

レシプロ圧縮機の混合潤滑軸受解析技術

Analytical Technology for Mixed Lubrication in Journal and Thrust Bearings of Reciprocating Compressor

松井 大 橋内 葉子 稲垣 耕
Masaru Matsui Yoko Kitsunai Ko Inagaki

要 旨

冷蔵庫用レシプロ圧縮機の混合潤滑軸受解析技術を開発し、軸受損失を20%低減できる軸受仕様の抽出を行った。ジャーナルとスラストとで構成されている当社のレシプロ圧縮機の軸受において発生する摺動損失は、全損失の3割以上と見積もられ、高効率化のためには軸受損失の低減が課題であった。しかし、各軸受における損失発生メカニズムや損失量は不明で、損失低減手法が不明確であった。今回構築した解析技術は、両軸受で発生する油膜と金属接触による軸受面圧力場と、シャフトに作用する荷重とが釣り合うシャフト姿勢を求めることに成功し、各軸受の損失量を定量化することを可能とした。この解析技術により、各軸受の損失発生メカニズムが明確となり、軸受の損失低減の具体的な取り組みが可能となった。

Abstract

An analytical model for mixed lubrication in bearings of reciprocating compressors for refrigerators has been developed and a new bearing which could reduce its friction losses by 20% has been designed. Friction losses, which are generated in the journal and thrust bearing of our reciprocating compressor, are estimated to be one-third or more of all losses, so it is an essential issue to reduce bearing losses to design more efficient compressors. But how and how much friction loss is generated in each bearing has not been clarified and specific approaches to reduce bearing losses have not been known. The developed analytical model for mixed lubrication can calculate the oil film pressure and solid contact pressure between the bearing and shaft at each bearing simultaneously. And it can also specify the shaft posture which changes at each time step and calculate the loss generated by oil viscosity and that by contact pressure. By using this model, how friction loss is generated in each bearing was clarified and a new bearing for reciprocating compressors was designed.

1. はじめに

当社の冷蔵庫に搭載されているレシプロ圧縮機は、ピストンの往復運動によるシリンダの容積変化により作動流体（冷媒）を圧縮する機械で、約80年の歴史をもつ。レシプロ圧縮機の縦断面図を、第1図に示す。シャフト上部のクランク軸の偏心回転運動が、コンロッドを介して、ピストンの往復運動に変換される。シャフトを支持する軸受は、コンロッドからの水平方向荷重（以下、 F_C と記す）を支えるジャーナル軸受と、シャフト重量などの鉛直方向荷重（以下、 F_T と記す）を支えるスラスト軸受とで構

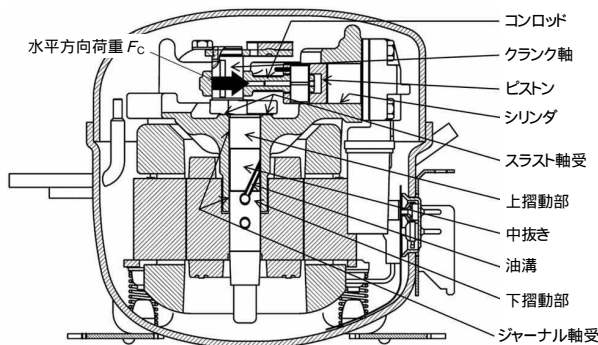
成されている。当社では、ジャーナル軸受、スラスト軸受ともに潤滑油で荷重を支えるすべり軸受を採用しているが、全損失の3割以上が発生する両軸受の損失低減は、圧縮機の高効率化のために課題となっていた。そこで、今回、軸受損失低減の検討を行うためのツールとして、混合潤滑解析を開発し、両軸受の損失発生メカニズムの明確化を行った。

2. 軸受の混合潤滑解析

ジャーナル軸受とスラスト軸受における潤滑は、シャフトに作用する荷重を、軸受隙間（すきま）に満たされた潤滑油の油膜圧力と、軸受とシャフトとの金属接触により発生する固体接触面圧力とで支える混合潤滑状態と考えられる。今回構築した解析技術は、シャフトの微小回転角ごとに、軸受とシャフトを共に剛体とみなして、シャフトに作用する荷重と、各軸受の油膜圧力と固体接触面圧力による軸受支持力が釣り合うようにシャフト姿勢を求め、各軸受における損失を解析する。

