平衡形ベーンポンプの圧力脈動に関する研究*

中 村 京 市^{*1}, 日 比 昭^{*2}
柳 田 秀 記^{*2}, 服 部 康 利^{*3}

Pressure Ripples of a Balanced Vane Pump

Keiichi NAKAMURA, Akira HIBI,
Hideki YANADA and Yasutoshi HATTORI

This paper describes an experimental and theoretical investigation of the delivery pressure ripples of a balanced vane pump which is commonly used for automobile power steering (PS) hydraulic systems. A linearized model which includes torsional vibration of the pump drive shaft is proposed. The backflow into the pumping chamber resulting from fluid compressibility is not taken into consideration in the mathematical model because the delivery pressure of PS hydraulic systems is relatively low. It is found that the delivery pressure ripple levels of the test pump become lower with decreasing speed and increasing delivery pressure. The theoretical calculation shows that it derives from the fact that the phase of the pressure ripple waveform caused by the leakage flow variation lags behind that caused by the theoretical flow variation by about 180 degrees. Torsional vibration of the drive shaft has influence on the pressure ripple levels.

Key Words: Fluid Power Systems, Power Steering System, Hydraulic Pmp, Vane Pump, Pressure Ripple, Flow Ripple, Resonance

1. 結 言

自動車用パワーステアリング(以下 PS と略記)の油圧システムは, 自動車搭載という立場から特に, 低振動, 低騒音化することが要求され, そのため油圧ポンプの吐出し圧力の低脈動化を実現することが重要である。

PS 用油圧ポンプには平衡形ベーンポンプがよく用いられている。平衡形ベーンポンプの吐出し圧力脈動の研究やそれと関連のある研究がいくつか行われ^{(1)~(6)}, 圧力脈動や騒音に及ぼす諸因子の影響などが調べられている。そして, ベーンポンプにおいても吐出し圧力が高いときには, 作動油の圧縮性に起因するポンプ作用室への逆流による吐出し流量の脈動が圧力脈動に支配的な影響を及ぼすことが報告されている⁽³⁾。

しかしながら, PS 用ベーンポンプでは吐出し圧力は最大 7 MPa 程度であるため, 作動油の圧縮性によって生じる吐出し流量の脈動よりも, 理論流量や漏れ

流量の角位置による脈動が圧力脈動に対して支配的であると思われる。これまで, 理論流量の脈動を左右するカム曲線の形状と圧力脈動⁽²⁾⁽⁶⁾や騒音⁽¹⁾との関係を調べた研究, および, 漏れ流量に影響する逃げ溝の寸法と圧力脈動の関係を調べた研究⁽²⁾⁽³⁾が行われている。しかし, 理論流量の脈動と漏れ流量の脈動がそれぞれの程度圧力脈動に影響しているかはほとんど明らかにされていない。

本研究では, 実験と理論解析の両方からベーンポンプの圧力脈動を調べ, 理論流量と漏れ流量の脈動が圧力脈動に及ぼす影響を明らかにする。また, ポンプ駆動軸のねじり振動が圧力脈動に及ぼす影響についても調べた。

記 号

C_f : ポンプ内部の粘性抵抗係数

D_{th} : 理論押しのけ容積

$G_1(s)$: 伝達関数

$G_2(s)$: 伝達関数

I : 電動機出力軸端からポンプロータまでの質量の慣性モーメント

j : 虚数単位 $= \sqrt{-1}$

* 原稿受付 平成 3 年 7 月 16 日。

^{*1} 正員, 豊田工機(株) (〒444-35 岡崎市市場町桐山 8)。

^{*2} 正員, 豊橋技術科学大学 (〒441 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘 1-1)。

^{*3} 東邦ガス(株) (〒456 名古屋市熱田区桜田町 19-18)。

K_e : 作動油の等価体積弾性係数

K_L : 漏れ係数 $= Q_L/P_1$

k : 駆動軸のねじり剛性

N_0 : 毎分回転数 $= 30\omega_{r0}/\pi$

P_1 : ポンプ出口圧力

Q_L : 漏れ流量

Q_{th} : 理論流量 $= D_{th}\omega_r$

$Q_0 = Q_{th} - Q_L$

Q_1 : ポンプ出口流量

s : ラプラス演算子

T_e : 作動油温度

t : 時間

V : ポンプ出口側の作動油体積

Z_0 : 負荷用絞りの流体インピーダンス

$= 2P_{10}/Q_{10}$

z : ベーンの枚数

δP : 圧力脈動の大きさ (peak to peak 値)

