研究論文

可変容量形ベーンポンプにおけるベーンの挙動
（第1報 圧力上昇過程のベーン離間現象）*

西海孝夫**, 前田照行***

Motion of the Vane in a Variable Displacement Vane Pump
(1st Report: On the Vane Jumping Phenomenon in the Process of Compression)

Takao NISHIUMI, Teruyuki MAEDA

In a variable displacement vane pump, the vane jumping phenomenon—vanes detaching from the cam ring—causes the pressure fluctuations and decreases the volumetric efficiency.

This paper describes the reason why the marked detachment of vanes takes place in the process of compression from the suction port to the delivery port. We have measured the movements of the vane by an eddy current displacement sensor which was mounted in the rotor. Setting the eccentricities of the cam ring to the rotor, we could show the motion locus of the vane tip, and also obtain the angular position of the detachment and re-attachment of the jumping vane. It was found that the maximum distance between the jumping vane and the cam ring reaches to about 0.8mm.

By examining the pressure of the pumping chamber, it is clear that the vane jumping is caused by excess pre-compression at the dead-volume zone, not by the surge pressure due to back-flows from the delivery side. Furthermore, in order to compare with the experimental results, the pressure of the pumping chamber and the motion of the vane tip have been simulated by applying an equation of continuity to the pumping chamber and an equation of motion to its forward vane respectively. Consequently, the calculation results approximately agree with the experimental values regarding the positional deviation of the eccentricities.

Keywords:

Fluid Power Pump, Vane Pump, Vane Jumping Phenomenon, Pumping Chamber, Pressure Fluctuations

1. 緒 言

可変容量形ベーンポンプは、負荷圧力の増大に伴ってカムリングが移動し流量を減少させる圧力補償機構を有しているために、特に保圧回路に利用した場合エネルギー損失が少ない。しかも、ピストンポンプに比較して部品点数が少なく小型軽量で、安価であるために、産業用、車両用の油圧源として広範囲に利用されている。しかし、ベーンポンプは可動部分の多さから部材の振動や、作動流体の漏れを誘発し、さらに圧力脈動、騒音となって油圧システムならびに作業環境に

悪影響を及ぼすことが知られている。

ベーンがカムリング内壁から離れるベーンの離間現象¹⁾はその代表例である。このベーンの離間はベーン先端隙間からの漏れによって体積効率の低下や流量脈動^{2),3)}を誘発し、ベーンがカムリングに再付着するときに激しい衝撃音⁴⁾を生じる。反面、ベーンのカムリングへの押しつけ力を過度にすると異常摩擦⁵⁾を引き起こすので、ベーン先端とカムリング内壁との接触状態は重要な問題の一つである。

ベーンの挙動に関しては、直接観察、塗料法、電気接触法等の実験方法を用いて、回転角度に対して四つの離間領域があることを明らかにした上野らの研究⁶⁾がある。離間した後のベーン軌跡は流量脈動やカムリングへの衝突による影響を推定する上で極めて重要であるが⁷⁾、ベーン軌跡を高速度カメラによって直接観察しているだけで⁸⁾、ポンプ室圧力との関係や計算結果との比較については全く言及していない。また、ベ-

*平成4年6月17日 原稿受付

**防衛大学校航空宇宙工学教室

(所在地 〒239 神奈川県横浜須賀町水1-10-20)

***成蹊大学工学部

(所在地 〒180 東京都武蔵野市吉祥寺北町3-3-1)

ンの周囲に作用する非定常圧力を実験的に求めた鄭らの研究⁸⁾があるがベーンの挙動を解析するには至っていない。

本報においては、ポンプ室が吸込ポートから吐出しポートへ遷移する圧力上昇過程で発生する顕著なベーン離間現象に着目し、ロータ軸内に埋め込んだうず電流式変位センサによってベーンの挙動を計測した。また、一般的可変容量形ベーンポンプにおいては、閉じ込み部（シール区間）で適切な圧力遷移を得るように、圧力補償用ばねに対して直角方向に、カムリングの位置（本報ではy軸方向偏心量 e_y ）が調整されているが、これらに関する報告も見当たらない。ここでは、y軸方向偏心量 e_y はベーンの離間に重大な影響を与えていることなどを明らかにした。すなわち、実験条件としてボデー（ロータ）とカムリング中心の相対位置を変化させて、離間中のベーン軌跡を計測し、ポンプ室圧力とベーン離間との関連性を明らかにした。さらに、圧縮性を考慮した連続の式をポンプ室に適用し、またポンプ室の前方側ベーンの運動方程式と連立した微分方程式をRunge-Kutta法によって解き、ポンプ室圧力およびベーン軌跡の数値計算を行い、実験結果と比較検討した。

