可変容量形斜板ピストンポンプの操作モーメントに関する研究 *
(第1報 操作モーメントに対する斜板傾角保持系の影響)

井 上 淳** 中 里 雅 一**

A Study on Operating Moment
of a Swash-plate Type Axial Piston Pump
First Report
Effects of Dynamic Characteristics of a Tilt Angle
Supporting Element on the Operating Moment

Kiyoshi INOUE, Masakazu NAKAZATO

Swash-plate type variable delivery axial piston pump is commonly applied to in small-size agricultural and construction machines as the power source for hydrostatic transmission. The use of hydrostatic transmission is increasing for the above types of machines due to its ease in control. In most of applications, however, the pump is operated manually.

It becomes very important to study not only static but also dynamic characteristics of the operating moment. The latter delicately affects feeling in manual operation and noise level. The authors found, however, that there are few studies on the dynamic operating moment of the variable delivery axial piston pump for manual operation.

In this paper, static and dynamic characteristics of the operating moment of a swash-plate type variable delivery axial piston pump, in which roller bearings are used to support the swash-plate, have been studied experimentally as well as theoretically. The effect of the tilt angle supporting system was considered.

The following results were obtained in this study.

- (1) Average values of experimental operating moment were in good agreement with those of theoretical exciting moment which is derived from pressure measured in the cylinder block (measured cylinder pressure) without considering the dynamic characteristics of the tilt angle supporting element. Concerning the waveforms, however, experimental and theoretical values do not always coincide.
- (2) By taking the dynamics of the tilt angle supporting element into consideration, waveforms of the operating moment based on measured cylinder pressure are calculated. They were found to be in good agreement with those of experimental values.

- (3) Finally, combining the conventional calculation method of cylinder pressure and the calculation method of the dynamic behavior of the tilt angle supporting element, the operating moment was able to be derived. The calculated value by this method showed good agreement with that of experimental value of the pump in which the valve plate with wide, short and deep knotsches were used.

1. 諸論

可変容量形斜板ピストンポンプは、その制御性、及び省エネルギー回路への適合性の良さ等の理由から広く使われている。

特に、近年、小型の農業機械、建設機械において、可変容量形斜板ポンプを用いた油圧伝動装置の装着が増加し、そのほとんどの場合、車速制御には手動操作が採用されている。また、可変容量形ポンプの高度な制御や振動騒音低減の要求も更に強くなっている。

このため、斜板操作モーメントの静特性と並んで、動特性の把握が重要になっている。

ピストンポンプの可変容量機構の操作力やモーメントに関しては、石原らはシリンダ内圧の変化をモデル化¹⁾²⁾し、また、Zeigerらは計算により求め³⁾、この内圧に基づくピストン推力とその作用位置の変化から斜板に作用するモーメント（以下、斜板加振モーメントと呼ぶ）の変動を解析しているが、これらは、モーメントの静特性が研究の中心であり、動特性に対する実験的確認は不十分である。このほかの動特性に関する研究では、Greenら⁴⁾、Dreymuller⁵⁾、山口ら⁶⁾はサーボ機構を用いた可変容量機構の制御特性の研究を行っているが、その際、斜板加振モーメントを単純化して考慮し、更に、斜板を実際に操作するのに要するモーメント（以下、操作モーメントと呼ぶ）と、斜板加振モーメントの間の動特性に関しては十分な検討がされていない。これに対して、著者らは操作モーメントと斜板加振モーメントの間には斜板傾角保持系の動特性が介在することに着目し、これが、斜板操作モーメントに与える影響を明らかにすることを目的として、斜板を転がり軸受で支持した可変容量形ピストンポンプの操作モーメントの静的、動的な値について、実験的、理論的に検討した。

その結果、シリンダ内圧実測値を用いた斜板加振モ

ーメント計算値は、実測した斜板操作モーメントと比較すると、平均値は良い一致を示すが波形は大きく異なり、従来の操作モーメント波形の計算値は必ずしも実際の波形に一致しないことを明らかにした。そして、斜板保持系の動特性を考慮した計算を行うことで波形も良い一致を示すことを確認した。

更に、Seelmann⁷⁾、佐野⁸⁾、Linら⁹⁾の既存のシリンダ内圧計算法に、この斜板保持系の振動計算を加えて操作モーメントを計算したところ、ノッチの長い弁板を用いた場合には一部の運転条件において、実測値と大きく異なる場合があるがノッチの短い弁板では、ほぼ良い一致を示すことを明かにした。

