In order to clarify the robustness against accidental high load, seizure limits of the circular bump pattern were experimentally evaluated. These results show that the initial frictional properties are controllable by the crowning profile, the proposed pattern has sufficiently low friction coefficient and quite a high seizure limits.

Key words : elasto-hydrodynamic lubrication, circular bump, texture, thrust bearings, scroll compressor

1. まえがき

CO₂冷媒を用いたヒートポンプは給湯機用として実用化が進んでいる。CO₂冷媒は従来のフロン系冷媒と比較して高圧部の圧力が高く、コンプレッサには耐圧強度やしゅう動部の信頼性、高効率化、軽量化などが求められる。コンプレッサ内の軸受にも高荷重に対する信頼性と低摩擦損失の低減が必要である。CO₂給湯機用のコンプレッサには静粛性に優れたスクロールコンプレッサが多く使われているが、その機械損失への影響が最も大きいのがスラストすべり軸受であり、本報告では、スラスト軸受の潤滑パターンによる摩擦低減と焼き付きに対する信頼性を検討する。

Fig. 1にスクロールコンプレッサの内部構造と今回開発したスラストすべり軸受を示す。スクロールコンプレッサは、渦巻き状の二つのスクロールの間に形成される三日月状の圧縮室を用いて冷媒を圧縮する。スクロールは、固定スクロール (Fixed Scroll) と巡回スクロール (Orbiting Scroll) から成り、モータ駆動された偏心シャフトで巡回スクロールをすり合せさせるこ

とによって、圧縮室内の冷媒は外周側から中心側へと圧縮されながら運ばれる。この巡回運動がスクロールコンプレッサの特徴である。

冷媒が圧縮されることにより、巡回スクロールは軸方向に持ち上げられ、この荷重を巡回スクロールの上面に取り付けられたスラストすべり軸受で支えている。この荷重は圧縮室とモータ室の差圧によるものであり、モータ室の冷媒圧を調整すれば、スラスト軸受荷重を低減することができる。逆に、高荷重でも低摩擦損失が小さいスラスト軸受を開発すれば、モータ室を低温・低圧の吸入冷媒で満たすことができ、モータの熱負荷やコンプレッサの熱効率の面でも有利である。このコンプレッサ内を低圧にする構成は低圧ドーム方式と呼ばれる。

一般的なスラストすべり軸受は、回転運動をしており、油溝やくさび形状を設けることによって流体潤滑による浮力を発生させている。これに対して、スクロール用のスラスト軸受では、軸受面より小さい小円を描く巡回運動をするために、オイルが軸受面全体に行き渡りにくく、軸受面全体で油膜圧力が発生しない課

*日本トライボロジー学会の了解を得て、Tribology Online 7(2012), pp13を和訳、一部加筆して転載

題があった。そこで、スラスト軸受の一面に島状のパターンと外周部のオイルシール構造を形成することにより、軸受面内にオイルを保持し、島状の凸部の流体潤滑効果により浮力を発生させる構造とした。

本報告では、島状の突起部に着目する。第2章では、潤滑理論を概説し、第3章で数値計算を用いて摩擦が下がる形状条件を検討した。第4章で、検証実験の結果をまとめる。

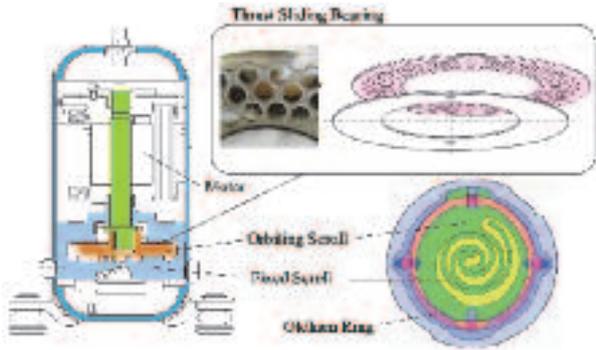


Fig. 1 Schematic view of the thrust sliding bearing for CO₂ scroll compressor.

2. 潤滑理論

傾斜平面軸受とジャーナル軸受を対象とした流体潤滑理論¹⁾、転がり軸受を対象とした点接触と線接触の弾性流体潤滑 (Elasto-Hydrodynamic Lubrication ; EHL) 理論²⁾がよく知られている。これらの効果は、軸受の表面形状を用いて油膜をモデル化し、Reynolds方程式を解くことにより予測することができる。圧力が作用したときの壁面の弾性変形と高圧粘度を考慮するのが弾性流体潤滑理論であり、転がり軸受の様な高圧が作用する場合には標準的に用いられる。しゅう動面が広い場合は面圧は低く抑えられるが、歪が小さくてもたわみ量は大きくなるため、このときにも弾性変形の効果が表れる。