記 号

A_d, A_s : 吐出しポート, 吸込ポート開口面積
 b_v : ベーンの幅
 c_d, c_s, c_v : 各部の流量係数
 e_x, e_y : x軸 (圧力補償用ばね), y軸 (圧力補償用ばねに対して直角) 方向のボデーとカムリングの偏心量
 Δe_y : y軸方向偏心量の位置偏差 (ボデー中心とロータ中心間の距離)
 F_0 : ベーンに働くカムリングから反力
 F_1, F_2 : ベーンに働くロータからの反力
 f_i : ベーンに働く慣性力
 f_c : ベーンに働くコリオリの力
 $f_{pb}, f_{pd}, f_{pda}, f_{pp}, f_{ppo}$: ベーンに働く油圧力
 $f_{vb}, f_{vd}, f_{vda}, f_{vp}, f_{vpo}$: ベーンに働く粘性摩擦係数
 $f_{p\eta}, f_{v\eta}, f_{c\eta}$: η (ベーン運動) 方向の油圧力, 粘性摩擦係数, ロータからの反力による摩擦係数
 K_p : 作動油の体積弾性係数
 L_v : ベーンの高さ
 m_v : ベーンの質量
 n : 回転数
 P_d, P_s, P_o : 吐出し圧力, 吸込圧力, ドレーン圧力 (大気圧)

P_p : ポンプ室圧力
 q_b, q_c, q_d, q_s, q_v : 各部の漏れ流量 (Fig. 1)
 R_{bo} : 背圧ポートの外周半径
 R_{ci}, R_{co} : カムリング内側, 外側の半径
 R_{ro} : ロータ半径
 R_v : 前方側ベーンの先端軌跡 (ボデー中心 o からベーン先端までの距離)
 t_v : ベーンの厚さ
 U_v : ベーン速度 ($= -dR_v/dt$)
 V_p : ポンプ室体積
 z : ベーンの枚数
 α : ベーンの運動に関する係数 ($= U_v / |U_v|$)
 β : ベーンの姿勢変化に関する係数 ($= (f_{pd} - f_{pp}) / |f_{pd} - f_{pp}|$)
 δ : 離間量 (ベーン先端とカムリング内壁との距離)
 $\delta_{vs}, \delta_{rs}, \delta_{cs}$: ベーン, ロータ, カムリングと側板間の隙間
 δ_{vr} : ベーンとベーン溝間の隙間
 θ : ベーンの回転角度
 λ_c : ベーンとカムリングの摩擦係数
 λ_r : ベーンとベーン溝の摩擦係数
 μ, ρ : 作動油の粘度, 密度
 ω : 回転角速度

2. ベーン運動に関する基礎式

ベーン運動に関する基礎式は次のような仮定の下に求められる。Fig. 1において、

- (1) ポンプ室を構成する後方側ベーンの先端およびベーンとベーン溝間の漏れを無視する。
- (2) ベーン, ロータ, カムリングと側板との隙間は両側均等とする。
- (3) ポンプ室を構成する前方側ベーン (本報で離間現象の対象となるベーン) の先端の圧力分布はベーン中心線を境として各々の圧力と等しい。
- (4) ベーン背部 (底部) の圧力は吐出し圧力と等しい。
- (5) ベーン, カムリング等の部材の変形および振動を無視し、ボデー中心とロータ中心は一致するものとする ($\Delta e_y = 0$)。

Fig. 1に矢印で示すような漏れ流量を想定した場合、圧縮過程でのポンプ室内における圧力 P_p の変化は、圧縮性を考慮した連続の関係を適用することによって次式で与えられる²⁾。

$$\frac{dP_p}{d\theta} = \frac{K_p}{V_p \omega} \{ (q_d - q_s + q_b - q_c + q_v) - \omega \frac{dV_p}{d\theta} \} \quad (1)$$

