

斜板形アキシャルプランジャポンプの性能

On Characteristics of an Axial-Plunger Pump

井田 富夫・小島 英一

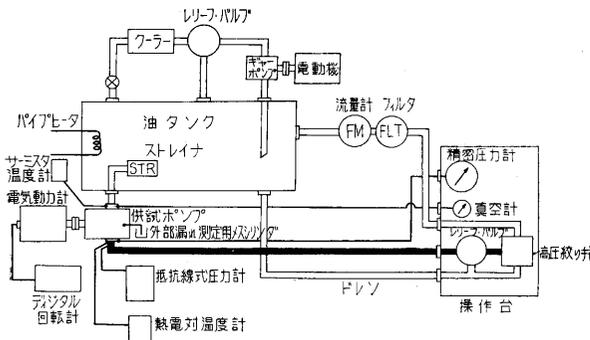
1. ま え が き

容積式ポンプの性能向上には、漏れと損失トルクをできるだけ小さくすることが必要であり、そのためにはこれら損失の諸因子を明らかにし、これを定量的に詳細に解析することが望ましい。プランジャ形ポンプは漏れ・損失トルクともに極めて小さく、その上作動条件や構造の違いによってこれら損失量の傾向も異なるので、細部にわたって信頼でき、しかも一般性のある実験資料はあまり発表されていない。

本研究は、この種のポンプの一形式である斜板形アキシャルプランジャポンプの性能を理論的ならびに実験的に解析することを目的としており、漏れおよびトルク損失の実測値の大部分に理論的な裏付けを与えることができたので、ここにその一部を速報する。

記 号

- D = 作用容積 [m³/rev]
- D_{max} = 最大作用容積 [m³/rev]
- $D_0 = Q_0$ より求めた作用容積 (= $60 Q_0/n$) [m³/rev]
- n = 回転速度 [rpm]
- p_1 = 入口圧力 [kg/cm²]
- p_2 = 出口圧力 [kg/cm²]
- Δp = 作用圧力 ($p_2 - p_1$) [kg/cm²]
- Q_0 = 無負荷時の流量 [m³/sec]
- Q_e = p_2 における流量 [m³/sec]
- ΔQ = 漏れ流量 (p_1 における値) [m³/sec]
- T = 軸トルク [kg-m]
- ΔT = 損失トルク [kg-m]



第1図 実験装置

Z = プランジャの数

β = 作動油の圧縮率 [cm²/kg]

δ_1 = バルブプレートとシリンダブロックの間げき [m]

γ_0 = 作動油の p_1 における比重量 [kg/m³]

γ_e = 作動油の p_2 における比重量 [kg/m³]

μ = 作動油の粘性係数 [kg-s/m²]

K = 油圧係数 (= $60\Delta P \times 10^4 / 2\pi\mu n$)

τ = トルク係数 ($= T / \frac{n\mu D_0}{60}$)

η_V = 体積効率 = $Q_e/Q_0 = (1 - 60\Delta Q/nD_0) (\gamma_0/\gamma_e)$

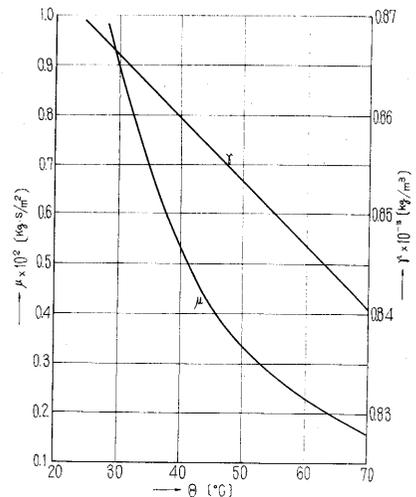
η_T = トルク効率 ($= \frac{\Delta P D_0 \times 10^4}{2\pi T}$)

η = 全効率 (= $\eta_V \cdot \eta_T$)