2.1 解析対象

解析対象となるジャーナル軸受とスラスト軸受について簡単に説明する。ジャーナル軸受の表面には、潤滑油をシャフト上方に汲（く）み上げるための油溝（深さ1000

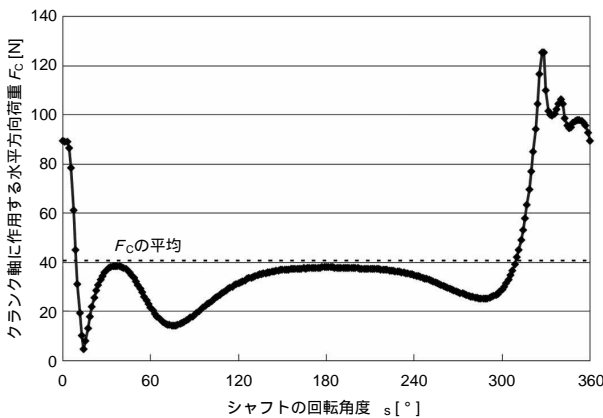


第1図 レシプロ圧縮機の縦断面図

Fig. 1 Longitudinal cross section of reciprocating compressor

μm以上)と中抜き(深さ約200 μm)が設置されている。中抜きを挟むよう設置された上摺動部と下摺動部では、ジャーナル軸受との間に10 μm程度の微小隙間が存在し、2つの摺動部で発生する油膜圧力と固体接触面圧により荷重を支持する。油溝や中抜きにより、軸受部の隙間は局所的に不連続となっている。一方、スラスト軸受は、軸受と同心円からなる円環形状で、オイル排出のための溝が設置されているが、表面は平面状に研磨されている。

第2図に、水平方向荷重 F_C の変化の一例を、横軸にシャフト回転角 θ_s を取って示す。シャフト回転角 θ_s の方向は、軸受中心からピストンの方向に基準線 (x 軸) を取ったとき、シャフトが回転する方向である。クランク軸に作用する荷重は、シャフト1回転の間に10倍以上変化する。シャフトは、このように大きく変動する水平方向荷重を受けて、軸受内を偏心し、かつ傾きながら回転している。



第2図 クランク軸に作用する水平方向荷重の変化
Fig. 2 Horizontal load variation acting on crankshaft

2.2 油膜圧力解析

軸受とシャフトとの隙間にある非圧縮性の潤滑油は、シャフトの回転とともに流動している。シャフトが軸受内である方向に偏心すると、偏心方向上流側の油膜圧力が高くなるなど、油膜圧力分布が変化する(くさび作用)。このような隙間における油膜圧力分布を解析するために、表面粗さの影響を考慮した平均流モデルに基づくPatir-Chengの修正レイノルズ方程式^{1),2)}を用いた。

$$\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{r\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\phi_z \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{U}{2}\left(\frac{\partial \bar{h}_T}{r\partial\theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{r\partial\theta}\right) + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \dots\dots\dots (1)$$

(1)式において、 p は油膜圧力、 r はシャフト半径、 θ は円周方向角度、 h は軸受とシャフト間の隙間、 h_T は局所

的な隙間の期待値、 η は潤滑油粘度、 U はシャフト回転速度、 ϕ_x, ϕ_z, ϕ_s は修正係数である。

(1)式を数値解析的に解くための離散化手法には、ダイバージェンス・フォーミュレーション(DF)法³⁾を用いた。DF法は、計算格子を隙間の不連続線と一致させるよう潤滑領域内に配置するため、ジャーナル軸受のシャフト表面に存在する隙間の不連続に対応可能である。

2.3 固体接触面圧力解析

軸受とシャフト表面に存在する突起同士の接触による弾性変形が、固体接触面圧力を引き起こすとするGreenwoodのモデル^{4),5)}を利用した。

$$P_c = 4.4086 \times 10^{-5} \cdot k' \cdot E' \left(4.0 - \frac{h}{\sigma'}\right)^{6.804} \quad (h < 4\sigma') \dots\dots (2)$$

