冷蔵庫用ロータリ圧縮機の潤滑特性解析*

吉村 多佳雄^{*1}, 小野 京 右^{*2}, 稲垣 耕^{*3}
高塚 英 樹^{*4}, 是 永 敦^{*5}Analysis of Lubricating Characteristics in Rotary Compressors
for Domestic RefrigeratorsTakao YOSHIMURA, Kyosuke ONO, Koh INAGAKI,
Hideki KOTSUKA and Atsushi KORENAGA

We investigated the lubricating characteristics between the vane and piston lubricated with an oil-refrigerant mixture. The theoretical analyses were performed using the mixed EHL theory, considering metallic contacts. Lubricating conditions were estimated by comparing the theoretical results of the piston dynamics based on actual surface roughness distributions measured by SEM, with the experimental results measured under a practical operation. We conclude that (1) lubricating conditions between the vane and piston are estimated to be within a mixed lubricating zone in which the coefficient of friction changes from 0.04 to 0.08, and the contact force is almost equally supported by oil film and metallic contacts, (2) the coefficient of friction decreases as the contact force increases because the ratio of pressure rise of the oil film to the decrease of the clearance is greater than that of the metallic contact pressure, and (3) it is important not only to measure the actual surface roughness but also to select the appropriate contact model in the mixed EHL analysis.

Key Words: Rotary Compressor, Lubrication, Friction, Refrigerant, EHL, Metallic Contact

1. 緒 言

家庭用冷蔵庫に搭載されているローリングピストン式ロータリ圧縮機においては、その円滑な圧縮動作を達成するための基本機構であるベーンとピストン間の潤滑特性が重要である。特に冷蔵庫では、良好な潤滑特性を示す塩素を含む冷媒の使用が、地球環境保護の観点から1996年以降禁止され、塩素を含まず潤滑特性で劣る代替冷媒に切り替えられたことから、良好な潤滑特性の確保がますます重要となっている。

ロータリ圧縮機のベーンとピストン間の潤滑およびピストンの運動解析については、従来から多くの研究が行われている^{(1)~(3)}。特に、最近になって田中ら⁽⁴⁾は、空調用ロータリ圧縮機のベーンとピストン間の潤滑状態について、混合弾性流体潤滑解析(以下、混合EHL解析という)と電気抵抗法を用いた実験の比較評価を行い、ベーンとピストン間が金属接触を伴った混

合潤滑領域にあることを明らかにしている。しかし、理論解析での引き込み速度式に疑問点があり、また理論解析結果の検証も実験結果との定性的な比較にとどまっている。さらに、実際のしゅう動面の表面形態と解析結果の関連が明確でなく、実際の圧縮機においても解析結果に近い潤滑特性にあるのかが不明である。

ロータリ圧縮機でのベーンとピストン間の潤滑特性は、表面形態やピストン自動挙動の影響を大きく受けると考えられ、表面形態と潤滑特性の関連ならびに潤滑特性とピストン自動挙動の関連を明らかにすることが非常に重要となる。

そこで、本研究では冷蔵庫用の小形ロータリコンプレッサについて、ベーンおよびピストンの表面形態を計測した上で混合EHL解析とピストンの自動挙動解析を行い、圧縮機運転中の自転挙動の実験値と比較することによって、実際の圧縮機での潤滑状態を推定する。さらに混合潤滑解析において、固体接触の理論式の違いが潤滑状態やピストン自転挙動に与える影響についても考察する。

2. 記 号

A : みかけの接触面積

* 原稿受付 1996年12月5日。

^{*1} 正員, 松下冷機(株)冷機研究所(〒251 藤沢市辻堂元町6-4-3)。

^{*2} 正員, 東京工業大学工学部(〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*3} 松下冷機(株)冷機研究所。

