研 究

零傾角近傍における可変容量形斜板ピストンポンプの特性*

(第1報 零傾角復帰方向のモーメントの発生機構)

井 上 淳**, 中 里 雅 一**

Characteristics of a Swash Plate Type Axial Piston Pump in Quasi-Zero Swash Plate Angle Region

First Report

Principle of the Occurrence of the the Moment Restoring to the Zero Swash Plate Angle

Kiyoshi INOUE, Masakazu NAKAZATO

The swash plate type variable delivery axial piston pump is commonly applied in construction machinery and other types of machinery as a power source for hydrostatic transmissions. To guarantee vehicle safety, it is necessary for the swash plate to stop at exactly zero angle, regardless of the control methods of the swash plate angle. Especially, it is required that the swash plate returns to zero angle naturally during manual control.

It is already known that a small moment acts on the swash plate restoring it to zero angle when the swash plate angle is near zero. Studies of this phenomenon, however, have not been performed and the principle of occurrence of the zero angle restoring moment is still not well understood.

The objectives of this study are to clarify the principle of occurrence and improve the characteristics of the zero angle restoring moment.

In this report, the inner states of the pump were investigated experimentally, and a model for analysis was proposed. Furthermore, supplemental experiments were performed and it was ascertained that the experimental results are in good agreement with forecasted results based on the model.

1. 結 論

近年、建設機械等において、可変容量形斜板ポンプを用いた油圧伝動装置 (Hydrostatic transmission) の装着が増加している。この場合、ポンプの斜板傾角を変更して、装着車両の無段階速度制御を可能としており、車両の安全性の見地から、斜板の操作方式によらず、斜板傾角零度の角度位置 (以下、中立点と呼ぶ) での確実な停止が必要であり、特に手動操作の場合には、斜板傾角零度近傍において、傾角が零度に自動的に

に戻ることが望まれている。

斜板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、シリンダ内圧の変化を石原らはモデル化し¹⁾²⁾、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の変動を解析している。更に、著者らは斜板傾角保持系の動特性も考慮に加えたシリンダ内圧、斜板操作モーメントの新しい計算法を示している⁴⁾⁵⁾。これらは、いずれも比較的大きな斜板傾角での、ポンプの有効差圧に起因するモーメントの特性が研究の対象である。

一方、可変容量形斜板ポンプでは、中立点近傍の微小傾角範囲において、その値は小さいが斜板に中立点復帰方向のモーメントが発生することが従来より知られている。しかし、これに関する研究は見当たらず、

*平成元年10月9日 原稿受付

**カバヤ工業㈱技術研究所

(所在地 〒228 神奈川県相模原市麻溝台1-12-1
カバヤ工業㈱技術研究所)

その発生原理は全く不明であった。

本研究は、この中立点復帰モーメントの発生原理の解明とその特性改善を目的とする。

本報では、その発生原理を解明するために、まず、復帰モーメント発生時の内部状態を実験的に把握し、中立点復帰特性発生機構のモデルを提案した。次に、このモデルに基づき、補足的実験を行い、その実測結果がモデルから予測される結果と良い一致を示すことを確認した。これにより、中立点復帰特性の発生機構が明らかになった。

2. 主な記号

A_p : ピストン有効断面積, F_1, F_2 : トラニオン支持力, M_m : 斜板操作モーメント実測値, M_x : x 軸まわりの斜板加振モーメント, M_y : y 軸まわりの斜板加振モーメント, n : ピストン本数, P_b : ブースト圧力, P_{br} : 基準ブースト圧力, P_{ck} : シリンダ内圧, P_o : ポンプ吐出圧, P_s : ポンプ吸込圧, R : ピストン公転半径, α : 斜板傾角, α_{max} : 斜板最大傾角, α_0 : 斜板設定傾角, α_c : 傾角方向へのシリンダブロック (以下, C/Bと記す)の傾き角度, α_r : 斜板-C/B間の傾角方向の相対傾き角度 ($=\alpha-\alpha_c$), β : y 軸まわりの斜板の傾き角度, β_c : y 軸まわりのC/Bの傾き角度, β_{co} : y 軸まわりのC/Bの強制傾き設定角度, β_r : 斜板-C/B間の y 軸まわりの相対傾き ($=\beta-\beta_c$), ω_p : ポンプ回転数