これにより、弁板形状の制約はあるが、操作モーメントの静的、動的特性の定量的予測を可能とした。

2. 主な記号

A_{dk} : シリンダ、吐出ポート間流路の有効面積, A_p : ピストン有効断面面積, A_{sk} : シリンダ、吸込ポート間流路の有効面積, B : 斜板の粘性減衰係数, C_d : 吐出ポートからシリンダ内への流れの流量係数, C_l : シリンダからの漏れ流量の係数, C_s : 吸込ポートへのシリンダ内からの流れの流量係数, f_f : 斜板に作用する摩擦トルク, f_{tk} : 斜板に作用するピストン推力, J : 斜板の慣性モーメント, K : 斜板傾角保持部等価ねじりばね定数, K_c : 作動油の等価体積弾性係数, m : ピストン質量, M_s : 斜板加振モーメント計算値, M'_s : シリンダ内圧実測値を基にした斜板加振モーメント計算値, M_k : 1本のピストン推力による斜板加振モーメント計算値, M_m : 斜板操作モーメント実測値, M_o : 操作モーメント計算値, M'_o : シリンダ内圧実測値を基にした操作モーメント計算値, n : ピストン本数, N_k : ピストンに作用する斜板の抗力, P_{ck} : シリンダ内圧, P_d : 吐出ポート圧, P_s : 吸込ポート圧, P_t : ドレーン圧力, q_{dk} : 吐出ポートからシリンダ内への流入流量, q_{lk} : シリンダからの漏れ流量, q_{sk} : 吸込ポートへのシリンダ内からの流出流量, R : ピストン公転半径, t : 時間, V_k : シリンダ内容積, V_o : $Z_k=0$ でのシリンダ内容積, Z_k : ピストン軸方向変

* 昭和61年12月12日 原稿受付

** カヤバ工業株式会社技術研究所 (〒228 神奈川県相模原市麻溝台 1805-1)

位, α : 斜板傾角, α_m : 最大傾角, α_0 : 設定傾角,
 θ_k : ピストン公転角度位置, θ_0 : $t=0$ での1番ピ
ストン公転角度位置, ρ : 作動油密度, ω : ポンプ角
速度 ($=\dot{\theta}_k$), ω_s : 斜板加振モーメント M_s の角周波
数, ω_n : 斜板振動系の共振角周波数 ($=\sqrt{K/J}$)

3. 実験装置及び方法

Fig. 1に実験回路の概略を示す。吐出、吸込ライン
に高圧ゴムホースを用い、圧力設定にはリリーフ弁を
用いている。作動油は、VG32の鉱物系作動油であり、
オイルクーラを用いて油温は $45 \pm 2^\circ\text{C}$ とした。

供試ポンプの概略構造をFig. 2に示す。ピストン本
数9本の閉回路用ポンプで、トラニオンは転がり軸受
で支持され、トラニオン端部を固定して傾角の設定を
行う。供試弁板は、Fig. 3に示すノッチの短いタイ
プ(弁板I)、長いタイプ(弁板II)の2種類である。

計測方法は次の通りである。まず、斜板操作モー

Fig. 1 Experimental circuit

Fig. 2 General structure of test pump

Fig. 3 Valve plate figures

ントは、固定側トラニオン部に歪ゲージ式のトルクメ
ータを構成して計測する。シリンダ内圧は、シリンダ
ブロックに小型圧力変換器を埋め込み、スリップリ
ングを介して信号を取出す⁸⁾。斜板傾角 α は、非固定側
トラニオンに装着したポテンショメータで計測する。
更に、ピストンの公転角度位置 θ_k は、圧力変換器を埋
め込んだシリンダのピストンが上、下死点に達する角
度でパルス信号を発生させて検出する。

4. シリンダ内圧と操作モーメントの関係

4.1 基礎式

基礎式を導くに当たり、

- i) ピストンに関する摩擦力は無視できる。
 - ii) ピストン推力は、シリンダ内圧、及びピストン軸
方向加速度による慣性力によって発生する。
 - iii) ピストンシューは斜板上を離れず摺動する。
 - iv) ポンプは一定角速度 ω で回転している。
 - v) ピストンの軸方向の運動に対する斜板の傾角方向
の角速度、角加速度の影響は無視できる。
- 等の仮定を置く。