ただし、

Fig. 1 Pumping chamber in the process of compression

$$q_d = \frac{l_1 \delta_{vs}^3}{6\mu l_v} (P_d - P_p) + c_d A_d \frac{(P_d - P_p)}{|P_d - P_p|} \sqrt{\frac{2|P_d - P_p|}{\rho}}$$

$$q_s = \frac{l_1 \delta_{vs}^3}{6\mu l_v} (P_p - P_s) + c_s A_s \frac{(P_p - P_s)}{|P_p - P_s|} \sqrt{\frac{2|P_p - P_s|}{\rho}}$$

$$q_b = \frac{\pi \delta_{rs}^3 (P_d - P_p)}{3z\mu \log_e (R_{ro}/R_{bo})}, \quad q_c = \frac{\pi \delta_{cs}^3 (P_p - P_o)}{3z\mu \log_e (R_{co}/R_{ci})}$$

$$q_v = c_v b_v \delta \frac{(P_d - P_p)}{|P_d - P_p|} \sqrt{\frac{2|P_d - P_p|}{\rho}}, \quad l_1 = R_v - R_{ro}$$

$$R_v = R_v(\theta), \quad A_d = A_d(\theta), \quad A_s = A_s(\theta)$$

$$V_p = V_p(\theta, e_x, e_y).$$

Fig. 2はポンプ室の前方側ベーンに働く力を示したものである。 η, ξ 方向の力、ベーンを中心線を通る先端部 o 回りのモーメントの釣合い条件を考え、微小項を省略すればカムリングからの反力は次式で得られる⁷⁾。

$$F_0 = -\frac{\alpha \beta \lambda_r (l_2 + l_1)}{l_2 - l_1} f_\xi - f_\eta + \frac{2\alpha \beta \lambda_r N_f}{l_2 - l_1} \quad (2)$$

ベーンが離間しているか否かの判別に関しては、 $F_0 > 0$ の場合、カムリングに付着し、 $F_0 \leq 0$ の場合、離間を生じていると考える。

ここに、

$$\left. \begin{aligned} f_\xi &= -f_c - f_{pda} + f_{ppo} - 2f_{v\omega} \\ f_c &= 2m_v \omega^2 (dR_v/d\theta) \\ f_{pda} &= b_v l_1 P_d, \quad f_{ppo} = b_v l_1 P_p \\ f_{v\omega} &= \mu l_v \omega \{ R_v^2 - (R_v - L_v)^2 \} / (2\delta_{vs}) \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} f_\eta &= -f_i - (f_{pb} - f_{pda} - f_{ppo}) - 2(f_{vr} + f_{vs}) \\ f_i &= m_v (R_v - L_v/2) \omega^2 - m_v (d^2 R_v/d\theta^2) \omega^2 \\ f_{pb} &= b_v l_v P_d, \quad f_{pda} = b_v l_v P_d/2, \quad f_{ppo} = b_v l_v P_p/2 \\ f_{vr} &= \mu b_v (l_2 - l_1) U_v / \delta_{vr}, \quad f_{vs} = \mu b_v L_v U_v / \delta_{vs} \end{aligned} \right\} (4)$$

Fig. 2 forces acting on the forward vane

$$\left. \begin{aligned} N_f &= -L_v f_c/2 - l_1 (f_{pd} - f_{pp})/2 - t_v (f_{pda} - f_{ppo})/4 \\ &\quad - 2(R_v - R_{v\omega}) f_{v\omega} \\ R_{v\omega} &= (2/3) \{ R_v^3 - (R_v - L_v)^3 \} / \{ R_v^2 - (R_v - L_v)^2 \} \end{aligned} \right\} (5)$$

である。つぎに、 $F_0 = 0$ とすることによって、離間後のベーンの運動方程式は次式で表すことができる。

$$\frac{d^2 R_v}{d\theta^2} = R_v - \frac{L_v}{2} + \frac{f_\eta + f_{v\eta} + f_{c\eta}}{m_v \omega^2} \quad (6)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} f_{p\eta} &= f_{pda} - f_{pda} - f_{ppo}, \quad f_{v\eta} = 2(f_{vr} + f_{vs}) \\ f_{c\eta} &= \alpha \beta \lambda_r (F_1 + F_2) \\ F_1 &= \{ (\alpha \lambda_r t_v/2 - l_2) f_\xi + N_f \} / (l_2 - l_1) \\ F_2 &= \{ (\alpha \lambda_r t_v/2 - l_1) f_\xi + N_f \} / (l_2 - l_1) \end{aligned} \right\} (7)$$

である。計算手順は、ポンプ室の圧縮開始以前の角度である $\theta = 90^\circ$ (Fig. 1) から初期条件として式(1)中で $P_p = P_s$, $q_v = 0$ と置き、刻み角度 $\Delta\theta = 0.001^\circ$ でRunge-Kutta法を用いて微分方程式を解きポンプ室圧力 P_p を求める。式(2)で離間の判別を行い $F_0 \leq 0$ であるならば、式(1)と(6)とを連立した微分方程式を解いてポンプ室圧力 P_p ならびに前方側ベーン先端軌跡 R_v を得る。また、計算に用いた諸係数は本報において $c_d = c_s = c_v = 0.6$, $\lambda_c = 0.08$, $\lambda_r = 0.02$, $K_p = 0.343 \text{ GPa}$, $\mu = 0.0392 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ とした。