θ : ポンプロータの回転角

ω_r : ポンプロータの回転角速度

ω_{r0} : 電動機ロータの回転角速度

Δ : 各量の変動成分

添 字

0: 平均値

2. 供試ポンプの特性

研究の対象とした PS 用ベーンポンプはベーン底部に吐出し側の油が導かれた可動側板形のポンプであり、その断面構造図を図 1 に示す。側板には吐出しポートの大円弧部側のみに逃げ溝が加工されている。また、エンジン回転数に応じて油圧シリンダへの流量を調節するための流量制御弁が内蔵されているが、本研究ではポンプ本体の特性を明確にするために、流量制御弁を取り外して実験を行った。なお、供試ベーンポ

図 1 供試ベーンポンプの構造

ンプの平均理論押しのけ容積 D_{th0} は $1.270 \text{ cm}^3/\text{rad}$ 、ベーン枚数 z は 10 である。

図 2 は供試ベーンポンプの理論押しのけ容積の脈動波形である。これは、カムリング半径の実測値を用いて、ポンプ作用室内の圧力が $\theta=12^\circ$ と 72° でステップ状に切換わるものとして理論トルク波形を求めることにより算出したものである。 $\theta=0^\circ$ の位置は、特定のベーンが一方の小円弧部中央にあるときである。図 2 の値にポンプ軸角速度を乗じた値が理論流量脈動となる。供試ベーンポンプの場合、大円弧部ではカム曲線の半径は一定ではなく、吐出しポート側に向かってカム曲線の半径は約 3% 減少しており、わずかに予圧縮が与えられている。

図 3 は漏れ流量の変動波形の測定例である。漏れ流量の測定は、ポンプ軸を固定してポンプ出口側から圧力を作用させ、入口側に出てくる流量を測定することで行った。 $\theta=0^\circ$ の位置は図 2 と同じである。図 3 において、1 回転中に 10 回 (ベーン枚数と同じ) 現れているスパイク状の漏れ変動は、その生じる角度範囲が逃げ溝上をベーンが通過する角位置に対応していることから、逃げ溝によって生じたものと思われる。また、ベーン 1 枚分の角度範囲 ($360^\circ/z$) を周期として、吐出し側に位置するベーン枚数が変化することに対応して、漏れ流量の大きさが変化している。

図 4 は 3 箇所の角位置における漏れ流量の圧力依存性を示したものである。図 4 中に示されている角位置は図 3 と対応しており、 $\theta=30^\circ$ はスパイク状の漏れが生じている角位置、 $\theta=27^\circ$ はその直前の角位置である。供試ポンプは可動側板形であるため、漏れに対する圧力補償がなされていることが $\theta=12^\circ$ の結果か

図 2 理論押しのけ容積の脈動波形

図 3 漏れ流量の脈動波形

ら理解できる。 $\theta=27^\circ$ と 30° の場合は逃げ溝からの漏れが関係しているため、圧力依存性が現れている。

なお、この測定方法では作動油の温度を任意に変えて漏れ流量を測定することができないため、図3、4中に記されているように $T_e=25^\circ\text{C}$ における実測値を4章で記す理論解析に用いた。

3. 実験装置

圧力脈動測定用の実験回路は、PSポンプ出口側に負荷用の可変絞りを取付けただけの単純な回路である。キャビテーションを防止するためポンプ吸込み側には10 kPaの圧力を作用させた。PSポンプの駆動にはインバータモータを使用した。すなわち、2極の三相誘導電動機をインバータによって駆動することで、変速と同期速度(3 600 rpm)を超える高回転での実験を可能とした。ただし、実験装置の安全性を考慮して、最高回転速度は4 000 rpmに制限した。ポンプ負荷用の可変絞りは、圧力脈動に及ぼす管路系の影響を極力除くためにポンプ出口側に接近した位置に取付けた。吐出し圧力測定用の半導体式圧力変換器は供試ポンプ内部の吐出し側油路部分に取付けられている。また、回転角位置検出用のフォトダイオードセンサと駆動トルク測定用のトルク変換器が取付けられている。吐出し圧力やポンプ駆動トルクなどの脈動波形はデジタルメモリスコープで記録した。

なお、作動油は添加タービン油で、実験温度45～48℃における粘度と密度の平均値はそれぞれ0.032 Pa·s, 846 kg/m³である。

4. 理論解析

図5はポンプ駆動系を含めたモデルである。ベーンポンプの吐出し圧力脈動の理論解析はいくつか行われている⁽²⁾⁽³⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。本研究ではこれらの解析よりも単純化