2. 実験装置および実験方法

第1図に実験装置の概略図を示す。供試ポンプは可変容積式の斜板形アキシャル・プランジャポンプで $D_{0max} = 22.18 \times 10^{-6}$ m³/rev, また作動油は ESSO 製 TERESSO -52 で、第2図にその比重量 γ と粘性係数 μ の温度による変化を示す。実験範囲は出口圧力 $p_2 = 0 \sim 210$ kg/cm², 回転数 $n = 600 \sim 1400$ rpm, 油温 $\theta = 40 \sim 60^\circ\text{C}$ である。

前述したようにこの種のポンプは漏れ・損失トルクともに非常に小さいから、これら損失量の諸要素・諸因子



第2図 作動油の比重量と粘性係数作動

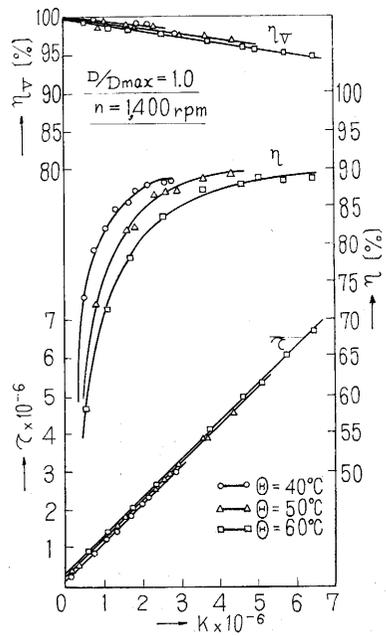
を詳細に解析するためには、測定精度をできるだけ高める必要がある。

本実験ではこれらの点に留意してつぎのような測定方法を用いた。すなわち、圧力の測定には抵抗線式圧力計とブルドン管形精密圧力計 (300φ) を併用し、回転数はデジタル回転計、トルクは電気動力計、流量は絞り弁直後に設けた流量計、油温は入口側では水銀温度計とサーミスタ温度計、出口側では熱電対温度計、外部漏れはメスシリンダを用いてそれぞれ測定した。なお、クーラとヒータとにより、入口油温を常に設定値の ±1°C 以内に保って実験を行っており、結果の整理にはすべて入口油温を用いた。

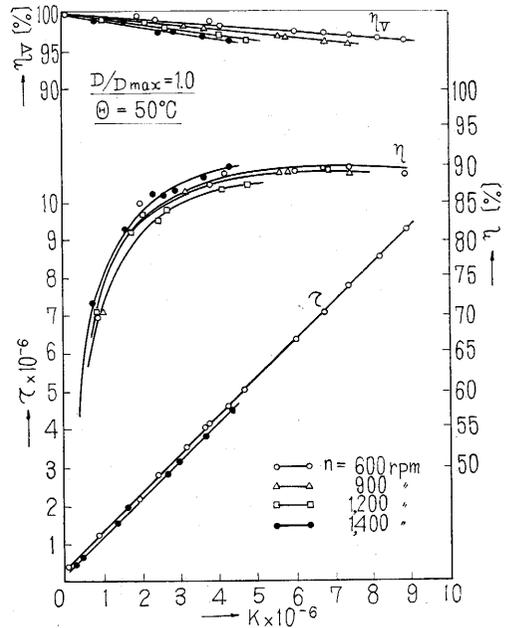
3. 実験結果および考察

第 3 図に供試ポンプの特性を示す。油圧係数 K に対するトルク係数 τ ・体積効率 η_V および全効率 η の関係は、いずれも作用容積・油温・回転速度によって差異を生じており、キャポンプの場合¹⁾と異なって K で表示する方法は適当でない。これは高压下における作動油の圧縮性の影響²⁾や漏れを生ずるすき間の大きさが熱くさび効果³⁾によって運転中に変化するため⁴⁾、漏れや損失トルクが Wilson の式⁵⁾に従わないことが、おもな原因と考えられる。以下これら諸損失について解析する。

(a) 漏れ損失 漏れ流量には外部漏れと内部漏れとがある。供試ポンプにおいては、外部漏れは主として 1) バルブプレート上の半径方向漏れ ΔQ_1 、2) プランジァ