(1) ピストン推力による斜板加振モーメント

シリンダ内圧に基づくピストン推力と、ピストンの
斜板上の位置関係から、斜板加振モーメントを求める。

いま、Fig. 4に示すようにピストン下死点から θ_k
の位置にあるピストン推力によるトラニオン軸心まわ
りのモーメント M_k 、及び n 本のピストンによるモー
メント M_s は、斜板傾角 α 増加方向を正とすると、仮
定i), ii)より次式となる。

$$M_k = (A_p P_{ck} + m \ddot{z}_k) R \cos \theta_k \sec^2 \alpha \quad (1)$$

$$M_s = \sum_{k=1}^n M_k = R \sec^2 \alpha \sum_{k=1}^n (A_p P_{ck} + m \ddot{z}_k) \cos \theta_k \quad (2)$$

Fig. 4 Piston stroke

(2) 斜板傾角保持系の特性

一方、斜板傾角保持系は、Fig. 5のようにモデル化できる。これは、トラニオン端部を拘束して斜板傾角を設定する構造であるが、他の傾角保持系も等価的に図示のモデルで表わしてさしつかえない。この場合、斜板には加振モーメントが作用するが、実際に傾角の制御、又は保持に必要な操作モーメントは、トラニオン固定端からその固定部材に作用するモーメントの反力 M_0 となる。すなわちこの M_0 が操作モーメントと考えられる。ただし、符号は、 M_0 とは逆に傾角 α 減少方向を正とする。

Fig. 5の振動系のモデルは次式で示される。

$$J\ddot{\alpha} + B\dot{\alpha} + K(\alpha - \alpha_0) + f_f \text{sign}(\dot{\alpha}) = M_0 \quad (3)$$

$$M_0 = K(\alpha - \alpha_0) \quad (4)$$

Fig. 5 A model of swash plate support system

(3) ピストンの軸方向の運動

仮定Ⅲ)より、ピストンの軸方向変位、速度、加速度は、次式となる。

$$z_k = R(\tan \alpha_m - \cos \theta_k \tan \alpha) \quad (5)$$

$$\dot{z}_k = R(\dot{\theta}_k \tan \alpha \sin \theta_k - \dot{\alpha} \cos \theta_k \sec^2 \alpha) \quad (6)$$

$$\ddot{z}_k = R\{(\ddot{\theta}_k \sin \theta_k + \dot{\theta}_k^2 \cos \theta_k) \tan \alpha - \ddot{\alpha} \cos \theta_k \sec^2 \alpha - 2\dot{\alpha} \cos \theta_k \sec^2 \alpha (\dot{\alpha} \tan \alpha - \dot{\theta}_k \tan \theta_k)\} \quad (7)$$

$$\text{ただし、} \theta_k = \omega t + \theta_0 + 2\pi(k-1)/n \quad (8)$$

更に、仮定Ⅳ)、Ⅴ)を考慮して、(6)、(7)式は、

$$\dot{z}_k = R\omega \tan \alpha \sin \theta_k \quad (6')$$

$$\ddot{z}_k = R\omega^2 \tan \alpha \cos \theta_k \quad (7')$$

4.2 内圧実測値による斜板操作モーメントの予測

シリンダ内圧実測値を用いて、上記理論式に従って斜板加振モーメント M'_0 、斜板操作モーメント M'_0 を求めて、斜板操作モーメント実測値 M_m との比較を行った。すなわち、シリンダブロック1回転中のシリンダ内圧実測値を基に、(2)式に従って斜板加振モーメント M'_0 の波形を求め、これを(3)式の振動系の入力として斜板操作モーメント M'_0 の波形を求め、更に、これらの値の1周期の時間平均を計算した。

なお、計算に用いた主要なパラメータのうち、斜板の慣性モーメント J は、斜板の形状から算出した。

等価ねじりばね定数 K については、ポンプ回転速度が非常に低い場合、加振モーメント M_0 によるねじれ角として斜板傾角 α が準静的に変化することから、 $\omega = 10 \text{ rad/s}$ 時の M_0 、 α 、それぞれの波形の傾きの比より、 $K = dM_0/d\alpha$ として求めた。

更に、斜板傾角保持系の粘性減衰係数 B 、及び摩擦トルク f_f は、弁板Ⅰを用いたポンプを約30 rad/secの低速回転で駆動して得た斜板操作モーメント M_m 、及びシリンダ内圧を基に算出した鋸歯状の加振モーメント計算値 M'_0 を用いて算定した。すなわち、 M_m の波形には、 M'_0 の波形の上に M'_0 に対する斜板傾角保持系の応答波形が減衰振動として重畳されていると考えられるので、 M_m と M'_0 の差として減衰振動波形を求め、その減衰状態から B 、 f_f を決定した¹⁰⁾。なお、供試ポンプの場合、 $f_f = 0$ であった。