弾性流体潤滑解析の基礎式は、弾性変形を考慮した油膜形状の式

$$h(x) = z(x) + h_0 + \frac{2}{E'} \int \frac{p(x')}{|x - x'|} dx' \quad (1)$$

Reynolds方程式

$$\nabla \cdot \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \nabla p \right) = \mathbf{u}_m \cdot \nabla(\rho h) - \omega_m \mathbf{x} \times \nabla(\rho h) \quad (2)$$

および荷重釣り合いの式

$$w = \int p(x) dx \quad (3)$$

である。ここで、 $h(x)$ は油膜厚さ、 $z(x)$ は軸受形状、 h_0 は剛体変位を表し、式(1)右辺第3項は弾性変形量、 p は油膜圧力、 ρ, η はそれぞれ潤滑油の密度と粘度、 u_m, ω_m は軸受の摺動速度と回転速度、 w は荷重を表す。

これらの連立偏微分方程式を解けば、設定荷重と釣り合う油膜圧力分布と油膜厚さを求めることができる。各方程式は線形だが連立させると強い非線形性を持ち、数値解析を安定化させるためにマルチグリッド法と呼ばれる解析手法が開発されている。本報告では、Vennerら³⁾の解析プログラムを任意形状に対応できる様に改造して用いた。

Fig. 2にパターンの無い平面軸受の場合と、島状のパターンを設けた場合の油膜圧力分布を比較して示す。平面プレートを重ねただけでも、内外周にくさび形状があれば油膜圧力が発生する。ただし、理想的な平面ではこの様な圧力分布が得られるが、ごくわずかに平面度が崩れるだけで圧力分布が変動する。これに対し、軸受面にパターンを設けると、軸受面全体で油膜圧力が得られ、その変動幅も小さく抑えられることが分かる。Fig. 3は、突起形状が円形の場合と矩形の場合の油膜厚さを比較している。矩形の場合は、角の方向に進むときに圧力流れがサイドに逃げるために圧力が発生しにくく、しゅう動方向によって変動を生じている。ただし、Fig. 3の様に円盤直径方向と矩形の幅方向の断面形状が等しい場合には油膜厚さの平均値は変化せず、油膜厚さを確保するためには断面形状を適正に設定することが重要であることが分かる。

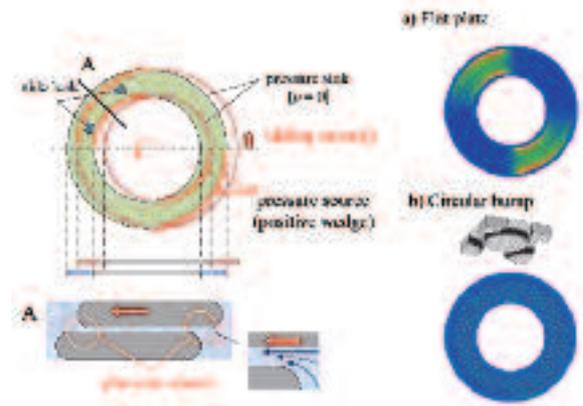


Fig. 2 Oil film pressure on a flat thrust bearing, and the texturing effects.

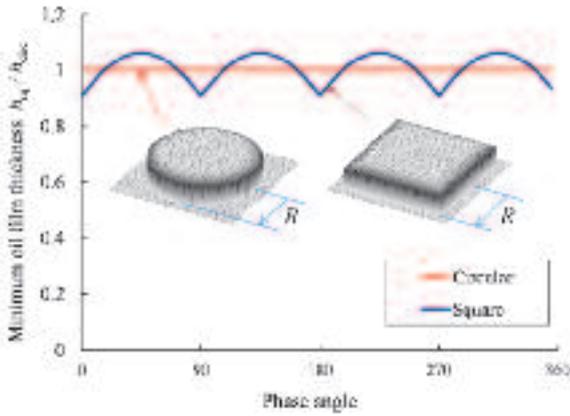


Fig. 3 A comparison between circular and square bump with regard to the oil film thickness.
 h_{sq} : Minimum oil film thickness on the square bump, h_{circ} : on the circular bump.

代表形状として円形の突起を考え、頂点部分のクラウニング形状の効果について検討する。軸受表面にパターンを形成した後に研磨仕上げを行うと、島形状を調整することができる。研磨の取り代が小さいときは中央部は平坦だが、取り代が大きい場合には、Fig. 4の例のように中央部に緩やかな凸形状ができる。このような微小なふくらみをクラウニング形状と呼ぶ。クラウニング形状を、べき乗近似で表し、

$$z(r) = c(r/R)^m, \quad r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (4)$$

と表せば、Fig. 4に示すように指数 m によって研磨範囲の違いを反映させたモデル化ができる。なお、これらの形状を複数重ね合わせれば、より実形状に近いモデルを構成できるが、頂点付近の形状が支配的となることを数値計算によって確認している。

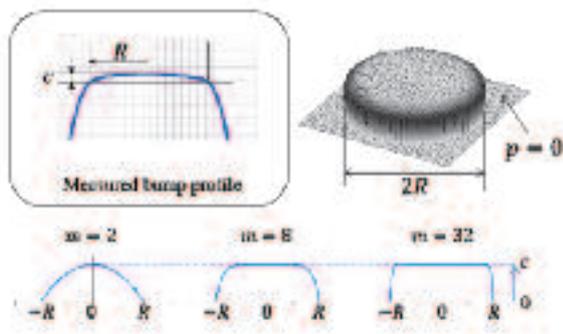


Fig. 4 A cross sectional bump profile and numerical models.