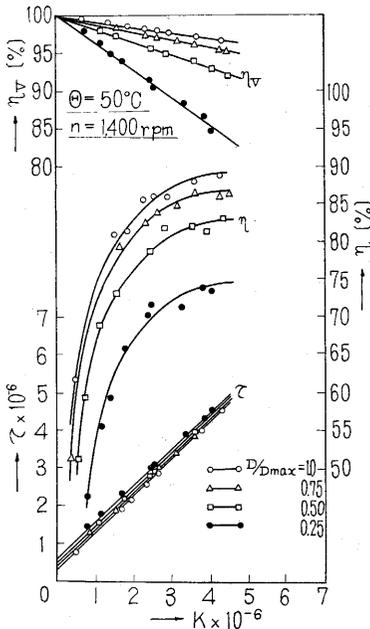


(b) 油温の影響



(c) 回転速度の影響

第 3 図 供試ポンプの性能



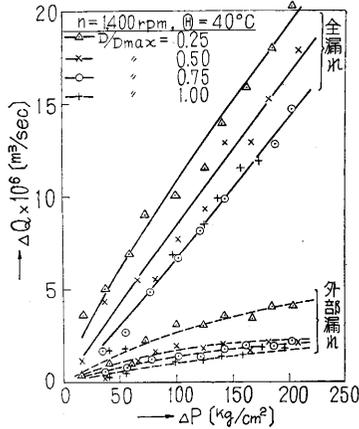
(a) 作用容積の影響

シューにおける漏れ ΔQ_2 、3) プランジァとシリンダ間の漏れ ΔQ_3 であり、内部漏れは大部分が圧縮性による漏れ ΔQ_4 である (この外に内部漏れとして吐出しポートから吸込みポートへの漏れが考えられるが、数値計算の結果 ΔQ_1 に比べ約 1/55 であったので、ここでは省略す

研究速報

る). 全漏れおよび外部漏れ流量の実測値の一例を第4図に示す. いま作用容積が零のとき, 1本のシリンダ内の油の体積を V_0 [m³] とすると, 任意の作用容積に対する圧縮性による漏れは次式で表わされる.

$$\Delta Q_1 = \frac{\beta \cdot n \cdot \Delta P \cdot Z}{60} \left(V_0 - \frac{D_0}{2Z} \right) \quad (1)$$



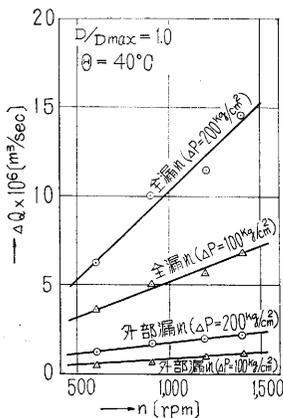
第4図 漏れ流量

第1表 ΔQ_1 より求めた油の圧縮率
($\theta = 40^\circ\text{C}$, $n = 1400$ rpm, $\Delta p = 210$ kg/cm²)

D/D_{max}	0.25	0.5	0.75	1.0
β cm ² /kg	0.689×10^{-4}	0.698	0.654	0.675

第2表 タービン油の圧縮率⁶⁾

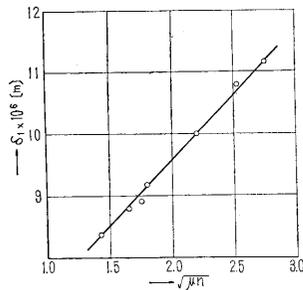
ΔP kg/cm ²	70	210	700
β cm ² /kg	0.697×10^{-4}	0.694	0.684



第5図 漏れ流量 (回転速度の影響)

第4図から全漏れと外部漏れとの差として与えられる内部漏れ流量を(1)式に入れ逆に β の値を算出し, これを第1表に示す. この値は第2表に示すタービン油に対する圧縮率の標準値とかなりよく一致しており,

これから供試ポンプでは内部漏れをほとんど圧縮性に基づく漏れと考える



第6図 バルブプレートとシリンダブロック間のすきま

ることがわかる. これはプランジャが中空であって V_0 が大きく, したがって(1)式からわかるように ΔQ_1 が著しく増大するためである. なお図からもまた(1)式からも明らかなように, 作用容積 D_0 が小さくなると内部漏れが増加し, このため体積効率が第3図(a)のように急激に低下する.