^{*4} 東京工業大学大学院。

^{*5} 正員, 工業技術院機械技術研究所(〒305 つくば市並木1-2)。

C : ピストン・クランク間の半径すきま
 d : ベーンとピストンの粗さ曲線の平均線と突起頂点高さの平均線の距離
 E' : 等価弾性係数
 F_{bc} : ベーン端面の流体摩擦力
 F_{bi}, M_{bi} : ベーンとベーン溝(シリンダ内径側)間の作用力とモーメント
 F_{bo}, M_{bo} : ベーンとベーン溝(シリンダ外径側)間の作用力とモーメント
 F_{bp}, M_{bp} : ベーンに作用するガス差圧力とモーメント
 F_{bsp} : バネの押付力
 F_c : ベーンとピストン間の粗面が支える荷重
 F_n, M_n : ベーンとピストン間の垂直抗力とモーメント
 F_t, M_t : ベーンとピストン間の摩擦力とモーメント
 F_{tc} : ベーンとピストン間の固体接触摩擦力
 F_{tp} : ベーンとピストン間の流体摩擦力
 F_{rb}, M_{rb} : 公転によるピストン端面の流体摩擦力とモーメント
 F_{rj}, M_{rj} : ピストン・クランク間の油膜反力とモーメント
 F_{rp} : 圧縮室と吸込室とのガス差圧力
 H : ピストンの硬さ
 h : ベーンとピストン間の油膜厚さ
 h_0 : ベーンとピストン間の中心油膜厚さ
 h_{pc} : ピストンとクランク間の油膜厚さ
 $\bar{h}_t$: ベーンとピストン間の平均油膜厚さ
 I : ピストンの慣性モーメント
 l : クランクの幅
 m : 油の Walther-ASTM 式における係数
 m_b : ベーンの質量
 m_r : ピストンの質量
 $O-x, y$: クランク回転中心に原点 O を有する静止直交座標
 P_1 : ベーンとピストン間の油膜圧力
 P_2 : ベーンとピストン間の固体接触圧力
 P_3 : ピストンとクランク間の油膜圧力
 P_d : 圧縮機吐出し圧力
 P_s : 圧縮機吸込み圧力
 R : ピストン外半径
 R_e : ピストンとベーン先端の等価半径
 r : ベーン先端半径
 R_i : ピストン内半径
 $s1, s2$: 圧力が発生する領域の両端の座標
 u : ベーンとピストン間の油の引込み速度
 V : ベーンとピストン間の相対滑り速度
 W : ベーンとピストンの押付荷重
 w : 粗さ平面への平滑面の押込み量

x_r, y_r : ピストンの x, y 方向の変位
 y_b : ベーンの y 方向の変位
 α : 油の粘度圧力係数
 β, β_e : 粗さ突起の先端半径 ($\beta = 2\beta_e$)
 γ : 粗さ平面の突起密度
 ε : ピストン中心に対するクランクの偏心率
 ζ : ベーン中心に対するピストン中心の偏角
 η, η_1 : 油粘度
 η_0 : 油の常圧粘度
 θ : クランクのベーン中心線 (y 軸) からの回転角度
 μ : ベーンとピストン間の摩擦係数
 μ_1 : 境界摩擦係数
 ν : 油の動粘度
 ρ : 油の密度
 σ : ベーンとピストンの粗さ曲線の二乗平均粗さ
 σ_* : ベーンとピストンの突起頂点高さの二乗平均粗さ
 ϕ_x : 圧力流れ係数
 ϕ : ベーン中心線 (y 軸) から最小油膜位置までの角度
 ψ : 塑性指数
 ω_s : クランク角速度
 ω_r : ピストンの自転角速度

3. 解析モデルと基礎式

3.1 ピストンとベーンの運動方程式 図 1 に力学モデルを示す。ピストンの運動方程式は、

$$m_r \ddot{x}_r = -F_{rpx} - F_{rbx} + F_{rjx} + (-F_{nx}) + F_{tx} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$m_r \ddot{y}_r = F_{rpy} + F_{rby} + F_{rjy} + (-F_{ny}) + (-F_{ty}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$I \dot{\omega}_r = -F_t R + M_{rj} - M_{rb} \quad \dots\dots\dots (3)$$

Fig. 1 Piston and vane dynamics

で示される⁽³⁾。なお添字の x と y は、 x 方向と y 方向の成分を表す。この中で、ピストンの運動を決定する主要な力は、圧縮室と吸込み室とのガス差圧力 F_{rp} 、ピストン・クランク間の油膜反力 F_{rj} と流体摩擦モーメント M_{rj} 、ベーンとの垂直抗力と摩擦力 $-F_n$ 、 $-F_t$ である。