潤滑問題はパラメータが多いので軸受特性数などの無次元量にまとめて整理するのが一般的であり、Eq.4に対応した無次元特性数を定義する。しゅう動方向を x 、

直交方向を y とし、クラウニング高さ c と島径 R を基準に

$$H = \frac{h}{c}, \quad X = \frac{x}{R}, \quad Y = \frac{y}{R}, \quad P = \frac{pR^2}{w} \quad (5)$$

と置くと、Reynolds方程式 (Eq.2, 3) および粘性による摩擦力は、

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{H^3}{12} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{H^3}{12} \frac{\partial P}{\partial X} \right) = S \frac{\partial H}{\partial X}, \quad 1 = \int P \, dX \, dY$$

$$\bar{\mu} = \int \left(\frac{cS}{H} \pm \frac{H}{2} \frac{\partial P}{\partial X} \right) dX \, dY \quad (6)$$

と表せる。ここで、

$$S = \frac{\eta u R}{w} \left(\frac{R}{c} \right)^2, \quad \bar{\mu} = \mu \left(\frac{R}{c} \right) \quad (7)$$

と置いた。Eq.6を解けば、規格化した油膜厚さ H 、油膜圧力 P 、摩擦係数 $\bar{\mu}$ が無次元数 S の関数として求まる。無次元数 S は、ジャーナル軸受の解析で用いられるSommerfeld数⁴⁾ と対応する。

壁面の弾性変形に対応した無次元数として、Dowson-Higginsonの荷重パラメータ³⁾ に相当する

$$W = \frac{w}{E'R'}, \quad \frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (8)$$

を用いる。ここで E_1, E_2 は上下弾性体のヤング率、 ν_1, ν_2 はポアソン比であり、 E' は等価弾性率と呼ばれる。

Sommerfeld数の中の

$$G = \frac{\eta u R}{w} \quad (9)$$

は運転条件を決めれば定まる無次元量であり、軸受特性数と呼ばれる。軸受の摩擦係数を運転条件を変化させて評価したとき、軸受特性数 G が小さいほど油膜が薄くなり、油膜厚さが表面粗さに近づくと固体接触により摩擦係数が上昇する。最小油膜厚さと合成粗さ σ の比を油膜パラメータと呼び、

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sigma}, \quad \sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (10)$$

$\Lambda > 3$ では固体接触のほとんど無い流体潤滑状態(HL)、 $\Lambda < 1$ では常時固体接触している境界潤滑状態(BL)、 $1 < \Lambda < 3$ はその間の遷移域である混合潤滑状態(ML)となる⁶⁾。

軸受特性数 G と摩擦係数 μ の関係をStribeck線図と呼ぶ。Fig. 5にイメージ図を示す。流体潤滑状態の摩擦係数は、油膜厚さを薄くすることによって下げることができるが、粗さを考慮すると $\Lambda < 3$ では固体接触により摩擦係数は上昇するため、この点が実質的な最小摩擦条件となる。この状態の摩擦係数を低減するには、最小油膜厚さを固定した状態でクラウニングの高さなどの形状パラメータを変えればよい。平面傾斜軸受の理論では、最小油膜厚さを決めるときに発生する荷重を負荷容量係数と呼び、

$$K_w = \frac{w}{\eta u R} \left(\frac{h_{min}}{R} \right)^2 = \frac{H_{min}^2}{S} \quad (11)$$

と表しており、島形状を比較する場合にはEq.10の表示を用いる。

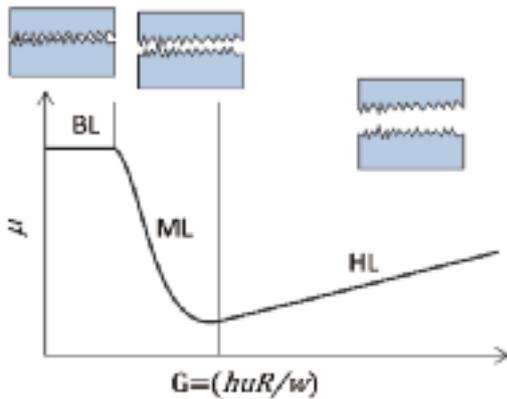


Fig. 5 Stribeck curve.
[BL : Boundary Lubrication, ML : Mixed Lubrication, HL : Hydrodynamic Lubrication]