し、以下の仮定のもとに線形近似して解析を行う。ただし、駆動軸のねじり振動を考慮している。

- (1) 電動機ロータの回転速度は一定である。
- (2) ポンプ吐出し側内部から負荷用絞り弁までの作動油は集中定数要素である。
- (3) 大円弧部および小円弧部の閉込み室内の圧力は、それぞれ吐出し圧力あるいは吸込圧力と等しい。
- (4) ベーンは離間しない。
- (5) ポンプの摩擦トルクは粘性摩擦トルク($=C_f\omega_r$)のみである。

変動成分で表した基礎方程式は以下のようなものである。

体積 V についての連続の式

$$\Delta Q_{th} - \Delta Q_L - \Delta Q_1 = \frac{V}{K_e} \frac{d\Delta P_1}{dt} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_{th} &= \omega_{r0} \Delta D_{th} + D_{th0} \Delta \omega_r \\ \Delta Q_L &= K_{L0} \Delta P_1 + P_{L0} \Delta K_L \\ \Delta Q_1 &= \Delta P_1 / Z_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ポンプ駆動軸のねじり振動方程式

$$\begin{aligned} I \frac{d^2 \Delta \omega_r}{dt^2} + C_f \frac{d\Delta \omega_r}{dt} + k \Delta \omega_r + P_{I0} \frac{d\Delta D_{th}}{dt} \\ + D_{th0} \frac{d\Delta P_1}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

式(1)～(3)をラプラス変換し、 $\Delta \omega_r(s)$ を消去すると式(4)が得られる。ただし、 $\Delta D_{th}(\theta) \equiv \Delta D_{th}(\omega_{r0}t)$ 、 $\Delta K_L(\theta) \equiv \Delta K_L(\omega_{r0}t)$ という近似を行っている。

$$\varepsilon_P(s) = G_1(s) \varepsilon_D(s) + G_2(s) \varepsilon_K(s) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \varepsilon_P(s) &= \Delta P_1(s) / P_{I0} \\ \varepsilon_D(s) &= \Delta D_{th}(s) / D_{th0} \\ \varepsilon_K(s) &= \Delta K_L(s) / K_{L0} \end{aligned}$$

また、伝達関数は以下のように表される。

$$G_1(s) = \frac{\frac{D_{th0}\omega_{r0}}{P_{I0}} A(s) - D_{th0}^2 s}{A(s)B(s) + D_{th0}^2 s} \quad \dots\dots\dots (5)$$

図4 漏れ流量の圧力依存性

図5 ポンプ系のモデル

$$G_2(s) = \frac{-K_{Lo}A(s)}{A(s)B(s) + D_{Ino}^2 s} \dots\dots\dots (6)$$

ここで,

$$A(s) = Is^2 + C_s s + k$$

$$B(s) = \frac{V}{K_e} s + \frac{1}{Z_0} + K_{Lo}$$

図2, 3に示した押しのけ容積と漏れ流量の変動波形をベーン1枚分の角度範囲についてフーリエ解析し, ε_D と ε_K を次のように15次のフーリエ級数で近似する.

$$\varepsilon_D(t) = \sum_{m=1}^{15} a_m \sin(mz\omega_{r0}t + \psi_m) \dots\dots\dots (7)$$

$$\varepsilon_K(t) = \sum_{m=1}^{15} b_m \sin(mz\omega_{r0}t + \chi_m) \dots\dots\dots (8)$$

これらの式と周波数伝達関数 $G_1(jmz\omega_{r0})$, $G_2(jmz\omega_{r0})$ により, 各周波数成分の圧力脈動を式(4)から求め, それらを加えて圧力脈動波形を求めた.

5. 結果と考察

図6は4章の方法による圧力脈動波形の計算過程の一例であり, $N_0=1\,200\text{ rpm}$ (125.7 rad/s), $P_{10}=3.92\text{ MPa}$ の場合について示した. 曲線①は理論押しのけ容積をカムリングの実測寸法から求めた波形, 曲線②は①をフーリエ級数で近似した波形, 曲線③は実測した漏れ流量波形, 曲線④は③をフーリエ級数で近似した

波形である. 曲線②, ④はそれぞれ①, ③とよく一致している. 曲線⑤は押しのけ容積の脈動 ε_D のみによって生じる圧力変動波形 [式(4)の右辺第1項によるもの] の計算結果であり, 曲線⑥は漏れ流量の脈動 ε_K のみによって生じる圧力脈動波形 [式(4)の右辺第2項によるもの] の計算結果である. また, 曲線⑦は⑤と⑥を加えた波形である.