またベーンの運動方程式と力ならびにモーメントの釣合い式はそれぞれ、

$$-F_{bpx} + F_{bix} + F_{box} + F_{nx} - F_{tx} = 0 \quad \cdots \cdots (4)$$

$$m_b \ddot{y}_b = F_{bpy} + F_{bc} - F_{bsp} + F_{biy} + F_{boy} + F_{ny} + F_{ty} \quad \cdots \cdots (5)$$

$$M_{bp} + M_{bi} + M_{bo} + M_n + M_t = 0 \quad \cdots \cdots (6)$$

となる。ここでピストンの運動にも影響するベーンとピストン間の垂直抗力 F_n と摩擦力 F_t は、おもにベーン先端と後端に作用するガス差圧力 F_{bpy} とばねの押付力 F_{bsp} の影響を受ける。

3・2 混合 EHL によるベーン・ピストン間作用力の解析 ベーンとピストン間の潤滑は、二円筒転がり・滑りモデルを平面・円筒に等価変換した EHL モデルで考える。円周方向の接触幅は、軸方向に比べて微小であることから、潤滑油の円筒軸方向流れを無視する。また二面の転がりによるスクイーズ効果は考慮するが、局所的なスクイーズ効果は引込み速度零近傍でしか寄与しないと考えられるので、計算効率の観点から無視する。

図 1 の拡大図のように、ベーンとピストン間の最近接点を原点とする局所座標 ξ をとると、表面粗さを考慮した Patir と Cheng の一次元の修正レイノルズ方程式は、次式で表される⁽⁵⁾。

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\phi_x \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial P_1}{\partial \xi} \right) = 6u \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial \xi} \quad \cdots \cdots (7)$$

ここで ϕ_x は圧力流れ係数であり、後述するベーンとピストンの表面形態の観察結果に基づき、等方性粗さの以下の式を用いる。

$$\phi_x = 1 - 0.9e^{-0.56h/\sigma} \quad \cdots \cdots (8)$$

なお、式(7)において、ベーンとピストンの表面粗さに差がある場合には、厳密にはせん断流れの影響を考慮する必要がある。しかし、せん断流れの考慮の有無による影響は摩擦係数で約 10% 変化する程度で、ピストン自転角速度に影響するほどの差ではないことを確認している。また、本研究の目的である固体接触の理論式の比較という観点においても、 h/σ が 0.15~0.25 の範囲で変化する程度の差であり、後述する固体圧力特性ではっきりと差のある領域であることから、本論文では計算を容易にするために無視した。

また、 u は ξ 座標からみた潤滑油の引込み速度であ

り、 V をベーンとピストン間の相対滑り速度とすると、それぞれ次式で表される。

$$u = R\omega_r + R\dot{\xi} - r\dot{\xi} \quad \cdots \cdots (9)$$

$$V = R\omega_r + R\dot{\xi} + r\dot{\xi} \quad \cdots \cdots (10)$$

引込み速度式(9)の右辺第 1 項はピストンの自転によるくさび膜効果、第 2 項はピストンの旋回速度 $\dot{\xi}$ によるくさび膜効果、第 3 項はベーンがピストンとの接触点を変えることによるスクイーズ効果に起因する項であり、圧力発生方向によって正負が決定される。この引込み速度と相対速度の式は、文献(4)と異なることに注意されたい。

次に、混合 EHL 解析では固体接触の理論式による特性差を明らかにする。そのために、実際の表面形態が等方性粗さであることを考慮して、弾性接触領域の理論式である Greenwood と Williamson の理論式⁽⁶⁾(GW モデル)と Greenwood と Tripp 理論⁽⁷⁾の Patir と Cheng の近似式⁽⁸⁾(GT モデル)のそれぞれで計算する場合の比較を行う。

まず GW モデルは、図 2 に示すように粗面同士との接触を粗面と平滑面の接触に変換したモデルである。粗さ突起の先端半径が β で突起頂点高さの分布 σ_* がガウス分布である粗面を w だけ押し込んだときに粗面が支える荷重 F_c は、ヘルツの接触理論に基づいて、

$$F_c = \frac{2}{3\sqrt{2}\pi} \gamma A E' \beta^{1/2} \sigma_*^{3/2} \int_{h/\sigma_*}^{\infty} w^{3/2} \times \exp\left(-\frac{z^2}{2\sigma_*^2}\right) d\frac{z}{\sigma_*} \quad \cdots \cdots (11)$$