Fig. 6～Fig. 8に計算結果の一例を示す。

まず、Fig. 6、Fig. 7に示す波形を見ると、斜板加振モーメント計算値 M'_0 は鋸歯状波となる。これは文献2)等の結果とはほぼ同じであり実測した操作モーメント M_m とは、低速回転を除き一致しない。これに対して、操作モーメント計算値 M'_0 は、低速回転時の鋸歯状波から、回転数の増加とともに、正弦波状の波形となり、 M_m と良い一致を示す。これは、斜板加振モーメント M'_0 が斜板に作用するモーメントであるのに対して、操作モーメント M'_0 は、斜板傾角保持系の動特性を考慮に加えた斜板傾角保持部に実際に発生するモーメントであるためである。

次に、Fig. 8に示す平均値を見ると、シリンダ内圧実測値に基づく斜板加振モーメント計算値 M'_0 、操作モーメント計算値 M'_0 、及び斜板操作モーメント実測値 M_m はほぼ良い一致を示した。特に、 M'_0 と M'_0 は非常に良く一致しており図中で両者は完全に重なっている。

Fig. 6 Waveforms of M_o' , M_e' and M_m
(Valve plate I, $P_r=0$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

Fig. 7 Waveforms of M_o' , M_e' and M_m
(Valve plate II, $P_r=0$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

Fig. 8 Average values of M_o' , M_e' and M_m
($\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

以上の結果から、従来から操作モーメントとみなされている斜板加振モーメント M_e によって、斜板操作モーメントの平均値の評価は可能であるが、波形の評価は困難であり、この操作モーメント波形は、斜板傾角保持系の動特性も加えて算定する斜板操作モーメント M_e によって評価が可能であることが明らかになった。

5. 斜板操作モーメントの予測法

次に、ポンプ諸元、運転条件を基に、斜板操作モーメントを予測する方法について検討した。

5.1 基礎式

ここでは、4.1 で用いた基礎式をそのまま用い、新たに、シリンダ内圧の計算式を加える。

ピストンポンプのシリンダ内圧は、一般に、シリンダ室内作動油の連続の式を基に算出する^{7) 8) 9)}。本報もこの連続の式を用いるが、ここでは、4.1 で用いた仮定に加えて、

vi) 吐出ポート圧力、吸入ポート圧力、及びケースド

レーン圧力は一定とする。

vii) シリンダ内作動油の油柱慣性の影響は無視する。等の仮定を置く。

更に、シリンダ内圧の遷移領域であるピストンが死点に達する角度近傍のシリンダに関してのみ、作動油圧縮性を考慮した連続の式により内圧の計算を行ない他の角度位置にあるシリンダは、接続している吐出、又は吸入ポートの圧力に等しいと置いて、1 周期分の圧力波形を求める⁹⁾。

シリンダ内の作動油の連続の式は下記のようなになる

$$\dot{P}_{ck} = K_c (A_p \dot{z}_k - q_{sk} + q_{dk} - q_{lk}) / V_k \quad (9)$$

$$q_{dk} = C_d A_{dk} \sqrt{2 |P_d - P_{ck}| / \rho} \cdot \text{sign}(P_d - P_{ck}) \quad (10)$$

$$q_{sk} = C_s A_{sk} \sqrt{2 |P_{ck} - P_s| / \rho} \cdot \text{sign}(P_{ck} - P_s) \quad (11)$$

$$q_{lk} = C_l (P_{ck} - P_l) \quad (12)$$

$$V_k = V_o - A_p z_k \quad (13)$$

なお、 A_{dk} 、 A_{sk} は、弁板、シリンダブロックの形状、相対位置で決り、角度位置 θ_k の関数である。

また、流量係数 C_d 、 C_s は、ポートとノッチの形状、

Fig. 11 Waveforms of M_o , M_e and M_m
(Valve plate I, $P_s=1.02\text{MPa}$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

Fig. 12 Waveforms of M_o , M_e , and M_m
(Valve plate II, $P_s=1.02\text{MPa}$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

Fig. 13 Average values of M_o , M_e and M_m
($P_s=1.02\text{MPa}$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

