

斜板式アキシアルピストンポンプの熱潤滑特性* (斜板ならびにシリンダブロックの温度測定)

風間 俊治*¹, 鶴野 正真*²

Thermal Lubrication Characteristics of Swash-Plate Type Axial Piston Pumps (Temperature Measurement of Swash-Plate and Cylinder-Block)

Toshiharu KAZAMA*³ and Tadamasa TSURUNO

*³ Department of Mechanical Systems Engineering, Muroran Institute of Technology,
27-1 Mizumoto-cho, Muroran-shi, Hokkaido, 050-8585 Japan

Temperature of bearing/seal parts of axial piston pumps was measured. Both of a rotating cylinder-block type pump and a rotating swash-plate type pump were prepared; five thermo-couples were embedded in the swash-plate and one thermistor was placed in the suction conduit for the former pump, and five thermo-couples were installed in the cylinder-block and one was at the casing for the latter pump. Hydraulic mineral oils with ISO VG22, 32, 46 and 68 and the waterglycol type hydraulic fluid with VG32 were used at the test fluids. The maximum discharge pressure was 20 MPa and the maximum rotational speed was 28.3 rps. The inlet oil temperature was specified at 30 to 50°C. At the atmospheric pressure to the maximum discharge pressure, the temperatures, flow rates and the torque were measured. In conclusion, i) The temperature of the swash-plate between the crescent-shaped discharge and suction ports increased greatly; ii) The temperature of the cylinder-block at the bottom dead center of the pistons increased markedly; iii) The temperature increased as the discharge pressure and the rotational speed became higher; iv) The temperature rise was larger as the fluid viscosity was higher and the inlet oil temperature was lower, and v) The temperature rise in the case of the water-glycol fluid was noticeably smaller than the rise of the mineral oils.

Key Words: Fluid Power Systems, Oil Hydraulics, Tribology, Lubrication, Axial Piston Pump, Swash-Plate, Cylinder-Block, Temperature, Experiment

1. 緒 言

流体の圧力エネルギーを利用したフルードパワー(油圧)システムにおいては、システムの要となるポンプ・モータの信頼性向上や小型高压化に対する要請が強い。さらに、環境負荷の低減も含めて、長寿命や高効率化への対応が急務とされている。とりわけ、トライボロジーの視点では、しゅう動部における摩擦損失による効率低下ならびに摩擦発熱に基づく焼付きや潤滑油劣化が問題となる。これらの対策には、しゅう動部の熱的な潤滑挙動を基礎まで踏み込んで把握する必要がある。たとえば、Wilson⁽¹⁾は容積式ポンプのす

き間における発熱を考慮した解析を行い、設計上、等粘度理論により求まる最適すき間では不十分であることを述べている。

アキシアルピストンポンプは、高効率かつ高動力密度を特長とする。ピストンポンプのしゅう動部における温度を論じた研究例として、山口ら⁽²⁾⁻⁽⁴⁾による弁板部に熱電対を取付けた供試ポンプを試作して作動条件や作動液の影響を追求した実験や Ivantysynova⁽⁵⁾による多数の熱電対をシリンダブロックに埋め込んでピストン周りの温度分布の計測がある。しかし、いずれも特別仕様のポンプに対する実験であり、構造や運転条件は実際のポンプのものとは異なる。

すべり軸受の熱問題に関しては、大型高速回転機械の主軸支持用軸受などを対象に、熱流体潤滑(Thermo-Hydrodynamic Lubrication: THL)理論に基づく数値計算^{(6),(7)}が数多く行われている。実験的アプローチの例としては、ジャーナル軸受に対して、三井

* 原稿受付 2007年7月26日。

*¹ 正員, 室蘭工業大学工学部機械システム工学科(☎050-8585 室蘭市水元町27-1)。

*² 室蘭工業大学大学院工学研究科。

E-mail: kazama@mmm.muroran-it.ac.jp

ら⁽⁸⁾, Ferron, et al.⁽⁹⁾, Gethin & Medwell⁽¹⁰⁾, Wang, et al.⁽¹¹⁾, ティルティングパッドスラスト軸受に対して Horner, et al.⁽¹²⁾, Fillon, et al.⁽¹³⁾ などの報告がある。