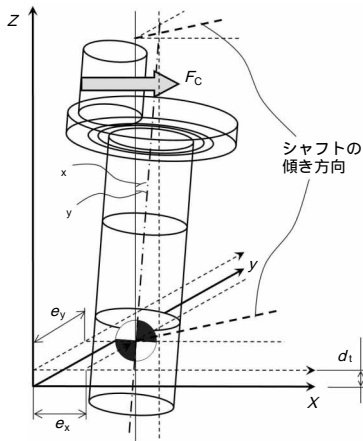
(2)式において、 P_c は固体接触面圧力、 k' は表面粗さの形状で決まる定数、 E' は軸受とシャフトとの合成ヤング率、 σ' は軸受とシャフトとの合成表面粗さである。 E' は(3)式で、 $\sigma' = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{0.5}$ で表される。 E はヤング率、 ν はポアソン比、 σ は表面粗さで、添え字1と2はそれぞれ軸受側、シャフト側を示す。

$$E' = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

2.4 シャフト姿勢解析

本解析技術におけるシャフト姿勢解析は、油膜圧力解析と固体接触面圧力解析で得るジャーナル、スラスト軸受の軸受面圧力場と、水平方向荷重 F_C と鉛直方向荷重 F_T とが釣り合うシャフト姿勢を回転角度 θ_s ごとに求め、シャフトの回転挙動を明確化することを可能とした。

第3図に、回転角度 θ_s におけるシャフト姿勢を示す。シャフトの重心の初期位置に原点を取り、ピストンの方向に x 軸、 x 軸からシャフト回転方向に90°回転した方向に y 軸、鉛直上方に z 軸を取り、シャフトの姿勢変数として、シャフト重心の偏心量 e の x, y 軸方向成分をそれぞれ e_x, e_y 、シャフトの傾き角度 α の x, y 軸方向成分をそれぞれ α_x, α_y とおく。さらに、スラスト軸受において、軸受側円環中心とシャフト側円環中心との高さ方向距離を d_t とおく。(1)式と(2)式は、姿勢変数 ($e_x, e_y, \alpha_x, \alpha_y, d_t$) で決まる軸受とシャフト間の隙間 h の分布に基づき、軸受面における圧力分布を計算する。この圧力分布を面積分すると、軸受支持力 F_B と、圧力分布によるシャフト重心回りのモーメント M_B が計算できる。軸受支持力 F_B の x, y, z 軸方向成分をそれぞれ F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz} 、モーメント M_B の x, y 軸方向成分をそれぞれ M_{Bx}, M_{By} とすると、姿勢変数 ($e_x,$



第3図 シャフト姿勢
Fig. 3 Shaft posture parameters

e_x, e_y, x, y, d_t は、釣り合い(4)式,(5)式を同時に成立させなくてはならない。

$$F_{Bx}=F_x, F_{By}=F_y, F_{Bz}=F_T \dots\dots\dots(4)$$

$$M_{Bx}=M_x, M_{By}=M_y \dots\dots\dots(5)$$

式中、 F_x, F_y は水平方向荷重 F_c の x, y 軸方向成分、 M_x, M_y は、荷重 F_x, F_y によるシャフト重心回りのモーメントの x, y 軸方向成分である。

荷重条件 (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y) から姿勢変数 (e_x, e_y, x, y, d_t) を直接求めることはできない。そこで、姿勢変数 e_x, e_y, x, y, d_t をそれぞれ微小量変化させたときの $F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}, M_{Bx}, M_{By}$ の各変化量が、姿勢変数の微小変化量に線形寄与するものと仮定し、これらの姿勢変数を徐々に変化させて、目標の荷重条件 (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y) に数値解析的に収束するようシャフト姿勢を求めた。

2.5 軸受損失解析

シャフト姿勢が求まると、軸受とシャフト間の隙間 h の分布が決まり、同時に軸受面における油膜圧力 p と固体接触面圧力 P_c が算出される。軸受損失の計算は、潤滑油の粘性による損失と、固体接触面圧力による損失とに分けて計算した。

潤滑油の粘性による摩擦応力 (τ_s) は、Patir-Chengが平均流モデルにおいて導出した式を用いた。

$$\tau(\theta) = \frac{\eta U}{h} \left\{ \phi_r + (1 - 2V_{r2}) \phi_{fs} \right\} + \left\{ h \left(V_{r2} - \frac{1}{2} \right) \phi_{rP} - V_{r2} \bar{h}_T \right\} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \dots\dots\dots(6)$$

