絞り弁式油圧サーボ機構に発生する 不安定振動について

(第1報, 3種のモードの振動特性)

加藤 仁^{*1}, 丸井悦男^{*2}, 橋本正俊^{*3}
洞口 巖^{*3}, 柴田昌明^{*4}

On the Unstable Vibration Occurring in a Hydraulic Servomechanism Controlled by a Throttle Valve (1st Report, Characteristics of Three Modes of Vibration)

Shinobu KATO, Etsuo MARUI, Masatoshi HASHIMOTO,
Iwao HORAGUCHI, and Masaaki SHIBATA

In the present study, the unstable vibration occurring in a hydraulic servomechanism controlled by a throttle valve is treated. The observed vibrations are classified into three modes, the frequencies of which are different from each other, according to the disturbance added to the throttle valve. Two modes of vibration, having higher frequencies, are called mode I_A and mode I_B vibrations, the remaining of lower frequency is called a mode II vibration. The vibration properties of these modes are considered to be closely related to the dynamic characteristics of the thrust force acting on the throttle valve. The simulation of modes I_A and I_B is carried out considering the dynamic characteristics of the thrust force. The simulation result agrees well with the experimental result, in the wave form, frequency and the configuration of the limit cycle.

Key Words: Control Devices, Vibration, Hydraulic Servomechanism, Throttle Valve, Thrust Force, Time Lag, Limit Cycle

1. ま え が き

応答性がよいこと, わずかな入力で大きな出力がえられること, 構造が簡単で低価格であることなどの優れた特徴をもつため, 油圧サーボ機構が位置決め機構として使用されることが多い。

油圧サーボ機構には, スプール弁, ノズル・フラップ系, 噴射管などによるものがあるが, このうちスプール弁を用いたものは案内弁方式と絞り弁方式のものとに大別される。前者の機構は, 案内弁スプールの動きにより油流の方向を変えて位置を制御するものである。この方式の特性については従来からよく研究され, 弁と油柱の相互作用⁽¹⁾, 油の圧縮性⁽²⁾, 負荷の周期的変動⁽³⁾などにより不安定振動の発生することが報告されている⁽⁴⁾。またこのサーボ機構を倣い切削に用いたときの問題点など⁽⁵⁾⁽⁶⁾も明らかにされている。

一方, 絞り弁式油圧サーボ機構は, 絞り弁の開度に対する背圧変化により位置を制御するもので, 制御弁

の特性により応答性を広範囲に変えうるなどの特徴をもつため, かなり実用に供されている⁽⁷⁾。この方式のサーボ機構の応答特性については詳細に検討されているが⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾, しばしば体験される不安定振動に関してはまだ十分な検討が行われていないのが現状である。

絞り弁式油圧サーボ機構の不安定振動は, 主に制御弁自身の不安定によるものとフィードバック回路を閉じたときの回路全体としての不安定に起因するものと考えられる。本研究では, 制御弁自身の不安定現象について明らかにするため, フィードバック回路を開いたいわゆる開ループ系に発生する不安定振動について検討した。

2. 実験装置および方法

絞り弁式油圧サーボ機構の概略を図1に示す。本実験では, フィードバック回路を取除いた開ループ系について議論した。図1に示すように, 油圧源から供給された油(圧力 P^* , 流量 q^*)は管路(長さ l_p , 内径 $2a$)を通り, ピストン右側の高圧室(輪状断面積 A_0 , 圧力 P_0)に入る。高圧室を満した後, 流量 q_1 の油は固定絞り(直径 D , 絞り重なり長さ L , 間げき s_1 の狭い環状すきま)を通して圧力が P に低下し, ピストン左側の低圧室(輪状断面積 A)を満す。その後, 流量 q_2 の

* 昭和62年3月7日 北海道支部第28期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和61年4月26日。

^{*1} 正員, 名古屋大学工学部(〒464 名古屋市千種区不老町)。

^{*2} 正員, 岐阜大学工学部(〒501-11 岐阜市柳戸)。

^{*3} 正員, 豊田工業高等専門学校(〒471 豊田市栄生町)。

^{*4} 三菱重工業(株)長崎研究所(〒851-03 長崎市深堀町)。

油が制御弁オリフィス(弁開度 x)を通り、圧力が $P_2 = 0$ MPa (大気圧) に低下してタンクに戻る。いま制御弁に弁開度を増す方向の外乱が作用すると、流量 q_2 が増し、低压室の圧力が低下するので、ピストンに作用する力の平衡が破れ、ピストンが図上で左方に動き始める。