本研究では、斜板式アキシャルピストンポンプのしゅう動部に対する熱潤滑特性を踏まえた最適設計に資する基礎資料を得ることを目指して、実機運転条件下において、スリッパ-斜板部ならびにピストン-シリンダブロック部の温度分布を測定し、運転条件や作動油の影響を実験的に把握する。

2. 主な記号

- n : 回転速度
- p_d : 吐出し圧力
- Q_d : 吐出し流量
- t : 温度
- t_{in} : ポンプ入口油温
- Δt : 温度上昇 = $t - t_{in}$
- η : ポンプ効率

添字

- A, B, C, D, E : 斜板温度測定点
- a, b, c, d, e : シリンダブロック温度測定点
- 0 : 基準値

3. 実験装置ならびに方法

3.1 試験回路および実験方法 本実験の液压回路図を図1に示す。本実験装置は、供試ポンプ（回転シリンダブロック式ならびに回転斜板式の2形式のアキシャルピストンポンプ）とその駆動機械（電動機、インバータ）、計測機器（トルク計、流量計、圧力計、温度計）ならびに油圧補機（バルブ、クーラ、タンク等）で構成された。スリッパと斜板間ならびにピストンとシリンダボア間の各しゅう動部温度を簡便かつ精度よく計測するために、しゅう動部構成要素の静止側となる、回転シリンダブロック式ポンプの斜板ならびに回転斜板式のシリンダブロックに熱電対を装着して信号線を直接的に供試ポンプ外部へ引き出した。

両供試ポンプともに、入力軸トルクを計測するためのひずみゲージ式トルク変換器（定格 20 N.m）を介して、インバータ制御による3相電動機（7.5 kW）で駆動した。ポンプ吸込み管路にサーミスタ温度計を、吐出し管路およびドレン管路にオーバル流量計（最大流量は、それぞれ、4000, 2000 l/h）を設置した。供試油には、粘度グレード VG22, 32, 46, 68 の4種類の鉱油系一般油圧作動油（以下、MO22, MO32, MO46, MO68）および VG32 の水グリコール系難燃性作動油（水分量：約 50%，以下、WG32）を用いた。主な物

性値を表1にまとめる。

実験は、吐出し圧力 p_d を大気圧から最高圧力まで 1 MPa ずつ上昇させた後、再び大気圧まで下降させた。各圧力 p_d の設定条件下において、吐出し流量 Q_d 、外部漏れ流量、入力軸トルクおよび温度 t を測定した。各圧力設定条件下における測定の際には、熱的平衡状態における温度を得るために、ポンプ入口油温 t_{in} および軸回転速度 n を一定に保ちつつ、各点での t が安定するまで十分な時間を掛けた。なお、表示器の指示精度は 0.1 °C（一部の条件で 1 °C）であった。

3.2 回転シリンダブロック式ポンプ 回転シリンダブロック式の供試ポンプには、市販の斜板式アキシャルピストンポンプ（最高使用圧力 21 MPa, 理論押し退け容積 10 ml/rev）を活用した。熱電対の取付け位置 A~E を図2に示す。各熱電対の位置は、ピストン上・下死点、吸込み・吐出しポートの各中央部に対応づけた。取付け方法は、斜板しゅう動面の裏面よりしゅう動面下約 1 mm まで穴加工を施し、その穴底部に熱電対の先端を密着させた。参照用として斜板の裏面端に C 点を設けた。なお、スリッパの公転回転方向は、同図の反時計回りである。

3.3 回転斜板式ポンプ 回転斜板式の供試ポンプは、本実験用に試作（最高使用圧力 21 MPa, 理論押し退け容積 9.6 ml/rev）した。熱電対の取付け位置

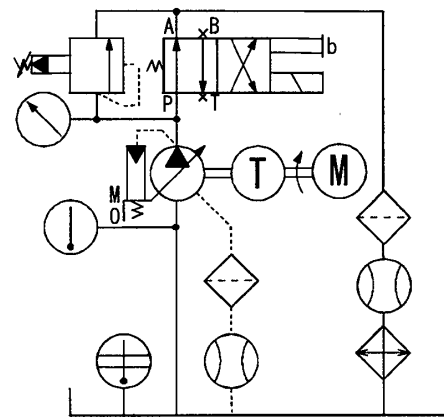


Fig.1 Hydraulic circuit of pump test bench

Table 1 Density ρ [kg/m³] and kinematic viscosity ν [mm²/s] of test oils

Oils	MO	MO	MO	MO	WG
	22	32	46	68	32
ρ @15 °C	866	869	872	875	1069
ν @40 °C	23	33	46	68	33
ν @100 °C	4.4	5.5	6.9	8.7	7.4

a-e を図3に示す。各熱電対の位置は、ピストンの上下死点の近傍 (a-c 間は 22 mm) および行程の中間 (b 点と d 点の取付け位置の位相差はシリンダブロック周方向 $2\pi/3$ rad) に対応づけた (e 点はケーシング)