(6)式において、 τ_s はシャフト表面に作用する単位面積当たりの粘性せん断応力、 $\phi_r, \phi_{fs}, \phi_{rP}$ は平均流モデルにおけるせん断応力係数、 V_{r2} はシャフトの表面粗さ寄与率で、 $V_{r2} = (\sigma / \lambda)^2$ である。

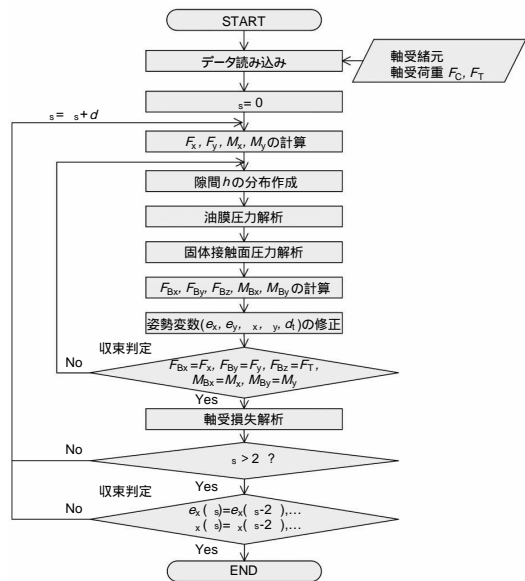
固体接触面圧力による損失は、クーロンの摩擦法則に基づき発生するものと仮定した。すなわち、単位面積当たりの固体接触による摩擦応力 $\tau_c(\theta_s)$ は、摩擦係数を μ と置くと、(7)式のように表される。

$$\tau_c(\theta_s) = \mu P_c \dots\dots\dots(7)$$

ジャーナル軸受、スラスト軸受の、粘性による摩擦損失 W_{Jl}, W_{Tl} 、および固体接触面圧力による摩擦損失 W_{Jc}, W_{Tc} は、各軸受の $\tau_c(\theta_s)$ と $\tau_s(\theta_s)$ を軸受面全体で面積分した後、さらに θ_s で1回転積分して算出した。

2.6 軸受潤滑解析の解析手順

本軸受潤滑解析のフローチャートを、第4図に示す。軸受緒元や、シャフトの回転角度 θ_s により変化する軸受荷重 F_c などを読み込み、シャフトの微小回転角ごとに、シャフトの姿勢変数 (e_x, e_y, x, y, d_t) を決定し、ジャーナル、スラスト両軸受の損失を計算する。回転角度 θ_s が1回転してから ($\theta_s > 2\pi$) は、1回転前の姿勢変数がおおむね一致しているかどうかを調査し、一致していれば計算終了する。一致しない場合は、次の回転角度 θ_s の姿勢変数を計算する。



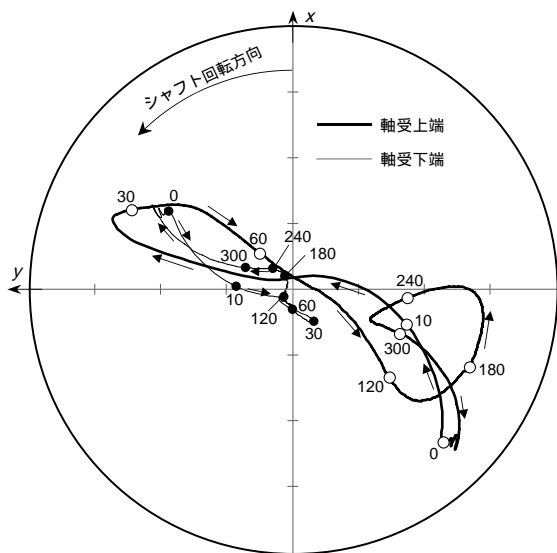
第4図 軸受潤滑解析のフローチャート
Fig. 4 Flow chart of analytical model for mixed lubrication

3. 解析結果例

今回開発した解析技術により、今まで不明であった、シャフト回転挙動と軸受損失を定量化することができた。当社現行のレシプロ圧縮機に関する解析結果を、以下に示す。計算では、シャフト半径 $r = 8 \text{ mm}$ 、シャフト回転数を 50 Hz 、潤滑油粘度 $= 2.7 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、摩擦係数 $\mu = 0.1$ とした。また、スラスト軸受荷重 F_T を一定値の 14 N 、水平方向荷重 F_C には、第2図で示したデータを用いた。