3. 数値解析

相似則が成り立つことを考慮すると、クラウニング形状は、高さ c ・形状指数 m の2パラメータにより表すことができる。

3.1 クラウニング高さの効果

Fig. 5にクラウニングの高さを変えた場合の油膜圧力分布を比較して示す。最小油膜厚さを固定したとき、クラウニング高さが高く尖っている場合には油膜圧力が中央部に集中し、低く平坦な場合は入り口での圧力の立ち上がりが少なく、いずれの場合も荷重は少ないのに対し、油膜厚さと同等の高さの場合には、突起全体に圧力が発生し、最も負荷容量が大きくなる。Fig. 6に突起先端が球面 ($m = 2$) における負荷容量係数 K_w の

解析結果を示す。この解析条件は一般的な球接触EHLに対応するが、島径が一定値となっている点が異なる。図中赤線は、弾性変形の無い場合の解析解 (Kapitzaの解) を表す。Fig. 5の圧力分布と対応して、クラウニング高さが油膜厚さと等しい $c/h_{min} \cong 1$ のときに負荷容量係数がピークを持つ。 c/h_{min} の大きい条件は、通常のEHL条件であり、弾性変形が大きい高荷重条件 (W が大きい) ほど、突起中央部が弾性変形によりつぶれ、負荷容量の低下は抑えられている。 c/h_{min} が小さい領域は、形状が扁平で島の径によって油膜圧力が制限されている領域になる。類似の条件は、転がり軸受の供給油量を減らしたときに起こり、隙間が油膜厚さより厚いと圧力が発生しなくなる。島径を大きくすればより大きな荷重を支えられるが、与えられた径においては最大の負荷容量を持つ形状条件が定まる。

Fig. 7は、クラウニング形状の指数を変えた $m = 8$ の場合の負荷容量係数である。指数 m を大きくすると、突起中央部が平坦になり、球面が弾性変形した状態に近い初期形状となる。その結果、 $c/h_{min} < 1$ の領域での負荷容量は $m = 2$ の場合と大きく変わらないが、 $c/h_{min} > 1$ の領域では全体に負荷容量が増加し、荷重の影響は受けにくくなっている。

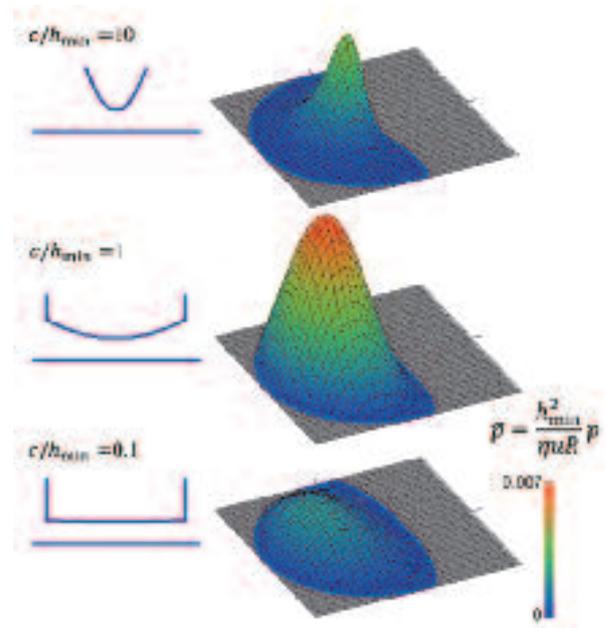


Fig. 6 Difference in oil film pressure among crowning shapes ($m=2, h_{min}/R=0.002$).

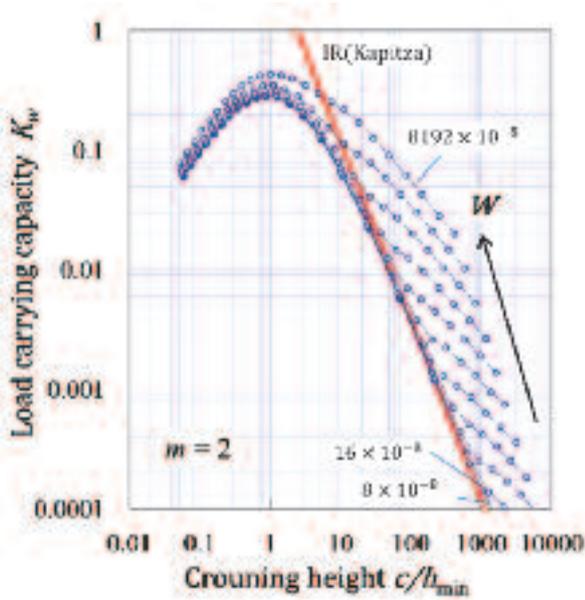


Fig. 7 Load carrying capacity for the case $m=2$.

