

## 533 スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑性能の最適設計に関する理論解析

## Theoretical Calculations of Lubrication at Thrust Slide-Bearing of Scroll Compressors for Its Optimal Performance

○正 奥達也 (阪電通大院) ・ 正 石井徳章 (阪電通大) ・ 正 阿南景子 (足利工業大)  
正 澤井清 (松下電産) ・ 飯田登 (松下電産) ・ 森本敬 (松下電産) ・ 佐野潔 (松下電産)

Tatsuya OKU, Osaka Electro-Communication University, 18-8 Hatsu-chou, Neyagawa, Osaka 572-8530, Japan  
Noriaki ISHII, Osaka Electro-Communication University  
Keiko ANAMI, Ashikaga Institute of Technology, 268-1 Ohmae-chou, Ashikaga-city, Tochigi, Japan  
Kiyoshi SAWAI, Matsushita Electric Industrial Co., Ltd., 2-3-1-1 Nojihigashi, Kusatsu, Shiga 525-8520, Japan  
Noboru IIDA, Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.  
Takashi MORIMOTO, Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.  
Kiyoshi SANNO, Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.

Key Words : Scroll compressor, Fluid Lubrication, Thrust Slide-Bearing, Theoretical Analysis, Lubrication Mechanism, Optimal Design

## 1. はじめに

エアコン用スクロール圧縮機の性能の高さはスラスト軸受部での優れた潤滑状態によって保たれている。それにもかかわらずこの部分での潤滑メカニズムがこれまでまったく明らかにされていなかった。そこで、スラスト軸受面に生じる軸受支持力、摩擦力を理論的に評価する手法を確立するため、いくつかの研究を行ってきた。初めに、旋回スクロールが固定スクロールに押し付けられたスラスト軸受部をリング状簡略化モデルで代表させて摩擦磨耗実験を行い、軸受内外の圧力差に起因したくさびの形成が良好な潤滑状態を保っていること明らかにしている<sup>(1)(2)</sup>。続いて、軸受面くさび形状が与えられた場合の軸受の潤滑理論解析を行い、その結果が実験結果とよく一致することを確かめている<sup>(3)(4)</sup>。

一方ではスクロール圧縮機スラスト軸受部の最適設計に関する研究やスクロール圧縮機スラスト軸受部の潤滑特性に関する実験的研究の結果、軸受け面積が小さい場合に良好な潤滑特性が得られることが明らかになっている<sup>(5)(6)</sup>。そこで本研究では、潤滑理論解析法を摩擦面積、軸荷重、軸回転数が増加した場合に適用して詳細な計算を行い、スクロール圧縮機スラスト軸受の最適設計のための基本方針について検討した。

## 2. スクロール圧縮機スラスト軸受の理論モデル

著者らは、基本的な研究を行うという観点から、スラスト軸受け面を図1に示すリング状簡略化モデルで代表させている。実機ではアルミニウム合金で作られた旋回スクロールがガス力に押されて弾性変形し、スラスト軸受面にくさびを形成する。図1では、その旋回スクロールを外周に傾き $\alpha$ のくさびを持った剛なリング状スラスト板に置き換え、その中心部分をピボット軸受で支持している。それに対して下側の平らな円盤を旋回運動させている。その速度をベクトル  $V$  で表している。リング状スラスト板にはピボット軸受を介して下向きの軸荷重  $F_s$  は作用している。リング状スラスト板は油膜力に押されて軸方向に動き、かつみそすり運動をすることになる。みそすり運動の傾き角の  $x, y$  軸成分を  $\psi_x$  と  $\psi_y$  で表している。

軸受姿勢、軸受くさび形状を考慮すると、軸受面隙間分布は次式で与えられることになる。

$$h(r, \theta) = h_0 + (r - r_1) \tan \alpha - r \cos \theta \cdot \psi_y + r \sin \theta \cdot \psi_x \quad (1)$$

$$(r_1 \leq r \leq r_0)$$

## 2.1 油膜力と粘性剪断力

軸受面に発生する油膜圧力は、粗さを有する軸受面に対する等温、非圧縮性流体の場合として Patir, Cheng による平均レイノルズ方程

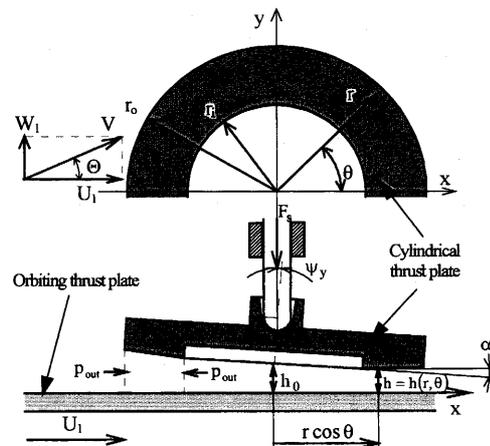


Figure 1: Mathematical model of thrust slide-bearing for theoretical analysis of fluid lubrication.