で与えられる⁽⁶⁾。

一方 GT モデルは粗面同士を接触させるモデルであり、Patir と Cheng の近似式では、荷重 F_c は粗さ曲線の二乗平均粗さ σ を用いて、

$$F_c = K' E' A F_{5/2}(h/\sigma) \quad \cdots \cdots (12)$$

ただし

$$K' = (8\sqrt{2}/15)\pi(\gamma\beta_e\sigma)^2\sqrt{\sigma/\beta_e}$$

$$F_{5/2}(h/\sigma) = 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6.804} \frac{h}{\sigma} < 4$$

$$F_{5/2}(h/\sigma) = 0 \quad \frac{h}{\sigma} \geq 4$$

で与えられる⁽⁸⁾。

Fig. 2 Contact model of rough surfaces (GW model)

なお、弾性変形を考慮した粗さ曲線の平均線からの油膜厚さ h は、次式で表される。

$$h = h_0 + \frac{\xi^2}{2R_e} - \frac{2}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} (P_1(s) + P_2(s)) \ln(\xi - s)^2 ds + c_0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

さらに、押付荷重 $W = F_n$ から油膜圧力 P_1 を計算するので、次式が成り立つ。

$$W = \int_{s_1}^{s_2} (P_1 + P_2) d\xi = F_n \quad \dots\dots\dots (14)$$

ペーンとピストン間の流体摩擦力 F_{tp} と固体接触摩擦力 F_{tc} は次式により求める。なお流体摩擦力 F_{tp} については、本研究の油粘度範囲では非ニュートン流体として取扱う必要がないことを確認しており、ニュートンの粘性法則に従うものとする。

$$F_{tp} = \int \eta \frac{V}{h} d\xi \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$F_{tc} = \mu_1 F_c \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 μ_1 は境界摩擦係数である。

ペーンとピストン間の摩擦力 F_t と摩擦係数 μ は、流体摩擦力 F_{tp} と固体接触摩擦力 F_{tc} から次式により求める。

$$F_t = F_{tp} + F_{tc} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\mu = F_t / F_n \quad \dots\dots\dots (18)$$

最後にペーンとピストン間の EHL 計算において用いる潤滑油の粘度 η については、以下に示すように、粘度圧力特性として Barus の式、粘度圧力係数 α として So-Klaus の実験式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha P_1) \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\alpha = 1.216 + 4.143(\log \nu)^{3.0627} + 2.848 \times 10^{-4} \times m^{5.1903} (\log \nu)^{1.5976} - 3.999(\log \nu)^{3.0975} \rho^{0.1162} \quad \dots\dots\dots (20)$$

3.3 ピストン・クランク間作用力の解析 図 3

Fig. 3 Analytical model of piston and crank lubrication

にピストンとクランクの位置関係を示す。このしゅう動部位はジャーナル軸受とみなし、無限小幅軸受理論で解く。円周方向の角度座標を χ 、クランク方向の位置座標を z とすると、レイノルズ方程式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial z} \left(h_{pc}^3 \frac{\partial P_3}{\partial z} \right) \\ &= 6\eta_1 \omega_s \left(1 + \frac{\omega_r}{\omega_s} - 2 \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) C \varepsilon \sin(\chi - \phi) \\ & - 12\eta_1 \omega_s C \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \cos(\chi - \phi) \quad \dots\dots\dots (21) \end{aligned}$$

境界条件として端面での圧力を吐出し圧力 P_d として、式(21)から油膜圧力 P_3 を解き、油膜反力 F_{rj} と流体摩擦モーメント M_{rj} を計算する。軸受油膜は負圧になると破断するが、以下に示す計算例では周囲圧が高いために全域で常に正圧となっているので、油膜反力等は軸受全域で積分して求めている。

3.4 計算方法 まず解析計算するにあたり、実験に使用するペーンとピストンの粗さ曲線の二乗平均粗さ σ を表面粗さ計で、また突起頂点高さの二乗平均粗さ σ_* と突起密度 γ を電子線三次元粗さ解析装置(凹凸 SEM)によって計測しておく。

混合 EHL の流体潤滑解析では、基礎式を離散値化し、潤滑領域を上流側 100 μm から出口位置までを 200 分割した座標でニュートン・ラブソン法を用いて計算した。混合 EHL 解析におけるクランク回転角度の刻み幅は、引込み速度 u が 0.075 m/s 以下では $\pi/180$ 、それ以外では $\pi/36$ である。なお引込み速度 u の絶対値が 0.001 m/s 以下になると油膜が発生しないと考えると、境界摩擦とした。このときの境界摩擦係数は、摩耗試験機を用いた別の実験での結果より $\mu_1 = 0.12$ とした。また解析に使用する潤滑油の常圧粘度は、潤滑油の粘度を圧縮機運転中のペーンのパルク温度と同じと仮定してペーンのパルク温度を実測し、冷媒の溶解量を考慮した上で粘度温度特性表から求めた。このとき局所的な温度上昇であるせん断発熱と閃