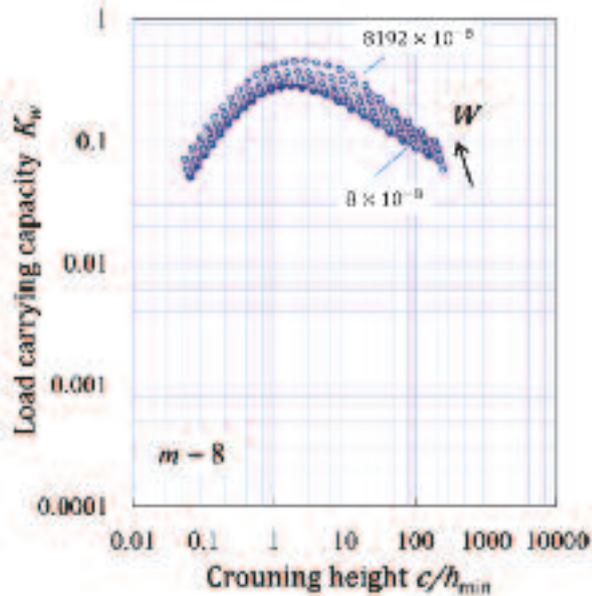


Fig. 8 Load carrying capacity for the case $m=8$.

3.2 形状指数 m の効果

Fig. 9は、弾性変形の無視できる軽荷重条件におけるクラウニング形状の効果を示している。 ch_{min} 比の小さい左側の領域では、 $m=2,4$ は重なり、 $m \geq 8$ で m 値の増加とともに摩擦が増える傾向にある。この領域は油量不足条件にあり、平坦面が増えるに従って摩擦が増えていると考えることができる。 ch_{min} 比が大きい右側の領域は十分潤滑条件にあり、突起の中央部に油膜圧力が集中する条件にある。この領域では、 m 値が小さいほど中凸の影響を受けやすく、荷重が出にくいことによって摩擦係数が増加している。

運転条件が変化すれば油膜厚さは変化するため、条

件の厳しい低速高荷重条件を想定してクラウニング高さを設定する。島形状に固定して運転条件を変化させたときの最小油膜厚さと摩擦係数をFig. 10に示す。摩擦係数とSommerfeld数 S の関係は、Stribeck線図の流体潤滑領域と対応する。 $m \leq 4$ の場合は、運転条件が低速高荷重側に振れたときの油膜厚さの減少が顕著であり、島の中央部が接触しやすいことを示している。

以上の傾向から、 $m \sim 8$ 付近の若干扁平な形状を選び、粗さと同等レベルのクラウニング高さにすれば、摩擦係数が下がり、負荷変動の影響を受けにくくなると考えられる。

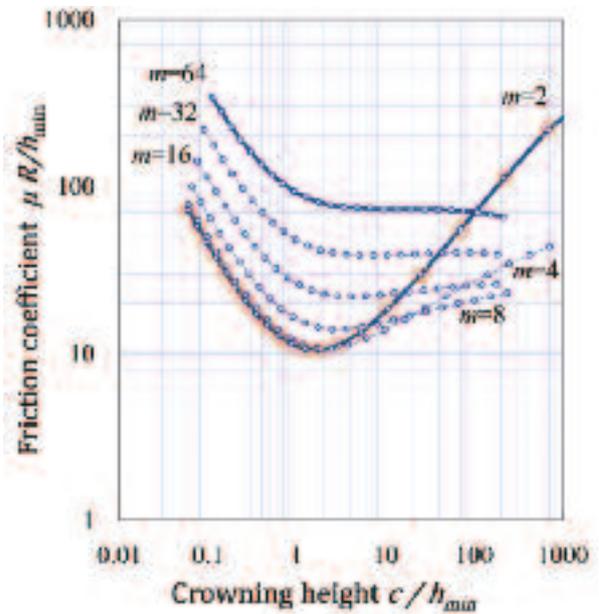


Fig. 9 Effects of crowning shape on friction coefficient.

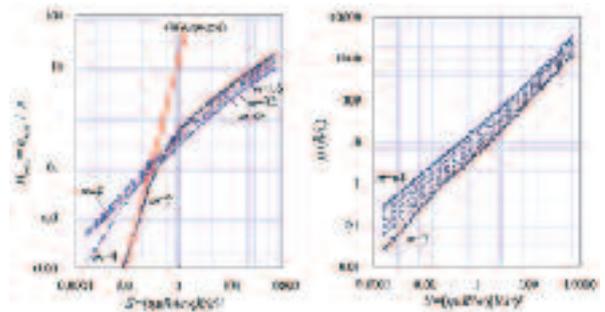


Fig. 10 Minimum oil film thickness and Stribeck curve.