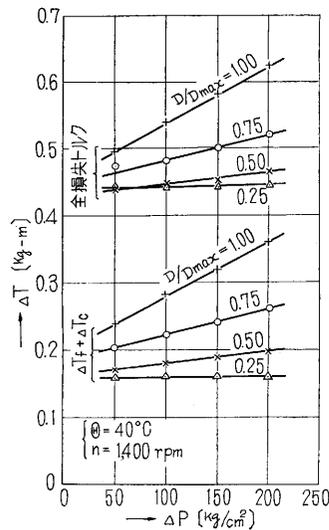
第5図は漏れに及ぼす回転速度 n の影響である. 内部漏れは n に比例して増大しており, これは(1)式よりも予想される場所であるが, 外部漏れも n の増加とともにわずかに増大している. これは前述のように熱くさび効果によって, バルブプレートとシリンダブロック間のすきま δ_1 が変化するためと考えられる. 熱くさび作用を考慮すると δ_1 はつぎのように表わされる⁷⁾.

$$\delta_1 = \delta_0 (1 + c_t \sqrt{\mu n}) \quad (2)$$

ここに δ_0 = 基準すきま, c_t = 係数. バルブプレート上の流れを層流と仮定して求めた漏れ ΔQ_1 の理論式に, 実測の外部漏れ量から得た ΔQ_1 の値 ($\Delta Q_3 = 0$, $\Delta Q_2 = 1$ c.c./s と仮定, なお δ_1 は ΔQ_1 の三乗根に比例するので ΔQ_1 の誤差の影響は小さい) を入れて逆に δ_1 を算出し, これを種々の運転状態に対して示したのが第6図である. δ_1 と $\sqrt{\mu n}$ は一義的な関係にあり, すきまの変化を熱くさび効果でよく説明できることがわかる. なお図より供試ポンプの基準すきま δ_0 および係数 C_t を算出すると, δ_1 (m) は次式で表わされる.

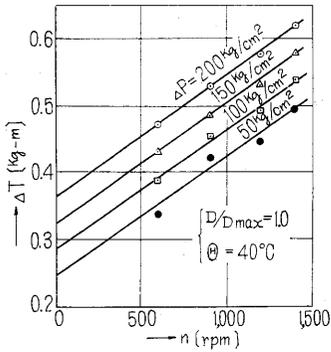
$$\delta_1 = 5.2 (1 + 0.42 \sqrt{\mu n}) \times 10^{-6} \quad (3)$$

(b) 損失トルク 損失トルク ΔT を大別すると, 回転速度に比例する粘性摩擦トルク ΔT_v , 圧力に比例する摩擦トルク ΔT_f および回転速度にも圧力にも関係しない一定損失トルク ΔT_c とに分けられる⁸⁾. 第7図にこれらの損失トルクと作用圧力との関係を示す. また第8図および第9図は ΔT に及ぼす回転速度および油温の影響である.

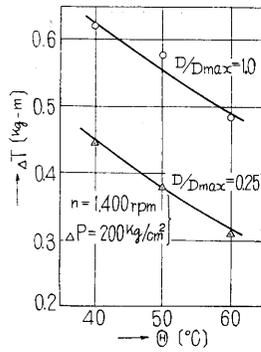


第7図 損失トルク (作用圧力の影響)

供試ポンプにおいては粘性摩擦トルク ΔT_v は, 1) バルブプレート上の粘性摩擦トルク ΔT_{v1} , 2) プランジャとシリンダ間



第 8 図 損失トルク (回転速度の影響)