3. 実験装置および実験方法

本研究で用いた実験用ベーンポンプをFig. 3に、主要な諸元をTable 1に示す。このポンプは内部部品にセンサ等を組み入れるために改造したものである。ここで、Fig. 3 (a)において、 θ は対象とするベーン②の角度であり、 θ の基準は、 y 軸の負方向とし、回転方向は反時計回りとした。対象とするポンプ室③はこのベーンの後方部を表す。ロータ（ロータ軸）①には、11条のベーン溝があり、その1条にうず電流式変位センサ⑥（ $\phi 7.9$ 特注品）をFig. 3(b)のように配置し、矢印で表したベーン②のラジアル方向の動きを定量的に測定した。さらに、ベーンの挙動をは握するためには、ベーンに働く力、特にベーン、ロータ、カムリング、側板で囲まれたポンプ室③の圧力変化を知る必要がある。そこで、同一形状寸法を有するロータ軸を用意し、半導体小型圧力変換器を同様に埋め込み、別実験によってポンプ室圧力を測定した。

カムリング⑤は、圧力変動による振動を防ぐため、ばね定数の大きいばねを用いて圧力補償制御用ばね力を十分に大きくとって、固定状態とした。また、ポデー中心からカムリング中心までの x 軸方向偏心量 e_x および y 軸方向偏心量 e_y をそれぞれ設定できる機構とした。これによって、ポンプ室の幾何学的体積変化を調整することができる。側板の一方には作動油を流入出するためのポートプレート、他方には全く溝の無いカバープレートを用いた。ポートプレートの背圧ポートには、解析を容易にするため全周にわたって環状の溝を切り、

Table 1 Dimensions and operating conditions

t_v	2.265mm	R_{ro}	34.0mm
b_v	28.3mm	R_{ci}	37.554mm
L_v	11.94mm	δ_{vs}	0.03mm
m_v	6.14×10^{-3} kg	δ_{rs}	0.028mm
z	11	δ_{cs}	0.019mm
ω	125.7rad/s	δ_{vr}	0.02mm

ベーン底部の背圧室④に常に一定の吐出し圧力を導入した。

Fig. 3(b)に示すように、ベーン挙動はセンサと測定物とのなす重合面積の変化に対応する出力電圧変化を検出して測定を行った。ベーン位置と電圧の関係は、カムリングを x 軸方向で最大偏心状態 $e_x=2.5$ mmで固定し、ベーン背圧室に別ポンプから圧油（0.5MPa）を導入して $n=500$ rpmで回転させ動的な校正を行い、最小自乗法によって得た結果を用いた。

Fig. 4に実験回路図および測定系を示す。変速形電動機によって駆動される供試ポンプ内の作動油（ISO VG32）はポンプ室で圧力変化を受けた後、絞り弁で調圧され、油圧フィルタ、流量計を経て、熱交換器で油温を $30 \pm 2^\circ\text{C}$ で一定に保たれ油タンクに戻る。変位センサ並びに圧力変換器の出力電圧は、スリップリングを介して回転系から取り出され、アンプで増幅された後デューダレコーダに記録される。その際、回転角度位置を検出するために、対象とするベーンの入ったベ-

(a) Variable displacement vane pump

(b) Eddy current displacement sensor

Fig. 3 Schematic of the test pump

すなわち、Fig. 2および式(4), (6), (7)から η 方向のベーンに働く力は

$$f_{pb} + f_{v\eta} + f_{c\eta} + f_i - (f_{pdo} + f_{ppo}) = 0 \quad (8)$$

であるので、Fig. 7(a)において機械的圧縮によってポンプ室圧力が上昇すると f_{ppo} が増大し、式(8)中の他の力に打ち勝って離間が発生する。一方、 $e_y = +0.2\text{mm}$ の条件に対応するFig. 7(b)では、ポンプ室の圧力上昇時にベーンは吐出しポートの始端にかかり、ベーン先端部の圧力分布は図中の破線で囲んだ部分に示すようになり、大きな圧力も発生せず、ベーンの離間も生じないものと考えられる。このことは、閉じ込み部がベーン1ピッチ分に相当するポートプレート（ゼロラップ）を用いた別途の実験においてもベーン離間は確認されておらず、この考察を裏付けている。