4. 実験結果ならびに考察

4・1 斜板の温度測定結果 図4, 5は, それぞれ, VG32 の鉱油系作動油 (MO32) および水グリコール系作動油 (WG32) を用いて測定した斜板の温度 $t_A \sim t_E$ を示す。供試ポンプは回転シリンダブロック式ポンプ, 斜板角度は最大, 入口油温 $t_{in} = 30^\circ\text{C}$ とした。

吐出し圧力 p_d の上昇に伴い, 各測定点の温度 t は, ほぼ比例して上昇した。両作動油ともに, 閉込み (吐出しポートと吸込みポート間の切換え) 部の t_A が最も高く, その差 $t_A - t_D = 2 \sim 3^\circ\text{C}$ であった。また, $p_d = 0 \sim 20$ MPa の t の上昇は MO32 で約 11°C , VG32 で約 6°C であった。なお, WG32 の $t_A \sim t_E$ は MO32 に比して p_d の全領域で低かった (ただし, $t_A \sim t_E$ の各温度差は両供試油でほぼ同じ)。

図6には, 作動油の差異が斜板温度に及ぼす影響を, A 点におけるポンプ入口油温 t_{in} との差 $\Delta t_A (= t_A - t_{in})$ で示す。4種の鉱油系作動油 (MO22~MO68) の結果を比較すると, 粘度グレードの高い作動油の方が温度上昇 Δt_A は大きかった。他方, 水グリコール系作動油の Δt_A は小さかった。両供試油の基油や添加剤は異なるので, その要因を言及するまでには至っていないが, 含有水分に基づく大きな比熱や熱伝導率の影響が大きいと考えられる。

図7はシリンダブロックの回転速度 n , すなわち, スリッパ公転速度の影響を示す。同一吐出し圧力 p_d のもとで, n にほぼ比例して温度上昇 Δt_A は大きくなった。

スリッパは静圧軸受機構を有しているが, 一般に押付け気味 (荷重が静圧負荷容量を上回る寸法) で設計

される。よって, しゅう動面の一部で固体接触を伴う。固体接触部の発熱は基本的に pV 値あるいは μ, p, V の積 (μ : 摩擦係数, p : 面圧, V : 速度) に比例することから, $\Delta t_A \propto n$ の結果を説明できる。

図8は, ポンプ入口油温 t_{in} の影響を示す。温度 t_{in} が低いほど, 温度上昇 Δt_A は大きくなった。この一因として, t_{in} が低いときは作動油の粘度が高いため, 流

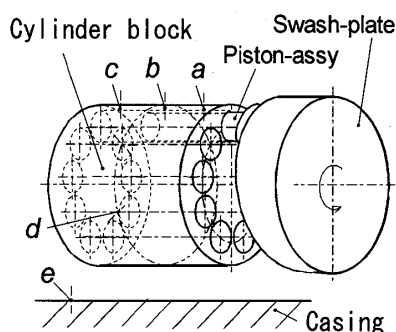


Fig. 3 Location of thermo-couples installed in cylinder-block

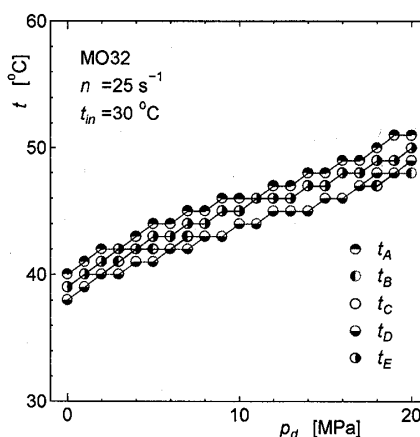


Fig. 4 Temperatures of swash-plate (MO32, $n=25\text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30^\circ\text{C}$)