式から計算することができる<sup>(7)(8)</sup>。この圧力分布を軸受面全体にわたって積分すると油膜力が得られる。同時に、潤滑油粘性抵抗力  $F_{vs}$  は次式で求められる。

$$F_{vs} = \iint \frac{\mu^* V}{h} [(\phi_f + \phi_{fs}) - 2V_{r2} \phi_{fs}] r d\theta dr \quad (2)$$

ここで、 $\phi_f, \phi_{fs}, V_{r2}$  は油の剪断力に対する表面粗さの影響を修正する係数である。

## 2.2 固体接触力と固体摩擦力

Greenwood, Williamson の固体接触理論<sup>(9)</sup>を用いれば軸受隙間分布から真実接触面積を求めることができる。また、固体接触力と固体摩擦力はそれぞれ真実接触面積に材料の塑性流動圧力、剪断強さを掛けることによって得られる。

## 2.3 摩擦係数

スラスト軸受の摩擦係数は摩擦力の総和を押し付け荷重の総和で割ることによって得られる。ここで、押し付け荷重は軸荷重  $F_s$  と軸受内外圧力差によるガススラスト力との和で与えられるものと仮定した。

## 3. 潤滑理論解析

## 3.1 数値計算

理論計算は表1に示す条件で行った。軸受内外周の圧力差  $\Delta p$  を 0MPa と 0.2MPa に設定し、回転数を 300rpm から 6000rpm まで変化させた。軸受面くさび形状については、 $\Delta p = 0$ MPa の場合に  $\tan \alpha = 1.0 \times 10^{-4}$  を、 $\Delta p = 0.2$ MPa の場合には圧力差によるくさびの増加

Table 1 : Major specifications for calculations

Standard deviation of surface roughness	Orbiting thrust plate $\sigma_1$ [ $\mu\text{m}$ ]	1.5	
	Cylindrical thrust plate $\sigma_2$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.18	
Bearing dimension	Radius ratio $r_o/r_i$	1.17-1.77	
Plastic flow pressure $p_c$ [MPa]		1600	
Surface density of asperities $\eta$ [ $\text{mm}^{-2}$ ]		150	
Asperity summits radius $\beta$ [ $\mu\text{m}$ ]		2.0	
Lubricant viscosity $\mu'$ [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]		0.051	
Boundary pressure	Inside $p_{in}$ [MPa]	1.1	0.9
	Outside $p_{out}$ [MPa]	1.1	1.1
Pressure difference $\Delta p$ [MPa]		0	0.2
Resultant thrust force $F_T$ [N]		600	1165
Wedge inclination $\tan\alpha$ ( $\times 10^{-4}$ )		1.0	2.5
Orbital speed $N$ [rpm]		300~6000	
Orbital radius [mm]		3.0	
Number of lattice division	Radial	24	
	Tangential	180	

を考慮し、 $\tan\alpha=2.5\times 10^{-4}$ を与えた。軸受寸法は内半径を $r_i=30\text{mm}$ とし、外半径 $r_o$ を $35\text{mm}\sim 53\text{mm}$ まで変化させた。したがって、半径比 $r_o/r_i$ は $1.17\sim 1.77$ まで変化させたことになる。

極座標に変換した平均レイノルズ方程式を差分近似し、境界条件として軸受内外周圧力 $p_{in}$ ,  $p_{out}$ を与えSOR法を用いて解き、油膜圧力分布を求め、リング状スラスト板に働く力の釣り合い関係が満たされるように軸受姿勢を決定し、摩擦力、摩擦係数を得た。

### 3.2 計算結果

スラスト軸受の潤滑特性の計算結果の一例として回転数  $N$  が  $3000\text{rpm}$  の場合の摩擦力を図 2 に示している。a 図が圧力差  $\Delta p=0\text{MPa}$  の場合、b 図が圧力差 $\Delta p=0.2\text{MPa}$  の場合である。横軸は半径比 $r_o/r_i$ である。半径比が大きくなるにしたがってははじめは全摩擦力が低下し、その後緩やかに増加している。半径比が1に近いと軸受面積が小さいので軸受平均隙間  $h$  が小さくなり、そのため表面粗さの影響が顕著に現れる。その結果、粘性摩擦力  $F_{ov}$  が大きくなり、全摩擦力が大きくなっている。半径比が大きくなると軸受面積が大きくなり、軸受平均隙間  $h$  が大きくなるので固体摩擦力  $F_{os}$  は減少し、半径比 $r_o/r_i=1.3$  以上ではほとんど0になる。このことは潤滑油の粘性抵抗が支配的になることを示している。

圧力差の増加によってくさびが大きくなると仮定している。そのため圧力差 $\Delta p=0.2\text{MPa}$  の場合には $\Delta p=0\text{MPa}$  の場合に比べて軸受平均隙間  $h$  が大きくなり、摩擦力が全体的に小さくなっている。