3. 座 標 系

ポンプの座標系をFig. 1のように定義する。

ここでは、ポンプが無負荷の静止状態における斜板の揺動中心軸が水平方向になるようにポンプを設置しこの中心軸上に x 軸を置き、便宜的に、C/B側から斜板を見て、左方向を x 軸の正方向とする。

一般に、ポンプ駆動軸は、 x 軸と交わるか、あるいは、交わらない場合にも x 軸に垂直な平面上にあり、前者の場合には、この駆動軸上に z 軸を置く。後者の場合には、 x 軸に垂直でポンプ駆動軸を含む平面上で x 軸に交わり、かつ、ポンプ駆動軸に平行な直線上に z 軸を置

Fig. 1 Coordinate system

く。 z 軸は、C/B側から見て斜板の方向を正方向とする。Fig. 1には前者の場合を示す。

更に、 x 軸、 z 軸に直交する直線上に y 軸を置く。

4. 中立点復帰特性の実験的確認

4.1 実験装置

Fig. 2に、実験回路の概略を示す。ここでは、可変容量形斜板ポンプ、及び固定容量形斜板モータで閉回路を構成し、ギャポンプでブーストを供給している。作動油はVG32の鉱物系作動油で、油温は $45 \pm 2^\circ\text{C}$ に設定した。

供試斜板ポンプは、Fig. 3に概略の構造を示すが、トラニオンが転がり軸受で支持されたピストン数9本の閉回路用ポンプであり、斜板傾角は、トラニオン端部に設けたレバーを電気-油圧サーボ機構の油圧シリンダで操作して制御される。なお、このポンプでは、駆動軸の軸心と z 軸は一致している。

主な計測項目と計測方法は次の通りである。

斜板傾角、及び斜板傾転モーメントは、トラニオンに装着、構成したポテンショメータ、トルクメータで計測する。シリンダ内圧は、C/Bに組込んだ小形圧力変

Fig. 2 Experimental circuit

Fig. 3 General structure of test pump

Fig. 4 Load cell

換器とスリップリングで、また、ピストン公転角度位置は、内圧を計測するシリンダが上・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。回路圧の計測には、半導体圧力変換器を用いた。以上は操作モーメントの研究⁹⁾で用いた方法と同様である。

今回は、更に、両側のトラニオン支持力を、Fig. 4に構造を示す4枚ゲージでブリッジを構成した自作のディスク形のロードセル⁹⁾で計測し、また、固定容量形斜板モータには速度発電機を組込み、モータの回転速度を検出した。

実験は、ポンプを駆動軸から見て反時計方向に回転させ、サーボ系の指令信号として超低周波の正弦波を入力し、斜板傾転角を中立点近傍で準静的に変化させるこのときの状態を計測した。

4.2 実験結果

以下に実験結果を示すが、ここでは次のような無次元化を行っている。すなわち、角度については最大傾角 α_{max} で、圧力は基準ブースト圧 P_{br} で、更に、モーメントは、基準ブースト圧、ピストン断面積、ピストン公転半径の積 $P_{br}A_pR$ で除し、それぞれ無次元表示としている。なお、トラニオン支持力は、7本のピストンによる推力の1/2を減じ、これを基準ブースト圧でのピストン推力 A_pP_{br} で除し、無次元化している。

また、操作モーメント M_m は、斜板を操作するのに要するモーメントである。このモーメントは傾角制御部に取付けたトラニオンから操作部に作用するモーメントと平衡しており、Fig. 1に示すように、斜板加振モーメント M_x とは逆に、傾角減少方向を正とする。この M_m は、斜板加振モーメント M_x とは、斜板支持部摩擦力の影響が小さければ静的にはほぼ平衡し作用方向が反対で、平均値の大きさはほぼ等しい⁹⁾。以下の検討では、 $M_m = M_x$ として扱うこととする。

Fig. 5に、ブースト圧 P_b を変えた場合の斜板傾角 α に対する斜板操作モーメントの実測値 M_m を示す。 $P_b = 0$ の場合には M_m の増加現象は生じないが、 P_b の増加とともに M_m はほぼ比例的に増加する。なお、ヒステリシスはトラニオン部のシール材の摩擦に起因していると考えられる。