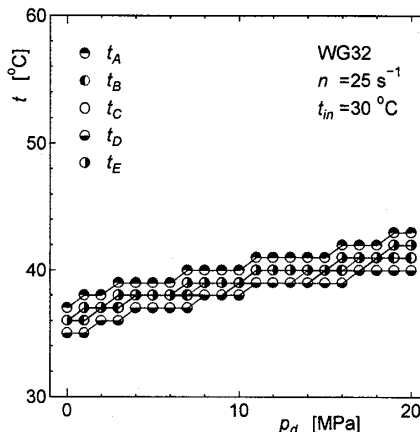


Fig. 5 Temperatures of swash-plate (WG32, $n=25\text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30^\circ\text{C}$)

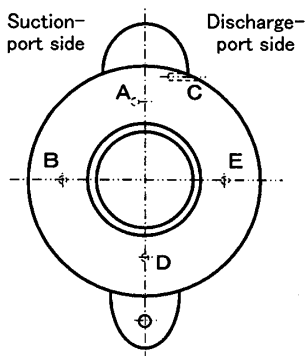


Fig. 2 Location of thermo-couples installed in swash-plate

体潤滑部のせん断流れにおける粘性散逸効果が強く表れたことが考えられる。

図9は、斜板角度の影響を示す。斜板角度は斜板面の pV 値に直接的には関与しないため、本供試ポンプでは顕著な影響は認められなかった。

4・2 シリンダブロックの温度測定結果

回転斜板式ピストンポンプを用いて、シリンダブロックのピストン用ボア近傍の温度を測定した結果を図10に示す。シリンダボアの長手方向 a, b, c 点の温度 t_a , t_b , t_c をみると、ピストン下死点位置に相当する a 点の温度 t_a が最高で、上死点位置に相当する c 点の温度 t_c が最低となった。その温度差 $t_a - t_c$ は、この実験条件の場合、 $p_d = 18$ MPa で 14°C に達した。温度 t_a はシリンダブロック端部における片当り^{(14),(15)}に基づく固体しゅう動摩擦熱が、 t_c は作動液の吸込み・吐出し作用による冷却効果が支配的であったと推察される。また、温度 t_d と t_b がほぼ同じ温度であったことは、b 点と d 点の位置関係から妥当な結果といえる。なお、 t_c は主軸支持用転がり軸受近傍の温度とほぼ等しい ($t_a \sim t_d$ より高い) 温度であった。

図11は作動油の差異の影響をシリンダボア中央付近での温度上昇 Δt_b で示す。斜板温度と同様に、VG32の水グリコール系作動油を用いた場合の Δt_b は VG22~VG46の鉱油系作動油を用いた場合のいずれの Δt_b よりも大幅に低かった。ただし、作動油の粘度グレード(MO22~MO68)が Δt_b に及ぼす影響は、図6の斜板温度の結果とは異なった。

図12はポンプ入口油温 t_{in} の、図13は回転速度 n の影響を示す。斜板温度の結果と同様に、油温 t_{in} の低い方が温度上昇 Δt_a , Δt_b , Δt_c とともに大きかった。他方、速度 n の影響については、 Δt が必ずしも n に比例しなかった。 Δt_a の上昇因子として、特にピストンの片当

りによる発熱が支配的であったとみると、速度 n (この場合、ピストンの往復しゅう動速度) の増大に伴い、流体摩擦は増加しても動圧効果の増加により固体接触面圧が減少したことで発熱が抑えられたと考えられる。

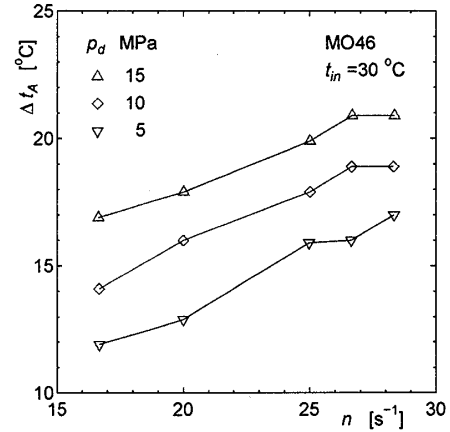


Fig. 7 Effect of rotational speed n on swash-plate temperature rise Δt_A (MO46, $t_{in} = 30^\circ\text{C}$)