本実験では、供給圧力 P^* 、管路長さ l_p 、絞り重なり長さ L 、しゅう動体質量 M などを変えて、偏心カムにより制御弁に一定の大きさの外乱を印加したときのサーボ機構の振動挙動を測定し、振動の発生状況、振動数、振動発生限界などの基本的な振動特性を明らかにした。

3. 実験結果および考察

3.1 振動の性質 図2は、制御弁に種々の大きさのステップ入力を加えたときに発生した不安定振動の波形例である。これらは、供給圧力 $P^* = 1.5$ MPa、管路長さ $l_p = 2.5$ m、絞り重なり長さ $L = 0.2$ cm、しゅう動体質量 $M = 32$ kg、油温 $T = 30^\circ\text{C}$ の同一条件下でみられたものである。このように装置の作動条件が同じでも、制御弁に作用する外乱の大きさにより3種のモードの振動が発生した。この3種の振動は、波形、振動数の面から振動数が高くほぼ正弦波の振動〔図2(a), (b): 第Iモード〕と、振動数が低く正弦波とは異なる波形の振動〔図2(c): 第IIモード〕に大別され、さらに前者は、振動数の高い第I_Aモード(a)と振動数の低い第I_Bモード(b)に区別される。

そこで、装置の諸元(供給圧力 P^* 、管路長さ l_p 、しゅう動体質量 M 、絞り重なり長さ L)が不安定振動の振動数 f 、発振限界圧力 $(P^*)_{cr}$ に及ぼす影響について調べてみた。ここで、 $l_p = 2.5$ m、 $L = 0.2$ cm、 $M = 32$ kg を基準条件として、これらの基準条件のうちの一つをパラメータとして3種類に変化させた。図3は、このようにして求めた3種のモードの振動数と供給圧力との関係を示したものである。図3より、管路長さ、しゅう動体質量、絞り重なり長さは不安定振動の振動

数にはほとんど影響を与えないことがわかる。また、同一条件下で P^* と振動数 f の関係をみると、第Iモードでは圧力の増加とともに振動数がわずかに増加するが、第IIモードでは逆に減少している。しかし、供給圧力の変化も各振動モードの特性を変えるほど大きな影響は与えていない。

次に、実用的な面からも重要な振動が発生する最少供給圧力である発振限界圧力 $(P^*)_{cr}$ について検討した一例を図4に示す。これは管路長さとの関連を示したものであるが、いずれの装置諸元を変化させても発振限界圧力の大きさはほとんど変わらないことが確認された。また、すべての条件下で第I_Aモードのほうが第I_Bモードより限界圧力が高い傾向にある。なお、第IIモードについては発振限界圧力が油圧源の最低安定供給可能圧力以下となり、図には示されていない。

以上の議論より、開ループ系の不安定振動の特性はしゅう動体本体、管路などの影響をほとんど受けないことが明らかになった。したがって、不安定振動の発生には制御弁部の特性が密接に関連しているものと推察される。

図1 絞り弁式油圧サーボ機構 (開ループ系)

(a) 第I_Aモード

(b) 第I_Bモード

(c) 第IIモード

図2 不安定振動波形 (実験結果)

3・2 制御弁軸力特性とリミットサイクル そこで、しゅう動体を固定した定常状態で、制御弁の軸方向に作用する流体力 F (以後軸力とよび、制御弁を閉じる方向を正とする) と制御弁開度の関係を、種々の供給圧力に対して測定した結果を図5に示す。図5より、弁開度が小さいところでは軸力は弁開度に比例して増加し、さらに弁開度が大きくなると徐々に減少していくことがわかる。これは、弁開度の増加とともに低圧室の圧力が低下し、かつ制御弁から流出する流量は固定絞りのため、ある流量以上には増大しえないためである。そこで、前者の弁開度の範囲を線形流体ばねの領域、後者のそれを非線形流体ばねの領域とよぶ。

3・1節で示した3種のモードの不安定振動を軸力との関連で考察するため、持続振動中の制御弁の開度 x と速度 $\dot{x}$ を位相平面上に表した、いわゆるリミットサイクルを求めた。その結果を図6に示す。図5、6を

比較すると、第Iモードの振動は線形流体ばねの領域で発生する振幅の小さい振動であり、第IIモードの振動は非線形流体ばねの領域を含む範囲で発生する振幅の大きい振動であることがわかる。また第I_Aモードの振動は制御弁の定常開口量付近で、第I_Bモードの振動は、制御弁開口点付近で発生している。ある使用条件でいずれのモードの振動が発生するかは、外乱によって制御弁に与えられる初期入力的大小に関連している。