Table 1 Specifications of compressor

Compressor displacement volume	4.8 cm ³
Radius of cylinder	18.5 mm
Outer radius of piston	15.5 mm
Inner radius of piston	10.5 mm
Width of piston	15.0 mm
Eccentricity of crank	3.0 mm
Thickness of vane	3.2 mm
Radius of vane tip	3.2 mm
Mass of vane	6.6 g
Mass of piston	43.0 g

光温度上昇は、バルク温度に比べて影響が小さいことから無視した。

ベーンとピストンの運動は、方程式(1)～(3)をルンゲ・クッタ法により積分して求めた。

なおロータリ圧縮機の諸元を表1に示す。

4. 実験方法

圧縮機でのピストンの自転挙動の計測は、図4に示すように、ピストンの端面に等ピッチの溝と一箇所だけ他の溝と配設ピッチの異なる基準溝を設け、これらの溝を軸受端平面に埋設した4個の電極によって静電容量変化として検出する。そしてそれらの溝の検出間隔から自転角速度のクランス一回転中の変化を算出する⁽²⁾。

実験は、冷媒としてHFC-134a、冷凍機油としてアルキルベンゼン油を用いて、表2に示す冷蔵庫の標準運転条件(条件A)と圧縮機吐き出し圧力の高い高圧運転条件(条件B)の二条件で行った。なお表2には、それぞれの条件での冷凍機油の物性値も示しておく。

5. 結果

5.1 ベーンとピストンの表面形態と固体接触理論式の簡易的な比較 実験に使用したベーン先端とピストン外周の突起頂点高さの分布を図5(a), (b)に

Table 2 Operating conditions and properties of oil

Operating Condition		A	B
Discharge pressure, P_d	MPa	1.02	1.47
Suction pressure, P_s	MPa	0.09	0.12
Angular velocity of crankshaft, ω_s	rad/s	370	367
Oil viscosity (between vane and piston), η	mPas	1.92	1.77
Pressure-viscosity coefficient of oil, α	Gpa ⁻¹	13.5	13.2
Oil viscosity (between piston and crank), η_1	mPas	1.96	1.64

Fig. 4 Sensor arrangement for piston motion measurement

示す。図5より、ベーンとピストンの突起の頂点は、ほとんどが粗さ曲線の平均線($h=0$)までに存在することがわかる。突起頂点高さと粗さ曲線のそれぞれの分布をガウス分布と仮定した上で、ベーンとピストンの σ および σ_* から二面に関する値を求めると、 $\sigma=0.12\mu\text{m}$ 、 $\sigma_*=0.095\mu\text{m}$ となる。また σ と σ_* の平均線間の距離 d は、 4σ と $4\sigma_*$ が一致するとして計算すると $d=0.1\mu\text{m}$ となる。一方分布の突起密度 γ は、 $\gamma=3\times 10^8\text{m}^{-2}$ であり、文献(6)に示される数値とほぼ等しい。

以上の計測結果と等価弾性係数 E' 並びに硬さ H を用いて塑性指数 $\psi^{(6)}$ を求めてみると、 $\psi=0.32$ で $\psi<0.6$ であることから、ほとんどの突起が弾性接触する領域にあり、ヘルツの接触理論に基づく式(11)と(12)で計算することの妥当性が裏付けられる。

またこれらの表面形態の計測結果を用いて、GWモ

(a) Vane

(b) Piston

Fig. 5 Distribution of asperity peak height

Fig. 6 Metallic contact pressure of rough surface

デルと GT モデルの二乗平均粗さで無次元化した油膜厚さ h/σ に対する粗面が支える固体接触圧力を図 6 に示す。図 6 より、同じ押込み量では GW モデルに比較して GT モデルは、固体接触圧力が大幅に低下することがわかる。これは、粗面を一面と仮定する GW モデルのほうが二つの粗面を仮定する GT モデルに比較して、同じ押込み量でも突起の接触点数が多くなることに起因するものである。