図 2 に得られた全摩擦力をスラスト荷重で割れば摩擦係数値が得られる。その結果を図 3 に示している。回転数を変化させた場合の摩擦係数も示している。a 図が $\Delta p=0\text{MPa}$ 、b 図が $\Delta p=0.2\text{MPa}$  の場合である。回転数の増加に従って、全体的に摩擦係数が大きくなっている。これは、軸受二面間の相対運動の速度が増加するにしたがって粘性抵抗が大きくなるためである。各回転数における摩擦係数の最小値を白丸でプロットしている。これがスラスト軸受の最適設計値を代表している。回転数が大きくなるに従って最適値は半径比が小さい側に移動している。これは、高回転になると小さな軸受面積で十分な油膜圧力が得られ、軸受面に十分な隙間が形成されるためである。圧力差 $\Delta p=0.2\text{MPa}$  の場合も同様の傾向を示し、全体的に最適値が軸受面積の小さな領域に移っていることが分かる。

### 4. おわりに

スクロール圧縮機スラスト軸受部の最適設計に関する理論解析を行った。その結果、摩擦面積、軸荷重、回転数によって潤滑特性が変化することが分かった。軸受面積が小さい場合には軸受隙間が

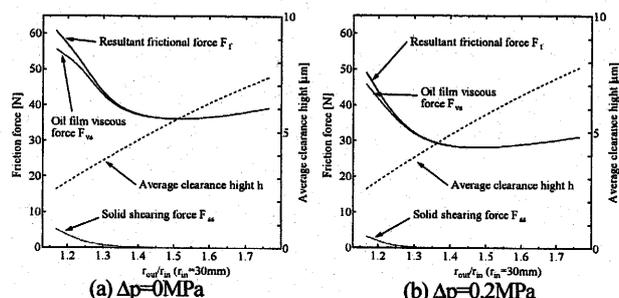


Fig.2 Calculated results ( $N=3000\text{rpm}$ ).

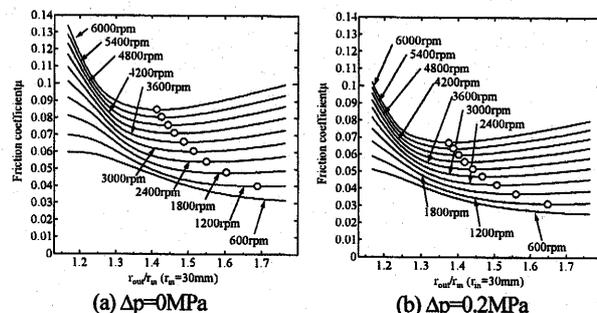


Fig.3 Friction coefficient.

小さくなるため、表面粗さの影響が顕著に現われ摩擦係数が大きくなる。軸受面積が増加するに従い軸受隙間が増加し摩擦係数が減少し、さらに軸受面積が増加すると粘性抵抗の影響により摩擦係数は再び増加する。そのため軸受寸法には最適値が存在する。さらに、回転数に応じてその最適軸受寸法も変化する。このことは圧縮機運転条件に応じたスラスト軸受最適設計の可能性を示唆している。

### 謝辞

本研究に際し多大なご協力をいただいた松下電産(株)・松下ホームアプライアンス社・技術本部・空調研究所・山本修一所長に謝意を表す。さらに、理論解析に際しご指導、ご協力をいただいた大阪電気通信大学・工学部・矢部寛教授、小笹俊博教授に謝意を表す。

### 参考文献

- (1) Ishii, N., Oku, T., Anami, K., Fukuda, A., Proc. of 2004 International Compressor Engineering Conference at Purdue, C103 (CD-ROM), 2004-7.
- (2) 奥達也・石井徳章・阿南景子・佐野貴啓・森本敬・吉田裕文・佐野潔, 機講論, No.04-1 (4), pp.83-84, 2004-9.
- (3) Oku, T., Anami, K., Ishii, N., Sano, K., Proc. of 2004 International Compressor Engineering Conference at Purdue, C104 (CD-ROM), 2004-7.
- (4) 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 森本敬, 吉田裕文, 佐野潔, 福田昭徳, 機講論, No.04-1 (4), pp.81-82, 2004-9.
- (5) Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto, T., Ishii, N., Proc. of 2004 International Compressor Engineering Conference at Purdue, C078 (CD-ROM), 2004-7.
- (6) 奥達也・石井徳章・阿南景子・佐野貴啓・澤井清・森本敬・鷗田晃, 機講論, No.05-1, 2005-9 発表予定.
- (7) Patir, N. & Cheng, H. S., Transactions of the ASME, Vol. 100, p12-17, 1978.
- (8) Patir, N. & Cheng, H. S., Transactions of the ASME, Vol. 101: p220-230, 1979.
- (9) Greenwood, J.A. & Williamson, J.B.P., Proc. of Roy. Soc. Lond. A., p.330-319, 1966.