4. 実験

研磨条件を変えて突起形状を変化させた場合の摩擦特性と焼付き限界の評価を行い、数値解析との比較を行った。

4.1 摩擦係数の解析

4.1.1 実験方法

Fig. 11に摩擦試験に用いた試験装置の構成を示す。試験機はコンプレッサと同様に偏心軸により旋回スクロールに当たる駆動プレートを旋回運動させて摩擦を評価した。対向する摩擦プレートとの間に2枚のプレートからなるすべり軸受を固定し、摩擦プレートに作用する摩擦力を板バネにより検出している。駆動プレートおよび摩擦プレートは、スラスト転がり軸受を介して、下部からの油圧による軸力を受ける構造となっている。板バネの出力はsin波を描き、その振幅から摩擦力を求めた。これらは耐圧容器内にあり、CO₂ヒートポンプシステムにより制御した帰還オイルを耐圧容器の上部より供給している。Table 1に試験片形状と試験条件を示す。この試験条件は、実使用条件より低速高荷重側の加速条件である。

試験片はラップにより仕上げ、粗さ計による形状測定結果をフィッティングして形状指数 c, m を求めた。Fig. 12に試験に用いた試験片の測定結果を示す。クラウニングの縦横比 c/R を用いて整理すると、指数 m と相関があり、大きく削り込むにつれて指数 m は減少し球面に近づいている。

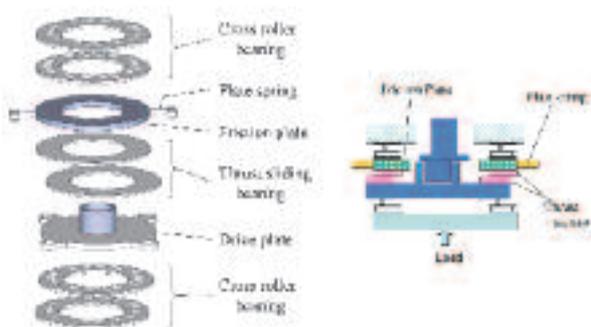


Fig. 11 Experimental setup for friction test.

Table 1 Friction test sample and experimental condition.

Thrust plate geometry	
Material	hardened bearing steel
Outer diameter, [mm]	100
Inner diameter, [mm]	58
Thickness, [mm]	2
Bump geometry	
Bump diameter, [mm]	4, 5, 5.5
Inter-bump spacing, [mm]	0.5
Number of bumps	176, 118, 106
Groove depth, [mm]	0.5
Crowning height, [mm]	0.5 to 30
Experimental condition	
CO ₂ gas pressure, [MPa]	3.8
Temperature, [°C]	19
Viscosity, [mPa s]	5 to 7
Load, [N]	11 to 94 / bump
Sliding velocity, [m/s]	0.24 to 1.1

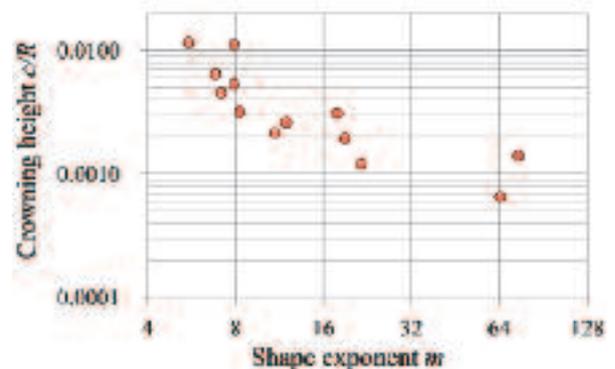


Fig. 12 Geometry factors of test samples.

試験は低速側から速度水準ごとに荷重を上げて評価している。Fig. 13に代表例として c/R の最小、中央、最大のサンプルのStribeck線図を示す。摩擦係数は、0.001オーダーまで下がり、油膜が薄い場合には混合潤滑状態に移行し摩擦係数上昇している。クラウニング高さが最も高い $c/R = 0.0115$ の場合は、実験初期の摩擦が高く速度水準ごとに摩擦係数が下がっている。これは突起頂点が摩耗し、試験中に形状変化したためと考えられる。このような挙動は他の試料では見られず、初期形状が維持されていると考えられる。流体潤滑領域における摩擦係数は最も扁平な $c/R = 0.0007$ のときが最も高く、摩擦係数の勾配には大きな変化は見られない。

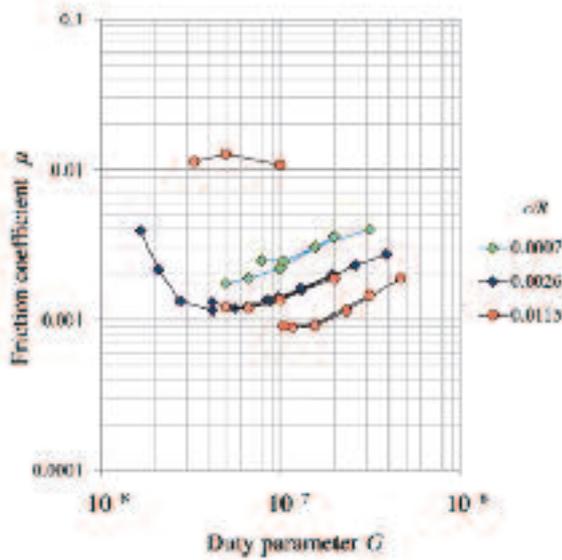


Fig. 13 Typical measured Stribeck curve.