3.1 シャフト軸心の軌跡

第5図に、シャフト軸心の軌跡を示す。太線は軸受上端、細線は軸受下端における軌跡である。円の中心は軸受中心、半径は軸受隙間 ($8 \mu\text{m}$) を表し、軌跡上の丸印に記した数字はシャフトの回転角度 θ_s である。軸心は非常に複雑な軌道を描き、すべての θ_s について、上端と下端の偏心方向が、軸受中心に対してほぼ逆になっている。これは、シャフトが軸受内で振れ回っていることを示している。また、軸受上端では、 $\theta_s = 330^\circ$ 付近で、シャフト軸心が軸受中心から第三象限方向に最も離れ、この方向においてシャフトと軸受とが接触する危険性があることを示している。この方向は、実機運転後、ジャーナル軸受に見られる摺動痕の位置とほぼ一致しているため、本解析によるシャフト軸心の軌跡は妥当性を有するものと考えられる。



第5図 シャフト軸心の軌跡

Fig. 5 Locus of center of shaft rotational axis

3.2 軸受損失

第1表に、ジャーナル軸受の粘性による摩擦損失 W_{Jv} と固体接触面圧力による摩擦損失 W_{Jc} 、スラスト軸受の粘性による摩擦損失 W_{Tv} と固体接触面圧力による摩擦損失 W_{Tc} を示す。それぞれの値は、損失合計で正規化している。第1表より、スラスト軸受では、 W_{Tc} が無視できない程度に発生しており、ジャーナル軸受よりも発生損失が大きいことが見て取れる。スラスト軸受荷重 F_T の大きさ (14 N) は、水平方向荷重 F_C の平均 (41 N) の約3分の1しかなく、スラスト軸受の設計に何らかの改善策が必要であることを示唆している。

第1表 レシプロ圧縮機の軸受損失

Table 1 Friction loss at bearings of reciprocating compressor

W_{Jv}	W_{Jc}	W_{Tv}	W_{Tc}	合計
0.46	0.00	0.45	0.09	1.00

4. 軸受の荷重保持メカニズム

4.1 ジャーナル軸受

【1】力・モーメントのバランスとシャフト振れ回り

3.1節では、シャフトが軸受内で振れ回っていることを示したが、マクロ的にもその振れ回りを説明できる。クランク軸に作用する水平方向荷重を F_C 、上摺動部と下摺動部とで発生する軸受面圧力の平均を P_u 、 P_l としたとき、シャフトに作用する力とモーメントとがバランスするのは、第6図に示す状態になった場合である。スラスト軸受の軸受面圧力の、水平方向荷重 F_C 保持への寄与を無視すると、簡易的には下記の2つのバランス式が成り立つ。

$$2rL_u P_u - 2rL_l P_l = F_C \dots\dots\dots (8)$$

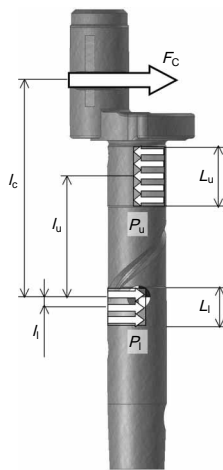
$$(2rL_u P_u)l_u + (2rL_l P_l)l_l = F_C l_c \dots\dots\dots (9)$$

(8)式、(9)式において、 L_u 、 L_l は上摺動部と下摺動部の長さ、 l_u 、 l_l は重心から上摺動部あるいは下摺動部の中心までの距離、 l_c は重心から水平方向荷重 F_C の作用点までの距離をそれぞれ示している。 P_u と P_l は作用方向が逆となっており、シャフトの振れ回りを示唆している。

【2】理想的な上下摺動部の設置

(8)式、(9)式から F_C を消去すると、 P_l と P_u の比が求まる。

$$\frac{P_l}{P_u} = \frac{L_u}{L_l} \cdot \frac{l_c - l_u}{l_c + l_l} \dots\dots\dots (10)$$



第6図 シャフトにおける力とモーメントの釣り合い

Fig. 6 Balance between forces and moments on shaft

この理論圧力比 P_l/P_u が1のとき、両摺動部での潤滑状態が等しくなると考えられる。潤滑状態が等しいときの(10)式右辺の値は、シャフトの傾きなどの影響により、実際には1からずれるが、上下摺動部で荷重支持の分担を行うという観点から考えると、この状態は理想的といえる。