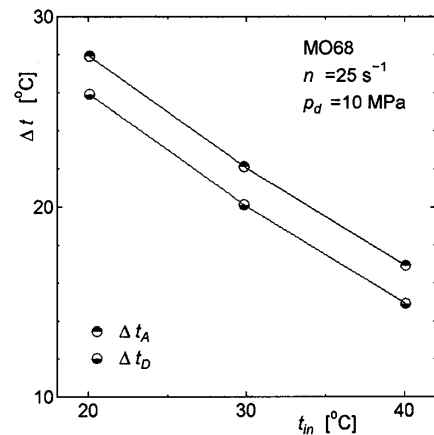


Fig. 8 Effect of inlet temperature t_{in} on swash-plate temperature rise Δt_A and Δt_D (MO68, $n = 25\text{ s}^{-1}$)

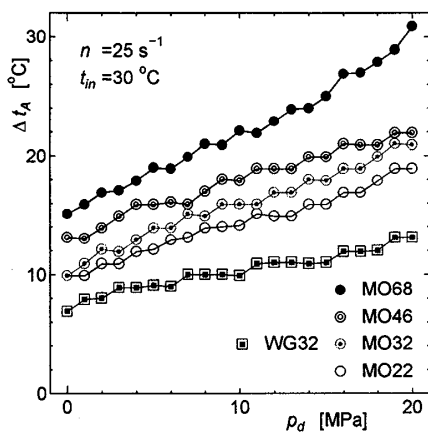


Fig. 6 Comparison of swash-plate temperature rise Δt_A for test oils ($n = 25\text{ s}^{-1}$, $t_{in} = 30^\circ\text{C}$)

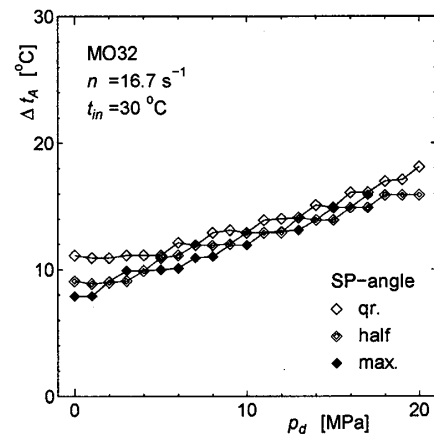


Fig. 9 Effect of swash-plate angle on temperature rise Δt_A (MO32, $n = 16.7\text{ s}^{-1}$, $t_{in} = 30^\circ\text{C}$)

5. 結 言

実機運転条件下において、ピストンポンプの斜板ならびにシリンダブロック部の温度を測定して、以下の結論を得た。

- i) 斜板の吐出しポートと吸込みポートの切換え（閉込み）部の温度が最も高かった。
- ii) ピストン下死点に相当する位置のシリンダポア近傍のシリンダブロックの温度が最も高かった。
- iii) 吐出し圧力あるいは回転速度の増加に伴い、斜板ならびにシリンダブロックの温度は、ほぼ比例して上昇した。
- iv) 作動油の粘度が高くなるほど、ポンプ入口部の油温が低くなるほど、しゅう動部の温度は上昇した。
- v) 水グリコール系作動油を用いた場合、しゅう動部の温度上昇はきわめて小さかった。

本試験装置の試作には油研工業株式会社研究開発部 橋本 登志雄 氏、河原 博 氏をはじめ関係各位のご尽力を賜った。本実験には、当時の本学卒研究生 佐野 正幸 君、佐々木 隼斗 君の助力を得た。記して謝意を表す。

附 録

実験の再現性を確認するために、回転シリンダブロック式供試ピストンポンプを用いて行った実験結果の一部を示す。同一条件で3回行った実験結果の中で、代表値として斜板 A 点における温度上昇 Δt_A を図 1 4 にプロットする（図中、up: $p_d=0 \rightarrow 20$ MPa（往路）、down: $p_d=20 \rightarrow 0$ MPa（復路））。

また、図 4 の実験条件に対するポンプ性能曲線を図 1 5 に示す（ η : 全効率 $= p_d Q_d / L_T$, η_v : 容積効率 $= Q_d / Q_{th}$, L_T : 軸動力 $= 2\pi n T^*$, Q_{th} : 理論流量, T^* : 軸トルク）。なお、外部漏れ流量はほとんどの実験条件下において測定限界以下であった。