島形状が変化するとき、流体潤滑領域の摩擦係数は最大3倍程度の幅で変化している。これらの結果をクラウニング高さで規格化したSommerfeld数で整理すると、Fig. 14の様に流体潤滑領域の摩擦係数はバンド状に並ぶ。図中の直線は、Fig. 10に示した数値計算結果から求めた予測値である。試料の m 値は、Fig. 12の実測結果から、 $5 \leq m \leq 21$ の研磨品と無加工の $m \sim 64$ から成り、これらに対応した解析値をプロットした。摩擦係数は数値計算結果の方が若干高い傾向にあり、特にクラウニング高さの小さいときの誤差が大きい傾向にあるものの、おおむね予測できている。本報告で考察した巨視的な形状効果の他に、粗さやうねりなどの付加的な潤滑機構も作用している可能性が考えられる。

本実験では、混合潤滑状態に移行することにより摩擦係数上昇が認められることから、固体接触が始まる限界値を把握する必要がある。数値解析結果を用いれば油膜厚さを推定できるので、試料の表面粗さと比較することにより判定できるはずである。Stribeck線図上の摩擦係数の下限値付近で接触が始まると考えられることから、摩擦係数が下限値となるときのSommerfeld数 S を求め、このときの油膜厚さを推定した。Fig. 15に解析結果を示す。形状指数 m に依らず、得られた油膜パラメータは $\Lambda \sim 3$ の周りに分布しており、一般的な判定条件が成り立つことが確認できた。一つの突起形状のみを考慮した簡易モデルによる解析でも、実際の軸受特性と突起形状の効果を予測することができる。

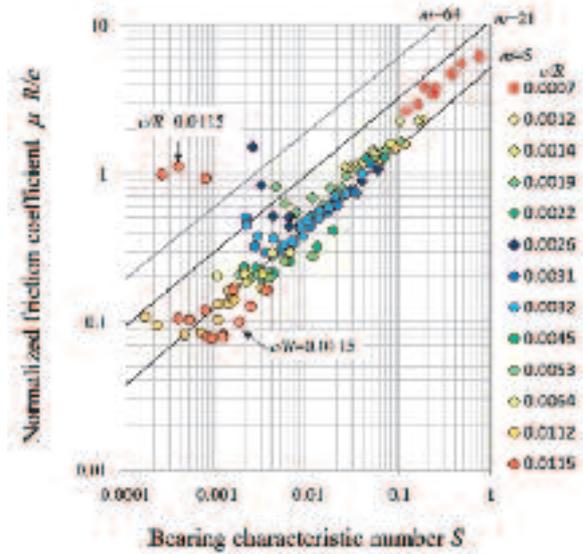


Fig. 14 Normalized friction coefficients comparing with numerical prediction.

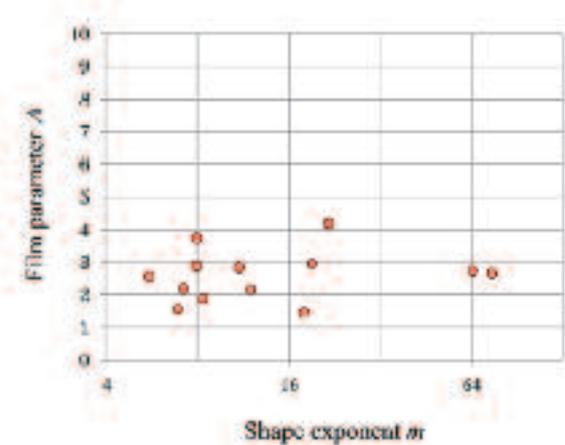


Fig. 15 Film parameter at minimum friction coefficient.