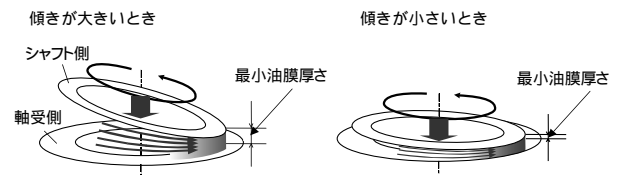
また、(10)式では、 P_l と P_u のバランスのみを考えているが、(8)式に戻って考察すると、実際には、水平方向荷重 F_c を支えるに足る十分な摺動部の長さ（特に上摺動部の長さ L_u ）が必要である。 L_u が不十分であれば、荷重 F_c を支えるために軸受面圧力 P_u を大きくするしかなく、結果的に軸受とシャフトの間隙 h が小さくなり、両者が金属接触を起こす危険性が増す。このような状態では、損失が大きくなり、かつ金属接触によって運転信頼性にも悪影響が及ぶ。したがって、理論圧力比を適切に保ちながら、十分な摺動部の長さを確保することが必要と考えられる。

4.2 スラスト軸受

本解析の適用により、スラスト軸受では、シャフトの傾きによって、油膜圧力を含む軸受面圧力が発生し、軸受荷重を支えているメカニズムが明らかとなった。

このメカニズムについて、第7図を使って説明する。シャフトの傾きが大きいときは、スラスト軸受面上を流れる潤滑油の流動断面積の変化が大きい。したがって、最もシャフトと軸受が近づいた領域の上流側では、より多くの潤滑油が引き込まれ、油膜圧力は上昇する。この結果、シャフトと軸受とがあまり接近しなくても、大きな油膜圧力が発生でき、シャフト全体の荷重を支えることができる。

一方、シャフトの傾きが小さいときは、シャフト側と



第7図 スラスト軸受の荷重支持メカニズム

Fig. 7 Mechanism for thrust bearing to support load

軸受側のスラスト面が水平に近いとき、潤滑油の流動断面積の変化が小さく、最もシャフトと軸受が近づいた領域の上流側での油膜圧力上昇効果は低い。このため、シャフトと軸受とが接近し、比較的低い圧力を広範囲に発生させて、シャフト全体の荷重を支える必要がある。

シャフトが適度な傾き（振れ回り）を伴って回転すると、シャフトと軸受とが接近せずに荷重支持でき、シャフトと軸受との金属接触を低減できるため、軸受損失低減に有効であると考えられる。

5. 軸受損失低減の取り組み

粘性による摩擦損失計算に用いる(6)式を軸受面全体で面積分すると、圧力勾配項（第2項）は、粘性項（第1項）に比べて相対的に小さくなる。ジャーナル、スラスト軸受ともに周方向に閉じた周期境界をもつためである。したがって、各軸受の粘性による摩擦損失 W_{J1} 、 W_{T1} は、ほぼ U/h と軸受面面積 A の積に比例すると考えられる。

$$W_{J1}, W_{T1} \propto UA/h \cdots \cdots (11)$$

(11)式右辺の変数のうち、設計段階で変更できるのは、軸受面面積 A のみである。そこで、今回は、ジャーナル軸受の軸受面面積 $A=2\pi r(L_u+L_l)$ 、すなわち上下摺動部の長さの和 L_u+L_l のみを変化させて、軸受損失低減を試みた。

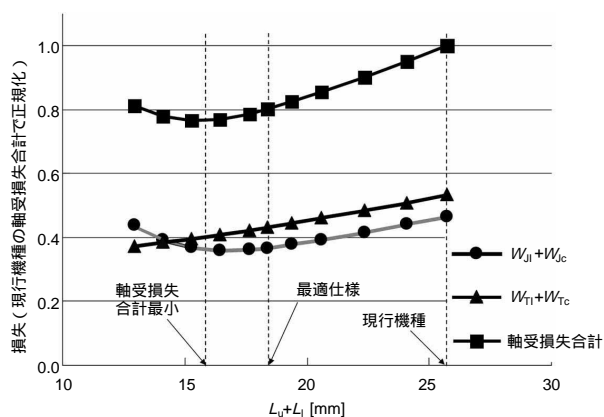
上下摺動部の長さの和 L_u+L_l を変化させた場合の、ジャーナル軸受とスラスト軸受の損失を、今回開発した軸受解析を用いて計算した。なお、計算にあたっては、4章で述べた理論圧力比がほぼ一定となるように、上下摺動部の長さをそれぞれ変化させた。結果を、第8図に示す。図において、縦軸の値は、現行機種の損失合計で正規化している。軸受損失合計は、 $L_u+L_l=16$ mm付近で0.77と最小となるが、この L_u+L_l が採用すべき摺動部長さかどうかは議論の余地がある。そこで、各軸受の損失について考察を行った。