図6に示されているように, ⑤と⑥は位相が約 180° ずれており, 理論流量の脈動による圧力脈動を漏れ流量の脈動による圧力脈動が打ち消す形となっている. このような現象は, 押しのけ容積が最小となる角位置付近で漏れが大きくなる一般的な歯車ポンプやピストンポンプでは見られず, ベーンポンプに特有な特性と思われる. この特性を有効に利用すれば, 理論流量の脈動をある程度残すことにより, 特定の作動条件における圧力脈動を非常に小さくできることになる. なお, 理論計算における作動油の等価体積弾性係数の値は圧力脈動波形が実験結果とよく一致するように $K_e=410\text{ MPa}$ とした. また, $V=25\text{ cm}^3$ である.

図7, 8は圧力脈動に及ぼす圧力と回転速度の影響を調べたもので, 実測値と計算値の比較も示されている. 図7は圧力脈動波形を, 図8は圧力脈動の大きさ

図6 圧力脈動波形の計算過程
($N_0=1\,200\text{ rpm}$, $P_{10}=3.92\text{ MPa}$ の場合)

(a) $N_0=1\,200\text{ rpm}$

(b) $N_0=2\,400\text{ rpm}$

図7 圧力脈動波形

図 8 圧力脈動の大きさ

を示している。図 7 の最下部のパルス信号は回転角位置検出用のフォトダイオードセンサの出力である。図 7, 8 からわかるように、圧力脈動に及ぼす圧力の影響を見ると、ポンプ出口圧力の増加とともに圧力脈動は小さくなっている。これは、圧力の増加により漏れ流量変動が大きくなることによって、理論流量の脈動が引き起こす圧力脈動を打ち消すように作用するためである。ただし、回転速度の増加とともに理論流量の脈動が大きくなるため、圧力脈動の大きさは回転速度が高くなるにつれて圧力の大きさの影響を受けにくくなっている。以上のことから、ベーンポンプの圧力脈動の低減を検討する際には、カム曲線の形状だけでなく漏れ特性も併せて検討することが必要である。

図 7, 8 に示されている計算結果は実験結果と大体良好な一致を示しているが、圧力脈動波形の細部や低回転、高圧時の圧力脈動の大きさに相違が見られる。これらは、理論押しのけ容積の脈動波形を求める際に行った、ポンプ室内の圧力がステップ状に切換わる、という仮定が実際と異なり、理論押しのけ容積の脈動波形が正確に算出されていないことが主な原因と思われる。

ところで、図 8 において、 $N_0=1640$ rpm 付近では圧力脈動がその前後の回転速度における値よりも小さくなっている。この回転速度における圧力脈動の基本

波成分の角周波数は $z\omega_{r0}=1720$ rad/s であり、これは別途測定した駆動軸のねじり振動の固有角周波数と一致している。また、本論文中には示していないが、この回転速度付近では駆動トルクの脈動振幅は大きくなっており、このことから駆動軸のねじり振動との共振によるものであることがわかる。駆動軸にトルク変換器を挿入したことによる軸剛性の低下のためにこのような共振現象が現れたが、駆動軸剛性が高い場合には現れない。このような駆動系との共振現象は服部⁽⁵⁾によってベルト駆動の場合について報告されている。ただし、ベルト駆動では図 8 とは反対に共振点での圧力脈動は大きくなると報告されている。このように、ポンプの圧力脈動を精度よく計算するには駆動系の動特性も考慮することが必要である。

6. 結 言

本研究では、車両に搭載されている PS 用平衡形ベーンポンプを用いて、その圧力脈動特性を実験と理論によって調べた。従来ほとんど明確にされていなかった理論流量や漏れ流量の脈動と圧力脈動との対応を明らかにした。また、駆動軸の剛性の大きさによっては、実用速度範囲で駆動軸のねじり振動の影響が圧力脈動に現れることを示した。

文 献

- (1) 高橋・高橋, 油圧と空気圧, 9-2(1977), 104.
- (2) 服部, 機構論, No. 790-10(1979), 339.
- (3) 小嶋・ほか 2 名, 機論, 49-443, B(1983), 1458.
- (4) 服部・鈴木, 昭和 59 年春季油空圧講演会論文集, (1984), 77.
- (5) 服部・鈴木, 昭和 59 年秋季油空圧講演会論文集, (1984), 65.
- (6) 服部・鈴木, 昭和 60 年春季油空圧講演会論文集, (1985), 33.
- (7) Seet, G. G., ほか 2 名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 199-B 4(1985), 247.
- (8) Watton, J. and Watkins-Franklin, K. L., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 204-A 4(1990), 269.
- (9) 上野・ほか 2 名, 機論, 53-490, B(1987), 1742.