5・2 混合 EHL 解析結果 解析結果について、GW モデルを中心に以下に示す。ベーンとピストン間の押付荷重のクランク一回転中の変化特性を図 7 に示す。押付荷重は、圧縮室内の圧力上昇に伴い漸減し、圧縮ガスの吐出しが完了するクランク回転角度である 2π rad 直前で最低値となる。また条件 B では全体的に押付荷重が約 40% 増加する。

ベーンとピストン間の油の引込み速度と相対滑り速度の変化特性を図 8 に示す。それぞれクランク一回転中に、正から負、負から正へとその速度方向を転じる。また押付荷重の高い条件 B では条件 A に比較して、全体的に速度は遅くなる。

図 9 に最小油膜厚さの変化特性を示す。どちらの運転条件においても、引込み速度が零となるクランク軸角度の $\pi/2$ と π rad 近傍付近で油膜厚さは零となる。図 9 から本解析で無視した $\partial h/\partial t$ による局所的なスクイーズ膜厚による反力を計算し、引込み速度による反

力と比較したところ、すきまが零となる点近傍の約 0.17 rad (10°) のクランク回転角度範囲のみにおいて両者は同等レベルになることがわかった。このことから本解析条件下において局所的なスクイーズ効果は、ピストンの運動特性にほとんど影響を与えないと考えられる。

さらに油膜特性を詳細に調べてみると、クランク回転角度 $3\pi/2$ rad でのしゅう動方向における油膜圧力 P_1 および固体接触圧力 P_2 は、図 10 に示す分布となっている。条件 A では、固体接触の最高圧力は油膜の最高圧力の約 40% となっている。また条件 B では、条件 A の場合よりも全体的に油膜厚さが減少するために、油膜の最高圧力は増加するが、固体接触圧力にはほとんど差がない。このことは、油膜厚さの変化に対する圧力上昇の比率が、固体接触圧力よりも油膜圧力のほうが顕著に大きいことを示している。

以上の油膜特性により、固体接触の荷重負担率は図 11 に示すように、条件 A では全クランク回転角度にわたって 40% 以上の範囲にあるのに対して、条件 B では、全体的に 5~10% 低くなる。その結果、図 12 に示すように摩擦係数は、条件 A ではわずかに境界潤滑領域への移行がみられるもののおおむね $0.05 \sim 0.08$ の範囲で変化するのに対して、条件 B では $0.04 \sim 0.06$ とわずかに低くなる。

一方 GT モデルの特性は、詳細な結果を示さないが、前述した理由により GW モデルに比較して固体

Fig. 7 Contact force

Fig. 9 Minimum oil film thickness

 Fig. 8 Entrainment velocity u and sliding velocity V

 Fig. 10 Distribution of pressures P_1 and P_2

Fig. 11 Sharing ratio of metallic contacts

Fig. 12 Variation of coefficient of friction

接触圧力が低くなり、そのために油膜圧力が高くなる傾向にある。したがって GW モデルよりも固体接触の荷重負担率が約 20% 低くなり、同様に摩擦係数も A, B の両条件で 0.01~0.03 と低くなる。

5.3 ピストン自動挙動の解析と実験の比較 条件 A および B におけるピストンの自転角速度の理論計算結果と実験結果の比較をそれぞれ図 13 および図 14 に示す。なお図中の実験結果における○印は、軸受に設けた電極がピストン端面の溝を検知したクランク回転角度範囲を示し、また●印はそのクランク回転角度範囲のピストンの平均自転角速度を示す。

図 13 の条件 A においては、GW モデルの場合に、クランク一回転中のピストン角速度の変動振幅の大きさや傾向は、実験結果とよく一致している。さらにクランク一回転中の平均自転角速度も、実験値が 30 rad/s、理論計算値が 27 rad/s でほぼ一致している。一方 GT モデルの場合には、実験結果に対して角速度の変動振幅が小さくなるとともに、平均自転角速度も 49 rad/s と速くなる。

条件 B でも図 14 に示すように、GW モデルではクランク一回転中の角速度の変動振幅の傾向は実験結果とほぼ一致しており、またピストンの平均自転角速度も実験値で 21 rad/s、計算値で 20 rad/s と同等となっている。しかし GT モデルの場合には、無視できない程度にまで実験値との差が大きくなっている。