圧力上昇過程における、圧力オーバシュートの発生要因は一般に①吐出しポートからの高压油の逆流⁹⁾と②ポンプ室の幾何学的体積変化による過剰圧縮¹⁰⁾が考えられる。しかし、本研究の範囲においては、ベーン離間の原因は閉じ込み部での過剰な予圧縮に起因している。

Fig. 8は e_y を横軸にとって、ポンプ室圧力とベーン離間についての相互の関係を表したものである。ポンプ室圧力 P_p が吐出し圧力 P_d に等しくなる角度 θ_{pd} の直後にベーンの離間が開始(θ_{jb})していることが分かる。また、ポンプ室体積が圧縮を開始する角度 θ_c は幾何学的条件により次式(9)で表され、その計算値を同図中に示す。

$$\theta_c = 180/z + 90 + \tan^{-1}(e_y/e_x) \quad (9)$$

P_p が上昇を開始する角度 θ_{ps} を θ_c と比較すると、両者の間には $5 \sim 10^\circ$ の遅れがあることが分かる。この理由としては次のことが挙げられる。本研究で用いられた e_y は無負荷の状態ではポデー中心からカムリング中心までの y 軸方向の距離をとったものである。しかし、ポンプ

Fig. 7 Models of forces acting on a vane

が回転して圧力が発生する運転状態では、吐出しポート部のカムリング内周、およびロータ外周に力が加わり¹¹⁾実際の e_y は無負荷の状態より大きくなっていると考えられる。 y 軸方向において、カムリングは強制的に支持されているが、一方、ロータ軸に関しては、ジャーナル軸受との隙間は約 0.1mm ある。さらに、ロータ軸、カムリング等の圧力による変形¹²⁾を考慮に入れて 0.1mm 以上の位置偏差が見込まれるので、 y 軸方向偏心量の位置偏差 $\Delta e_y = 0.3\text{mm}$ を仮定し、式(9)で e_y の代わりに正味の y 軸方向偏心量 $e_y + \Delta e_y$ を用いて θ_c を修正したものが θ_g である。Fig. 8に見るように実験値 θ_{ps} は計算値 θ_g とほぼ一致する。

Fig. 9は Δe_y を考慮に入れて数値計算を行った例である。Fig. 5の実験結果と同様に、 $e_y = +0.2\text{mm}$ の場合ではベーン軌跡の落ち込みを生じておらず計算結果からも閉じ込み部でのポンプ室の過剰な予圧縮がベーン離間の原因であると考えられる。離間を表すベーン先端軌跡 R_b の落ち込みは e_y が正側に大きくなるに従って少なくなり、離間量 δ は減少し、離間開始角度 θ_{jb} も遅れていることが分かる。また、ポンプ室圧力 P_p に関しても e_y が正側に大きくなるに従って圧力の開始角度 θ_{ps} は遅れ、さらに $e_y = +0.2\text{mm}$ ではサージ圧力が小さくなっており、実験結果と比較して定性的によい一致を示しているといえる。

4.2 x軸方向偏心量 e_x の影響

Fig. 10は y 軸方向偏心量 $e_y = -0.2\text{mm}$ における、 x 軸方向偏心量 e_x を変化させた時の実験結果である。ポンプ室体積 V_p が幾何学的に圧縮を開始する角度 θ_c を式

Fig. 8 Angular position of vane jumping

(9)から算出すると、 $e_x=0.5$ および 1.5mm の場合、吸込ポート部の $\theta_c=84.6$ および 98.9° である。しかし、ポンプ室は吸込ポート部から圧縮行程を開始しているが、実際にはポンプ室圧力 P_p は吸込ポート終端である 101.3° (Fig. 6)付近から圧力上昇を生じている。また、 e_x が大きくなるに従って、ベーン先端軌跡 R_b の落ち込みの程度は大きく、 $\theta_{je}-\theta_{jb}$ に相当する離間区間（離間開始から再付着までの角度）も長いことが分かる。 e_x を大きく設定することは $dV_p/d\theta$ が大きくなることを意味し、上記の実験結果もまた、前述した考察結果にあるように「圧力上昇過程におけるベーン離間の原因は閉じ込み部の過剰な予圧縮である。」ことを立証するものである。