4.2 焼付き限界

形状指数 m を変化させた場合の接触面圧分布は、Fig. 16の様に指数が大きくなるにつれて外周部の面圧が上昇する。このような面圧上昇は流体潤滑状態では緩和されるが、極端な高面圧が作用すると油膜切れや過大面圧による焼付きが発生する可能性も考えられる。そこで、限界試験として、Fig. 17に示す3つの島からなる試料を用いて焼付き試験を行った。1MPaに加压したCO₂雰囲気中で冷凍機油に浸漬し、しゅう動速度0.78m/s、600s間に荷重を0から8kNまで連続的に上げて焼付き限界を求めた。Fig. 18に試験結果を示す。扁平になるほど焼付き限界は下がる傾向にあるが、実使用条件に対して十分余裕があることが確認できた。

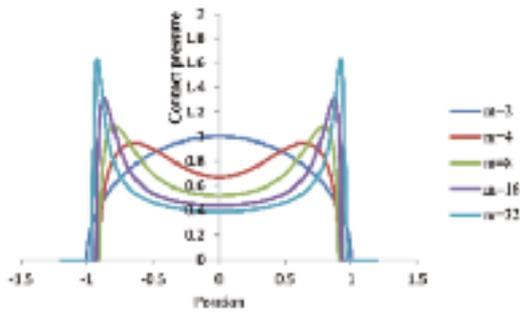


Fig. 16 Contact pressure profile

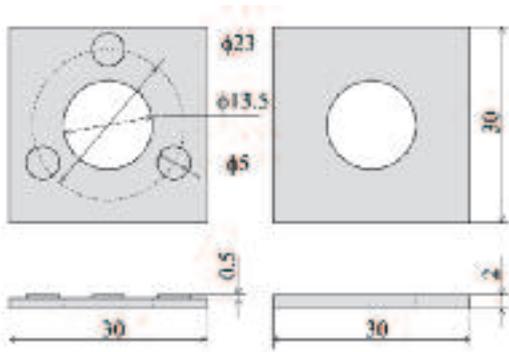


Fig. 17 Specimen for seizure tests.

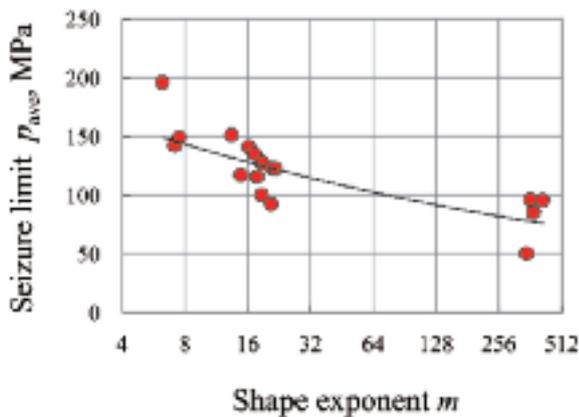


Fig. 18 Seizure test results.

5. おわりに

スクロールコンプレッサの旋回運動を考慮したラスト軸受用潤滑パターンとして、島状突起を多点配置した軸受パターンを開発し、数値解析により突起形状の詳細形状と潤滑特性の関係を明らかにした。島形状を変えた実験により解析結果を検証し、摩擦係数と油膜厚さが実機を再現していることを確認した。本軸受は摩擦係数が0.001台であり、十分な耐焼付きを持つことを確認した。

謝辞

本研究は、名工大 中村・糸魚川研究室との共同研究の下で行ったものであり、この場を借りて感謝の意を表します。

<参考文献>

- 1) 山本・兼田：「トライボロジー」, 理工学社, (1998), pp.76-87.
- 2) 文献 2) pp.121-127.
- 3) C.H. Venner & A. A. Lubrecht : “Multilevel Methods in Lubrication”, Elsevier Science B.V., Amsterdam, (2000), pp.323-352.
- 4) 文献 2) pp.86.
- 5) 文献 22) pp.124.
- 6) 文献 22) pp.167.
- 7) T. Kusada, T. Hotta, M. Yorinaga 1) , S. Iwanami, S. Kawabata : “Measurement of Oil Film Pressure in Thrust Bearings”, ITC Hiroshima (2011), F2-09.
- 8) S. Kawabata, F. Itoigawa & T. Nakamura : “Hydrodynamic Lubrication Effects of Multiple Circular Pattern for a Thrust Sliding Bearing of a Scroll Compressor”, Tribology Online, Vol.7 (2012), pp.13.
- 9) 河鱒：「潤滑経済」, Vol.582 (2013), pp.16
- 10) 中村, 松原, 糸魚川, 中村, 「微小揺動を低摩擦で支えるトライボシートの開発：Soft-EHL解析」, 日本機械学会 講演論文集, III (01-1) (2001), pp. 89-90.
- 11) 中村, 松原, 糸魚川, 早川, 山田, 「すべり面構造のSoft-EHL解析とトライボシートの開発」, 日本機械学会 機素潤滑設計部門講演会講演論文集 2002 (2), pp.191-194.



<著 者>



河鱈 実昌
(かわばた さねまさ)
材料技術部
トライボロジー解析技術開発



堀田 忠資
(ほった ただし)
空調冷熱技術2部
CO₂給湯機用コンプレッサの
開発設計に従事



岩波 重樹
(いわなみ しげき)
空調冷熱技術2部
エコキュート用圧縮機の開発・
設計