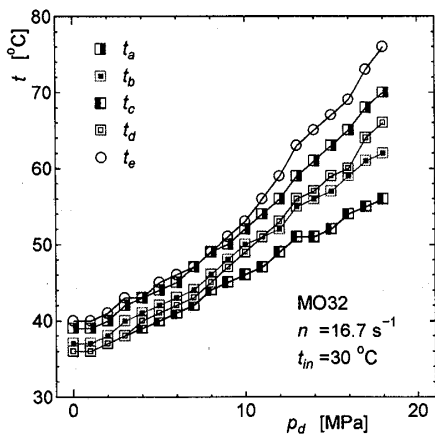


Fig. 10 Temperatures of cylinder-block (MO32, $n=16.7 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30 \text{ }^\circ\text{C}$)

温度上昇や効率の高い高圧条件における温度の差異は $1 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度、効率の差異は 1% 以下であった。往路と復路の差異は小さく、ヒステリシスはほとんど認められなかった。したがって、再現性は概ね良好であったと判断できる。

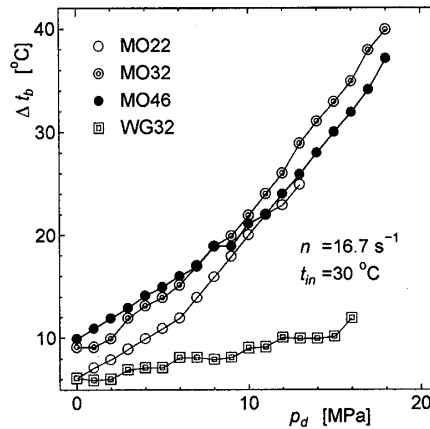


Fig. 11 Comparison of cylinder-block temperature rise Δt_b for test oils ($n=16.7 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30 \text{ }^\circ\text{C}$)

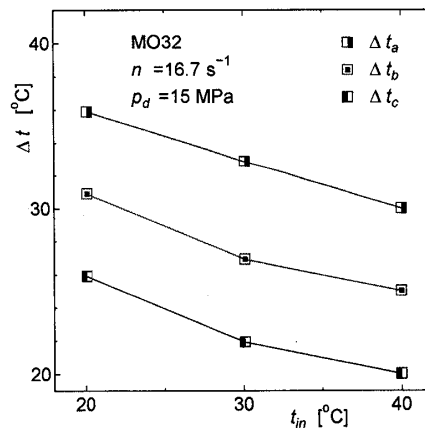


Fig. 12 Effect of inlet temperature t_{in} on cylinder-block temperature rise Δt (MO32, $n=16.7 \text{ s}^{-1}$, $p_d=15 \text{ MPa}$)

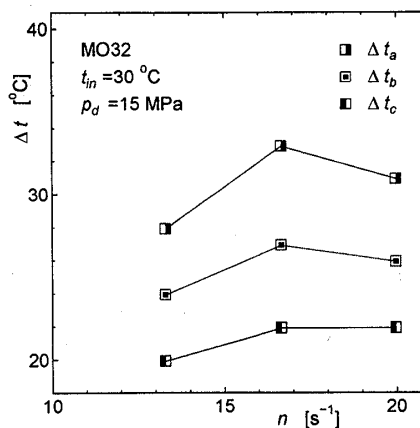


Fig. 13 Effect of rotational speed n on cylinder-block temperature rise Δt (MO32, $p_d=15 \text{ MPa}$, $t_{in}=30 \text{ }^\circ\text{C}$)

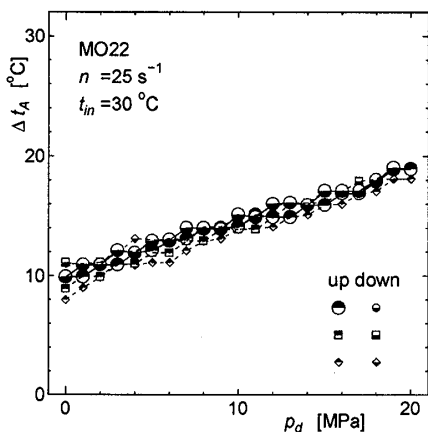


Fig. 14 Repeatability of measured temperature Δt_A of swash-plate (MO22, $n=25 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30 \text{ }^\circ\text{C}$)