Fig. 14 Cylinder pressure in transition zones
(Valve plate I, $P_s=1.02\text{MPa}$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

変化であってもその変化速度、位相の違いがあり、 $\omega = 125 \text{ rad/s}$ を中心に、両者はかなり異なる。このため操作モーメントの波形、及び平均値の実測値と計算値が大きく異なっていると考えられる。

また、ノッチが長く、浅い弁板Ⅱの場合には、シリンダ内圧の遷移領域が長く、内圧波形は斜板振動の影響を受け易くなり、斜板の振動が大きくなると、既存のシリンダ内圧計算法では精度の高い予測が困難となることが考えられる。供試ポンプの場合、斜板傾角保持系の固有角周波数 $\omega_n = \sqrt{K/J} = 2323 \text{ rad/s}$ であり、一方、斜板加振モーメントの鋸歯状波の角周波数 ω_s は、ピストン本数 n 、ポンプ回転角速度 ω により $\omega_s = 2n\omega$ で表わされ、 $\omega = 125 \text{ rad/s}$ で $\omega_s = 2250 \text{ rad/s} \approx \omega_n$ となる。このため、この回転速度近傍で共振状態となり、シリンダ内圧の予測精度が大幅に低下し、従って、操作モーメントの予測精度も大幅に低下している。

これについては、次報で報告する。

以上の結果、本操作モーメント予測法の精度は弁板

Fig. 15 Cylinder pressure in transition zones
(Valve plate II, $P_s=1.02\text{MPa}$, $\alpha_o/\alpha_m=0.75$)

形状で大きく変わり、弁板Ⅱのようにノッチが長く浅い場合には、シリンダ内圧を十分な精度でシミュレートできず、操作モーメントの予測精度が低い、弁板Ⅰのようにノッチが深く短い場合には、十分な精度が得られることが明かになった。

6. 結論

斜板を転がり軸受で支持した可変容量形斜板ピストンポンプの操作モーメントに関して、実験的、理論的研究を行ない、次の結論を得た。

まず、従来より操作モーメントと見なされているピストン推力に基づく斜板加振モーメント計算値は、操作モーメント実測値と比較すると、平均値は良い一致を示すが、波形は低速回転時を除き一致しない。

更に、この加振モーメント計算値を入力とし傾角保持系の動的応答を考慮に加えて求めた操作モーメント計算値が、平均値、波形とも操作モーメント実測値と良い一致を示すことを明かにした。

次に、既存のシリンダ内圧計算法に上記斜板保持系の動的挙動の計算法を加えた新しい操作モーメント予測法を提案し、この予測法が、幅が広く、深く、かつ短いノッチを有する弁板を用いたポンプに非常に有効であることを確認した。

終わりに、本論文をまとめるに当り有益な御助言を賜った東京工業大学精密工学研究所中野和夫教授に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 石原貞男：アキシアルプランジャ形ポンプの操作力について、計測と制御，1-7，530/538，(昭37-7)
- 2) 石原貞男，杉岡勲：分離ピストン形アキシアルプランジャポンプにおける吐出量制御機構の操作力の研究，機論，29-198，263/269，(昭38-2)
- 3) Zeiger, G., Akers, A.: Torque on the swashplate of an axial piston pump, ASME Journal of dynamic systems, measurement and control, 107-3, 220/226 (1985-9)
- 4) Green, W.L., Crossley, T.R.: An analysis of the control mechanism used in variable-delivery hydraulic pumps, Proc. IME, 185-6, 63/72 (1970-71)
- 5) Dreytmuller, J.: Pilot-operated and directly actuated pressure control with variable delivery axial piston pumps, 4th international fluid power symposium, B1. 1-B1. 20, Z14-17 (1975)
- 6) 山口惇，石川照夫：ピストンポンプの可変容量機構の特性，機論，44-383，2381/2389，(昭53-7)
- 7) Seelmann, H.: Gerauschnersuchungen an Axialkolbenpumpen, VDI-Z, 116-1, 31/34 (1974)
- 8) 佐野勝志：ピストンポンプに作用する加振力，機講論，764-12，37/40，(昭51-11)
- 9) Lin, S.J., Akers, A., Zeiger, G.: The effect of oil entrapment in an axial piston pump, ASME Journal of dynamic systems, measurement and control, 107-4, 246/251 (1985-12)
- 10) 巨理厚：機械振動，84，丸善(昭40)