一方、Fig. 6のように、中立点の極めて近傍では、ポンプの吐出圧 P_d 、吸込圧 P_s はブースト圧 P_b にほぼ等しく一定であるが、中立点復帰モーメントはこの圧力一定の領域で発生している。これは、中立点復帰モー

Fig. 5 Effect of boost pressure on operating moment

Fig. 6 Main line pressures in quasi-zero swash plate angle

ントは、弁板形状によらず、また、ポンプの有効差圧が零であっても発生することを示している。

そこで、Fig. 2のメイン回路のストップ弁を開き、ポンプの有効差圧を零とした場合の中立点近傍における操作モーメントを計測した。この場合でも、推測の通り、Fig. 7(1)に示すような中立点復帰モーメントが発生し、中立点復帰特性は負荷圧力によらずポンプ固有の特性であることを確認した。

更に、Fig. 7(2), (3)より、中立点近傍での斜板両側のトラニオン支持力 F_1 , F_2 を見ると、斜板傾角零度で両側の作用力が反転していることが分る。この場合、回路圧はプースト圧に等しくなり、シリンダ内圧によるピストン推力は吐出、吸込行程とも等しくなる。また、斜板の中立点通過は、C/Bに対するピストンの運動方向が反転することを示している。これより、ピストンとC/Bの間には摩擦力が作用し、ピストンの運動方向によって推力が変化していることが推定できる。

5. 中立点復帰特性の発生原理の検討

前述の如く、斜板のトラニオン支持力は左右で異なり、トラニオン支持部の剛性を考慮すれば左右のトラニオンの軸方向変位量に差を生じ、斜板はy軸まわりに傾くことになる。また、ピストンから斜板に作用す

Fig. 7 Characteristics in quasi-zero swash plate angle (Shut valve is opened)

る力の反力はC/Bに作用するためC/Bと斜板との相対的なy軸まわりの傾きは更に大きくなる。

このように、斜板とC/B間の相対的な傾きは、通常のx軸まわりの傾転方向だけでなく、わずかであるがy軸まわりにも生じることが推定される。そこで、斜板とC/Bの相対的傾きの平均値を考慮して、ピストン推力によるx軸まわり、y軸まわりの斜板加振モーメント M_x , M_y を検討する。なお、本検討においては、便宜上、C/Bは斜板の傾きに含め、斜板の傾きのみを考慮することとする。

Fig. 8(1)に示す如く、傾転角 α が比較的大きく、ピストンの上死点到達公転角度位置が斜板の下側に、また、下死点のそれが斜板上側に位置し、C/Bが斜板側から見て左回転している場合を検討する。この状態では、C/B側から見て斜板右側に作用するピストン推力が左側より大となり、斜板にはy軸まわりのモーメント M_y が発生する。このため、斜板は上側から見た左まわり(y軸まわり正方向)に β 傾くが、 $\alpha \gg \beta$ のため、ピストンの死点到達公転角度位置はほとんど変化せず、斜板上半面、下半面でのピストン推力はほぼ等しく、トラニオン軸心まわりの斜板加振モーメント M_x はほぼ零となる。

次に、傾転角 α を β と同程度のオーダまで減少させた場合は、Fig. 8(2)のように、ピストン下死点到達位置は斜板右側に、上死点到達位置は左側に移動するため、ピストン推力は斜板の左上半面側で小さく、右下半面

Fig. 8 Positions of dead centers

側で大きくなる。この場合でも、左右の軸方向力の差により、 M_y 、及び β が生じており、斜板の下半面でのピストン推力が上半面のそれより大となり、傾転角 α 減少方向の M_x が増加することになる。

更に、傾転角 $\alpha = 0$ とすると、ピストンの死点となる公転角度位置は完全に斜板の左右位置に移動するため、斜板の左右半面に作用するピストン推力は等しく $M_y = 0$ 、すなわち $\beta = 0$ となり、 $M_x = 0$ となる。

以上の検討の結果、中立点近傍での α に対する M_x の変化は、定性的に実測結果と良い一致を示すと考えられる。

すなわち、斜板ピストンポンプの中立点復帰特性はピストン-C/B間の摩擦力に起因するピストン運動方向によるピストン推力の違い、及び、斜板-C/B間の y 軸まわりの相対的傾きによるピストンの死点到達角度位置の移動、が主要因と推定される。