4. 第Iモードの振動

4・1 第Iモードの振動発生機構 このモードの振動を持続させる振動エネルギーの供給機構について、制御弁に作用する軸力の面から検討を加える。図7は、振動中の制御弁オリフィス部を通過する油流の様子を模型的に描いたものである。制御弁開口量が減少しつつあるときには、i), ii)に従って流量が減少し、弁開度が零になるとiii)のように油は流入しなくなる。この状態から制御弁が右方に変位し弁が開くと、iv)のようにわずかに油が流れはじめる。しかし、i)とv)

(a) パラメータ：管路長さ l_p

(b) パラメータ：しゅう動体質量 M

(c) パラメータ：固定絞り重なり長さ L

図3 不安定振動の振動数

図4 発振限界圧力

図5 定常軸力の特性

図6 リミットサイクル

およびii)とiv)の比較からわかるように、弁開度が同じであっても流量にはかなりの差があるものと考えられる。すなわち、油の慣性効果により流量の変化は弁開度の変化に必ずしも即応するものではなく、ある微小時間だけ前の弁開度に対する流量であると考えられる⁽¹¹⁾。

このように、流量の弁開度に対する時間遅れを考えると、 $\dot{x} < 0$ のときは定常状態における流量以上の油が流入し、 $\dot{x} > 0$ のときは定常状態以下の油が流入していることになる。したがって、図5に示した軸力特性も、線形流体ばね領域の振動では、流量の時間遅れの影響を受けて、図8に示すような履歴曲線を描くと考えられる。軸力は弁が閉じる方向を正としているので、系には一周期ごとに履歴曲線の面積に相当するエネルギーが供給され、振動が持続するものと考えられる。

4.2 第Iモードの振動の分離 図6で、第I_Aモードの振動は定常開口量付近で発生し、第I_Bモードの振動は制御弁開口点付近で発生することが示された。図9は、制御弁への外乱の大きさ H による振動モードの分離の様子を示したものである。このように第Iモードの振動が2種の垂モードに分離する理由について、制御弁の形状誤差による減衰特性の面から検討する。

図7 制御弁オリフィス部の油の流れの様子

図8 動的軸力の特性

制御弁の形状を精密に測定したところ、図10に示すように、弁のオリフィス部を構成する制御弁端面が円周面に対してわずかに傾いていることがわかった。図の X_e の大きさはほぼ $10\mu\text{m}$ であり、シリンダ側にも同様の誤差が存在する可能性を考慮すれば、この形状誤差 X_e は制御弁定常開口量 $X_0 \approx 40\mu\text{m}$ に対して無視できない量である。

図11は、このような形状誤差を有する制御弁を用いた場合の制御弁オリフィス部の油の流れの様子を示したものである。図11中の矢印は油の流量と方向を示す。形状誤差のため、ii), iv)のように弁開度の小さい部分では、油流が制御弁の円周方向に対して非対称となり、圧力分布の不均一から制御弁をシリンダ壁に押し付ける力 F^* が生じ、これに伴って制御弁とシリンダ壁間に大きな摩擦力が作用する⁽¹²⁾⁽¹³⁾。この流れの非

図9 ステップ入力による振動モードの分類

図10 制御弁の形状誤差

図11 制御弁の形状誤差による油の偏流

対称度は弁開度の増加とともに大きくなり、押し付け力は弁開度が X_e 近傍で最大となり、それ以上の弁開度では $i)$, $v)$ のように非対称度は減少するので押し付け力も減少する。このようにして生じた摩擦力は、制御弁の動きを妨げる働きをし、一種の減衰力とみなしうる。

以上の考察から、制御弁の減衰性を等価の減衰係数 C_f で代表させると、弁開度 x との関係は図 12 のようになると考えられる。制御弁に対する外乱の大きさ H が形状誤差 X_e の近傍であるときには、励振エネルギーよりも大きなエネルギーを消費するため振動が発生せず、図 9 に示したように第 I モードの振動が 2 種の重モードに分離するものと推察される。

4.3 理論的検討 (第 I モード) 本節では、作動状態における開ループ系の基礎方程式を導き、これにより第 I モードの不安定振動の発生状態を理論的に検討する。