Fig. 11はFig. 10と同一条件下での計算結果であるが、Fig. 10とほぼ類似した挙動を表している。実験結果に対比して計算結果はベーンの離間開始角度 θ_{jb} および再付着角度 θ_{je} が全体的に早まっており、特に、 θ_{je} に関しては $20\sim 30^\circ$ の差がある。この一因としては、計算モデルにおいて、ベーン先端に働くスキーズ効果を考慮していないが、実際には再付着の際にベーン先端部にスキーズ効果が働き、ベーン先端部の油圧力の増大を招き離間区間の増大を助長する結果となった

と考えられる。

Fig. 12はFig. 10, 11の実験および計算結果をもとにして最大離間量 $\delta_{\max}$ を e_x に対して表したものである。図から、実験結果と計算結果は定性的に一致し、定量的にも比較的良好な結果を示しており、測定方法の妥当性及び計算モデルの有効性を示すことができた。また、最大離間量は $\delta_{\max}=0.8\text{mm}$ と極めて大きくベーンポンプの性能を評価する上で離間現象を考慮することは重要であると考えられる。

5. 結 言

圧力上昇過程で発生する顕著な離間現象について、ロータに内蔵したセンサを用いて、 x, y 軸方向偏心量 e_x, e_y を変化させベーン挙動ならびにポンプ室圧力を測定した。さらに、計算結果との比較をすることによって実験の確証を行い以下のことが明らかになった。

(1) x 軸方向偏心量 $e_x=2.5\text{mm}$ の場合、 y 軸方向偏心量 $e_y=+0.2\text{mm}$ においてベーン離間は生じていない。また $e_y=+0.2\text{mm}$ を除く例では、 e_y が正側に大きくなるに従って離間量 δ は減少し、離間開始角度は遅れる。

(2)ベーン離間の原因は、吐出しポートからの逆流によるサージ圧力ではなく、閉じ込み部におけるポンプ

Fig. 9 Calculation results for the changes e_y

Fig. 10 Experimental results for changes e_x

Fig. 11 Calculation results for the changes e_x

Fig. 12 Relationship between e_x and $\delta_{\max}$

室の過剰な予圧縮によるものである。

(3)ポンプ室の圧力上昇が始まる角度は、幾何学的体積変化によって圧縮を開始する角度から遅れている。軸受の隙間、部材の変形等を考慮に入れて y 軸方向偏心量の位置偏差を $\Delta e_y = 0.3\text{mm}$ とすると計算結果と一致する。

(4)実験結果および計算結果から、 x 軸方向偏心量 e_x の増大に伴って離間量 δ は増加し、最大離間量は $\delta_{\max} = 0.8\text{mm}$ にも達する。

最後に、本研究の一部は平成元年度文部省私立大学研究設備等整備費補助金によって助成を受けたものであることを記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 日本油空圧学会編：油空圧便覧，228，オーム社
- 2) 服部：ベーンポンプの吐出流量脈動に関する理論解析，機講論，No. 790-10，339/341 (1979)
- 3) 小嶋，品田，吉野：油圧ポンプの流体伝ば騒音に関する研究（第2報 平衡形ベーンポンプの吐出し圧力脈動），機論B編，49-443，1458/1467 (1983)
- 4) 橘川：ベーンポンプの騒音発生要因，油圧技術，'83-1，22/29 (1983)
- 5) 上野，田中，岡島：ベーンポンプにおけるベーンとカムリングの摩擦，機論B編，52-480，2990/2997 (1986)
- 6) 上野，岡島：ベーンポンプにおけるベーンの離間現象，機論B編，52-477，2152/2157 (1986)
- 7) 上野：ベーンポンプのベーンとカムとの接触（摩擦・摩擦特性およびベーン離間現象），油圧と空気圧，14-1，10/16 (1983)
- 8) 鄭，京極，中原：油圧ベーンポンプとベーン周囲の非定常圧力測定，機論B編，54-504，2047/2054 (1988)
- 9) 堀内：減圧機構式単段高压ベーンポンプ，昭和46年春期油空圧講演論文集，45/50 (1971)
- 10) 上野，岸岡，森本：可変容量形ベーンポンプの特性に関する研究（第2報 ベーンによる摩擦トルク特性について），油圧と空気圧，9-1，38/45 (1978)
- 11) A.M. Karmel: A Study of the Internal Forces in a Variable-Displacement Vane-Pump-Part 1: A Theoretical Analysis, Trans. ASME, ser. I, Vol. 108, 227/232 (1986)
- 12) 永田，久保田：平衡形ベーンポンプの内部圧力シミュレーション，平成3年春期油空圧講演論文集，5/8 (1991)