なお、ピストン-C/B間の摩擦力の発生原因としては、中立点近傍ではピストンに作用する斜板抗力のピストン半径方向成分は非常に小さく、主に、ピストン-C/B間の油膜圧力分布⁷⁾の不均一による半径方向の力の発生が考えられる。

6. 発生原理の実験的確認

次に、前節で推定した中立特性の発生原理の妥当性を、実験的に検証する。

6.1 C/Bを y 軸まわりに強制的に傾けた場合

弁板に近いC/Bの外周面にころがり軸受を、ボディの左右位置に送りねじを、それぞれ取付け、ねじによってころがり軸受の外輪を押すことにより、C/Bを強制的に y 軸まわりに傾かせることが可能な構造としたポンプを製作した。ポンプの基本的仕様はFig. 3の供試品と同一である。

まず、弁板側からC/Bを見て時計方向に回転している状況で、右側から強制力を作用させた場合の発生モーメントを検討する。

このとき、Fig. 9のように、C/Bはわずかに傾きその右側で斜板との間隔が大となる。すなわち、Fig. 8と同方向の斜板-C/B間の y 軸まわりの相対的傾き β_r が生じている。この場合、 $\alpha > 0$ の範囲では、Fig. 8と同様に考えられ、 α が零に近づくとき大きな復帰モーメントが発生する。しかし、 $\alpha \leq 0$ となっても斜板-C/B間の y 軸まわりの相対的傾きは、強制力によって反転にくく、従って、復帰モーメントの発生が抑制されることが予想される。

Fig. 10(1)に右側から強制力を加えた場合の実測結果を示すが、上述の発生原理からの予測と良い一致を

Fig. 9 Cylinder block tilted around on the y -axis by push bolt

示した。

また、反対に、C/Bの左側から強制力を加えた場合の実験結果をFig. 10(2)に示すが、これも発生原理から予測される結果と良い一致を示している。

この実験では、弁板とC/B間のシール状態を良好に保つ関係から強制力を大きくすることはできず、C/Bの y 軸まわりの傾きは非常に小さい。このため、傾角が反転すると、斜板トラニオン支持部発生力の変化に伴

Fig. 11 Cylinder block tilted around on the y -axis by inserted spacer

いy軸まわりの斜板の傾きに变化が生じ、斜板-C/B間のy軸まわりの相対的傾角を減じるため、x軸まわりの加振モーメント M_x が急減するものと考えられる。

6.2 ポートブロックを傾けた場合

Fig. 11のように、ポートブロックとケースの左側にスペーサを挿入し、ポートブロックを駆動軸に対して傾けた場合の斜板操作モーメントを調べた。実験結果はFig. 12となる。

この場合、C/Bの傾きは、駆動軸との結合部、及び駆動軸の軸受のクリアランスの範囲内では、ポートブロックの傾きとほぼ一致すると考えられ、前節の強制力を左側から加えたFig. 10(2)と同様の実験となる。ただし、この場合には、傾きが大きいために傾角が反転しても中立点近傍ではピストンの死点到達角度位置がほぼ斜板の左右位置にあり、常に、傾角 α 増加方向のモーメントが発生する。この場合も、前述の発生原理のモデルで良く説明できる。

以上の補足的実験により、中立点復帰モーメントの

Fig. 10 Effects of side forces acting on cylinder block

Fig. 12 Effect of tilt angle of cylinder block around on the y-axis

発生モデルの妥当性が明らかとなった。

7. 結 論

可変容量形斜板ピストンポンプの中立点復帰特性について、実験結果を基に検討を加え、この特性が、斜板ポンプ固有の特性であること、また、ピストン-C/B間摩擦力、及び斜板-C/B間のy軸まわりの相対的傾きが本特性発生的主要原因であることを推定し、補足実験により、その妥当性を明らかにした。

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所長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：アキシャ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ャルプランジャポンプにおける吐出し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) 井上淳，中里雅一：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)，油圧と空気圧，18—4，313/320，(昭62—7)
- 5) 井上淳，中里雅一：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2報)，油圧と空気圧，19—4，300/305，(昭63—7)
- 6) 奥島啓武他2名：抵抗線ひずみ計を利用せる切削3分力測定器，機論，21—110，709/711，(昭30—10)
- 7) Manhajm, J., Sweeney, D.C.: An investigation of hydraulic lock, Proc. Inst. Mech. Engrs Vol. 169, No. 42, 865/880, (1955)