現行の $L_u+L_l=26$ mmから摺動部を削っていくと、ジャーナル軸受の損失は徐々に減少し、 $L_u+L_l=17$ mm付近で最小となったのち、逆に増加する。現行機種のジャーナル軸受は十分な長さの摺動部をもっており、7 mm～8

mm程度ならば削っても、固体接触による摩擦損失 W_{jc} は顕在化せず、軸受面面積 A の減少により粘性による摩擦損失 W_{jl} のみを減少させることができる。しかし、 $L_u+L_l=18$ mm付近から徐々に W_{jc} が顕在化しはじめ、そこからさらに L_u+L_l を短くすると、 W_{jl} の減少を W_{jc} の増加が上回るようになる。

一方、スラスト軸受の損失は、 L_u+L_l が減少するのに従い、単調減少する。4章で考察したように、現行機種の $L_u+L_l=26$ mmでは、シャフトの回転が安定し、シャフトの振れ回りは小さく、軸受とシャフトの間隙 h が接近し、 W_{T1} と W_{Tc} が共に大きい。しかし、 L_u+L_l を短くすると、シャフトの回転は不安定化し、シャフトの振れ回りは大きくなる。この結果、軸受とシャフトの間隙 h が増加し、 W_{T1} と W_{Tc} が共に減少する。

以上の考察と、大きな荷重を受けるジャーナル軸受の運転信頼性を考慮すると、ジャーナル軸受で金属接触が顕在化しない下限の $L_u+L_l=18$ mmを最適な上下摺動部長さとすることが望ましい。この場合でも、本解析結果によると、軸受損失合計を0.80にまで低減させることができる。



第8図 L_u+L_l と損失との関係

Fig. 8 Relation between L_u+L_l and bearing losses

6. まとめ

レシプロ圧縮機の混合潤滑軸受解析を構築し、ジャーナル軸受とスラスト軸受における、損失量の定量化、損失発生メカニズムを明確化、損失低減の検討を行った。

まず、現行機種では、ジャーナル軸受よりもスラスト軸受の損失が大きく、スラスト軸受の損失低減が圧縮機効率化に不可欠であることを示した。さらに、ジャーナル軸受の理論圧力比を適切に保った上で、軸受損失全体を最小化できる上下摺動部の長さの和 (L_u+L_l) が存在することを示し、軸受損失を20%低減する軸受仕様抽出

を行った。実機でもほぼ解析どおりの損失低減効果を確認しており、本解析の妥当性も検証することができた。

参考文献

- 1) Patir N., et al. : An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology 100, No.1, pp.12-17 (1978).
- 2) Patir N., et al. : Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology 101, No.4, pp.220-230 (1979).
- 3) 川端信義 : 境界適合座標系を用いた潤滑流れ計算のはん用化に関する研究 (第1報, DF法の基礎式と非圧縮性流体の場合) 日本機械学会論文集 (C編) 53, No.494, pp.2155-2160 (1987).
- 4) Greenwood J. A., et al. : The contact of two nominally flat surfaces. Proceedings of the institution of mechanical engineers 185, No.48, pp.625-633 (1970).
- 5) Patir N., et al. : Effect of surface roughness orientation between rough sliding surface, E.H.D. contacts. Proceedings of the institute of mechanical engineering part 1, 185, No.48, pp.15-21 (1978).

著者紹介



松井 大 Masaru Matsui
くらし環境開発センター
Living Environment Development Center



橋内葉子 Yoko Kitsunai
くらし環境開発センター
Living Environment Development Center



稲垣 耕 Ko Inagaki
ホームアプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div., Home Appliances Company