以上の結果から、本研究の検討範囲においては、実

Fig. 13 Angular velocity of piston

Fig. 14 Angular velocity of piston

際の圧縮機でのペーンとピストン間の潤滑状態は、境界摩擦係数を $\mu_1=0.12$ として、GW モデルを用いて計算した混合 EHL 解析結果に近いものと考えられる。すなわち、ペーンとピストン間の摩擦係数は、わずかに境界潤滑領域に移行することがあるものの条件 A では 0.05~0.08、条件 B では 0.04~0.06 の範囲にあり、運転圧力の高低にかかわらずおおむね同程度の混合潤滑領域にあるものと推察される。ここで、条件 A に比較して運転圧力が高く押付荷重の大きい条件 B で摩擦係数が低くなるのは、油膜厚さの減少に対する油膜圧力の上昇率が、固体接触圧力の上昇率よりもはるかに大きいことによるものである。この摩擦係数の変化傾向は、望ましい設計条件であると言えるが、表面粗さや油粘度によって異なると考えられ、この関連を明らかにすることが今後の課題として残る。

ところで、GW モデルのほうが GT モデルよりも実際に近いピストン自転挙動が得られる理由であるが、突起の接触点数の変化特性に関係しているものと推察されるものの詳細は不明である。しかし固体接触の理論式によってピストン挙動に影響するほどの特性差が生じることが明らかになったことから、混合 EHL 解析においては、表面形態の計測に加えて固体接触理論式の選択が重要であることが示唆される。

以上のように、表面形態の計測結果に基づいて混合

EHL 解析を行うことにより、比較的精度よくベーンとピストン間の潤滑状態を予測できることが確認できた。

6. 結 論

冷蔵庫用の小形ロータリコンプレッサについて、ベーンやピストンの表面形態を計測した上で、固体接触の理論式の違いを含めて混合 EHL 解析とピストンの自転挙動解析を行い、自転挙動の実験値との比較評価から以下の結論を得た。

(1) ベーンとピストンの表面形態の計測結果に基づいて、境界摩擦係数を $\mu_1=0.12$ とした上で固体接触理論式として GW モデルを用いて計算したピストン自転挙動は、実験結果とクランク一回転中の変化傾向ならびに平均角速度がよく一致した。しかし、GT モデルを用いた場合には、ピストン自転挙動の計算値と実験値との差が無視できない程度にまで大きくなった。したがって混合 EHL 解析においては、表面形態の計測に加えて固体接触理論式の選択が重要である。

(2) ベーンとピストン間の押付荷重は、油膜圧力と固体接触圧力でほぼ均等に支持されており、また摩擦係数はわずかに境界潤滑領域に移行することがあるものの $0.04\sim 0.08$ の範囲にあった。このことから、圧縮機の一般的な運転条件では、ベーンとピストン間はおおむね混合潤滑領域にあるものと推察される。

(3) 本研究での検討範囲内においては、運転圧力

が高くなり押付荷重が増加すると、油膜厚さは減少するものの、固体接触の荷重負担率と摩擦係数は減少するという望ましい設計条件にあることが明らかになった。これは油膜厚さの減少に対する油膜圧力の上昇率が、固体接触圧力の上昇率よりもはるかに大きいことによるものである。

文 献

- (1) 清水孝, 空調用回転圧縮機の回転ピストンの摩擦損, 冷凍, **51**-589 (1976), 959-965.
- (2) 柳澤正, ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失(第 1 報, ピストン運動の測定と理論解析), 機論, **48**-429, C(1982), 732-740.
- (3) 小林寛之, ロータリ圧縮機におけるロータとブレードのトライボロジー, トライボロジスト, **38**-7 (1993), 599-604.
- (4) 田中真二・ほか 2 名, 冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性—ベーン先端部の混合潤滑解析, トライボロジスト, **41**-3(1996), 247-254.
- (5) Patir, N. and Cheng, H. S., An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, *ASME, J. Lubr. Technol.*, **100** (1978), 12-17.
- (6) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P., Contact of nominally flat surfaces, *Proc. R. Soc., London*, **295A**, (1966), 300-319.
- (7) Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The contact of two nominally flat rough surfaces, *Proc. Inst. Mech. Eng., Part I*, **185**-48 (1970), 625-633.
- (8) Patir, N. and Cheng, H. S., Effect of surface roughness orientation on the central film thickness in E. H. D. contacts, *Proc. Inst. Mech. Engl. Part I*, **185**-48 (1970), 15-21.