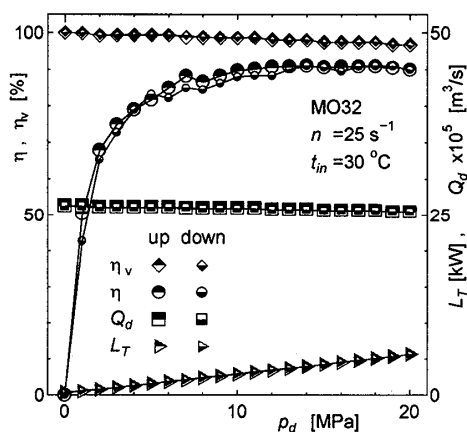


Fig. 15 Pump performance curves of rotating cylinder-block type test pump (MO32, $n=25 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30 \text{ }^\circ\text{C}$)

文 献

- (1) Wilson, W.E., Design of Optimum Clearances in Positive-Displacement Pumps and Motors, *Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, (1956), pp.117-122.
- (2) Yamaguchi, A. and Tsuchimoto, M., Bearing Seal Characteristics of the Oil Film Between a Valve Plate and a Cylinderblock of Axial Piston Pumps (in Japanese), *Journal of Japan Hydraulics and Pneumatics Society*, Vol.13, No.1 (1982), pp.55-60.
- (3) Yamaguchi, A. and Mizuno, R., Bearing Seal Characteristics of the Film Between a Valve Plate and a Cylinderblock of Axial Piston Pumps, 2nd Report (in Japanese), *Journal of Japan Hydraulics and Pneumatics Society*, Vol.14, No.6 (1983), pp.426-432.
- (4) Yamaguchi, A., Sekine, H., Shimizu, S. and Ishida, S., Bearing/Seal Characteristics of the Film Between a Valve Plate and a Cylinderblock of Axial Piston Pumps, 3rd Report (in Japanese), *Journal of Japan Hydraulics and Pneumatics Society*, Vol.18, No.7 (1987), pp.543-550.
- (5) Ivantysynova, M., A New Approach to the Design of Sealing and Bearing Gaps of Displacement Machines, *Proceedings of 4th JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo*, (1999), pp.45-50.
- (6) Khonsari, M.M., A Review of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings, Part I: Slider and Thrust Bearings, *ASLE Transactions*, Vol.30, No.1 (1986), pp.19-25.
- (7) Khonsari, M.M., A Review of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings, Part II: Journal Bearings, *ASLE Transactions*, Vol.30, No.1 (1986), pp.26-33.
- (8) Mitsui, J., Hori, Y. and Tanaka, M., An Experimental Investigation on the Temperature Distribution in Circular Journal Bearings, *Journal of Tribology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, Vol.108 (1986), pp.621-627.
- (9) Ferron, J., Frene, J. and Boncompain, R., A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing Comparison Between Theory and Experiments, *Journal of Lubrication Technology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, Vol.105 (1983), pp.422-428.
- (10) Gethin, D.T. and Medwell, J.O., An Experimental Investigation into the Thermohydrodynamic Behavior of a High Speed Cylindrical Bore Journal Bearing, *Journal of Tribology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, Vol.107 (1985), pp.538-543.
- (11) Wang, Y., Zhang, C., Wang, Q.J. and Lin, C., A Mixed-TEHD Analysis and Experiment of Journal Bearings Under Severe Operating Conditions, *Tribology International*, Vol.35, No.6 (2002), pp.395-407.
- (12) Horner, D., Simmons, J.E.L. and Advani, S.D., Measurements of Maximum Temperature in Tilting-Pad Thrust Bearings, *Tribology Transactions*, Vol.31, No.1 (1988), pp.44-53.
- (13) Fillon M., Bligoud J. and Frene J., Experimental Study of Tilting-pad Journal Bearings—Comparison with Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results, *Journal of Tribology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, Vol.114 (1992), pp.579-588.
- (14) Yamaguchi, A., Motion of the Piston in Piston Pumps and Motors (3rd Report, Experiments and Theoretical Discussion) (in Japanese), *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. B*, Vol. 58, No. 547 (1992), pp.785-790.
- (15) Tanaka, K., Yoshisaki, Y., Nakahara, T. and Kyogoku, K., Relationship between Stiffness of Sliding Part End and Friction Characteristics in Oil Hydraulics Equipment, *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. C*, Vol. 68, No. 666 (2002), pp.601-606.