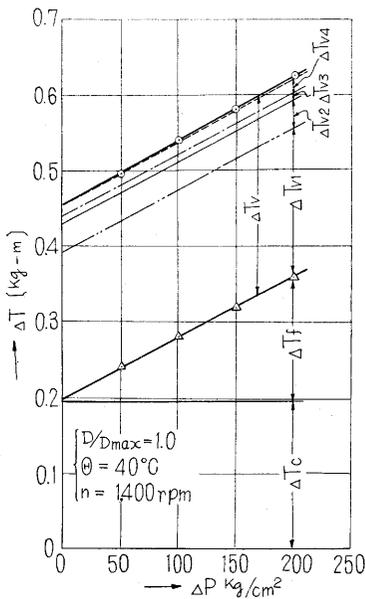
第 9 図 損失トルク (油温の影響)

の粘性摩擦トルク ΔT_{v2} , 3) プランジャシューとカムプレート間の粘性摩擦トルク ΔT_{v3} , 4) シリンダブロックとケーシング間の粘性摩擦トルク ΔT_{v4} がその大部分を占めるものと考えられる。これら各損失トルクを与える計算式を層流の仮定のもとに理論的に導き、これに外部漏れより得られたすきま δ_1 , および実測した各部寸法を代入して算出した各損失トルクの値の一例を第 10 図に示す。その結果

$$\Delta T_v \doteq \Delta T_{v1} + \Delta T_{v2} + \Delta T_{v3} + \Delta T_{v4} \quad (4)$$

となり、粘性摩擦トルク ΔT_v は、これら四つの要素で理論的にはほぼ完全に説明することができる。

圧力に比例するトルク ΔT_f は主としてベアリングにおける摩擦トルクと考えられる。プランジャ・シューに働く力のうちカムプレートに垂直な力は油圧バランスするがカムプレートに



第 10 図 損失トルクの解析

平行な力は不釣合力となって現われ、この圧力に比例する不釣合力をシリンダブロック外周のベアリングで支えている。よってこのベアリングには圧力に比例する摩擦トルクが発生する。いま実験より得られた ΔT_f が、すべ

てこのベアリングで起きたものと仮定して、その摩擦係数 λ_f を求めると第 3 表のようになる。この値はバレルベアリングの摩擦係数の値 ($\lambda_f \doteq 3/1000 \sim 5/1000$) とほぼ一致しており、したがって ΔT_f の大部分がこのベアリングで起こっていると推察される。しかし作用容積が増加するに従い、摩擦係数が大きくなっていることは、この外に作用容積に関係する損失トルクの項が存在することを示しており、なお検討が必要である。最後に ΔT_o は第 10 図から明らかなように、全損失トルクの約 1/3 ~ 2/5 を占め無視できないことが分かる。この値の大きいことが、性能を油圧係数 K で整理できない一原因となっている。物理的に考えて、 ΔT_o は一定の力を受け

第 3 表 ΔT_f より求めたベアリングの摩擦係数

D/D_{max}	0.50	0.75	1.00
λ_f	3.8/1000	4.3/1000	6/1000

て固体接触しながら運動している部分に生ずる摩擦トルクと考えられるが、本実験結果のみではその因子が明らかでなく、さらに今後の研究にまたねばならない。

4. むすび

本実験によって、斜板形アキシャルプランジャポンプの損失とその諸因子との関係を、かなり明確に求めることができた。

本研究には本所石原智助教授の懇切なるご指導をたまわり、また同研究室の山口惇氏には有益なご教示をいただいた。ここに記して厚く感謝の意を表す。なお本実験は神奈川大学工学部流体工学実験室で行なったものであり、当時学生の谷口・小池・野田・西山・佐藤の諸氏の助力を受けた。また使用油はエッソ・スタンダード石油 KK より提供を受けた。あわせてここに謝意を表す。
(1963 年 4 月 6 日受理)

文 献

- 1) たとえば、市川 機械学会論文集, 18-73, 12 (昭 27)
- 2) 石原・山口・外, 機械学会第 40 期通常総会講演会前刷集, No. 87 (昭 38-4)
- 3) J. F. Blackburn, 外, Fluid Power Control 113 (1960)
- 4) 石原外, 生産研究, 15-2, 43 (昭 38-2)
- 5) W. E. Wilson, Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors, (1950), 134, Pitman
- 6) 油圧技術便覧 日刊工業新聞社, 26 (昭 36)
- 7) 文献 4) に同じ
- 8) 文献 5)