図 1 の管路内の圧力変動 ΔP と流速 u は、次のような運動量の式と連続の式を満足しなければならない。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\Delta P)}{\partial z} &= -\rho \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial u}{\partial z} &= -\frac{1}{K_1} \frac{\partial(\Delta P)}{\partial t} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 z は管路に沿って定めた座標、 ρ は油の密度、 K_1 は油の体積弾性係数 K 、管路半径 a 、管路の厚さ b 、管材の縦弾性係数 E から $1/K_1 = 1/K + 2a/bE$ として定まる等価の体積弾性係数である。

油圧源が定圧油源であり、管路入口における圧力 (供給圧力 P^*) の変動はないものとする。このような仮定のもとで、式 (1) をラプラス変換し、管路末端における圧力変動 ΔP_0 、流量変動 Δq_0 の関係式を求めると次のようになる。

$$\Delta \bar{P}_0 = -\frac{\rho a}{A_p} \Delta \bar{q}_0 \tanh \frac{l_p s}{a} \dots\dots\dots (2)$$

ただし、記号 “ $\bar{}$ ” はラプラス変換量を示し、 s はラプ

ラスの演算子である。また A_p は管路断面積、 $\alpha = \sqrt{K_1/\rho}$ である。

式 (2) は $|l_p/a| < \pi/2$ で級数展開が可能であるが、本研究で対象とした現象の振動数はそれほど高くないので、式 (2) の $\tanh(\dots)$ を級数展開し、その第 1 項のみを考慮することにした。この結果を逆ラプラス変換すると次の関係がえられる。

$$\Delta P_0 = -\frac{\rho l_p}{A_p} \Delta \dot{q}_0 \dots\dots\dots (3)$$

この式を、高圧室圧力の平衡量 P_{0s} を考慮して、高圧室圧力 P_0 および流入量 q_0 を用いて書き直すと次のようになる。

$$P_0 - P_{0s} = -\frac{\rho l_p}{A_p} \dot{q}_0 \dots\dots\dots (4)$$

しゅう動体 (ピストン) 質量を M 、しゅう動体案内面に作用する摩擦力に基づく等価粘性減衰係数を C_{em} とすると、しゅう動体の運動方程式は、

$$M\ddot{y} + C_{em}\dot{y} = A_0 P_0 - A P \dots\dots\dots (5)$$

高圧室、低圧室の容積を V_h, V_l とし、油の圧縮性を考慮すると、固定絞りを通り低圧室へ流入する油の流量 q_1 、制御弁オリフィスを通る油の流量 q_2 は、連続の式から次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= q_0 - A_0 \dot{y} - \frac{V_h}{K} \dot{P}_0 \\ q_2 &= q_1 - A \dot{y} - \frac{V_l}{K} \dot{P}_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

固定絞り部では環状定常層流流れの式が成立するものと仮定すると、

$$q_1 = \frac{k_1}{L} (P_0 - P) \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $k_1 = \pi s_1^3 D / 12 \nu \rho$ 、 s_1 : 環状すきまの間げき、 D : 絞りの直径、 ν : 油の動粘性係数である。

装置作動状態での軸力は、Lee ら⁽¹⁴⁾の軸力の式が成立するものとする (この点に関する実験的検討は次報で詳述する)。

$$F = q_2' \sqrt{2\rho P} \cos \theta \dots\dots\dots (8)$$

ただし、 q_2' は時間遅れの効果を考慮した流量で、次のようになる。

$$q_2' = c w x(t-h) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \dots\dots\dots (9)$$

式 (8)、(9) で、 c : 流量係数、 w : 制御弁円周長さ、 θ : 油の弁室への流入角、 h : 流量の弁開度に対する遅れ時間、 x : 弁開度である。

制御弁の運動方程式は、

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + C_f(x)\dot{x} + k_{cam}(x-H) \\ + k_{sp}(x + \delta_{st}) = -F \end{aligned} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 m : 制御弁質量、 $C_f(x)$: 制御弁等価粘性減

図 12 制御弁の減衰係数

衰係数, k_{cm} : カム軸ばね定数, k_{sp} : 制御弁ばね定数, H : 外乱の大きさ, δ_{st} : 制御弁ばねの初期たわみ量である。なお, 制御弁減衰係数 $C_f(x)$ は, 形状誤差により図12のような極大値をもつ特性とした。その大きさについては, 圧油を流さない状態で測定した制御弁に作用する摩擦力および形状誤差 X_e の大きさなどから, 図12のように定めた。

以上の基礎式群を用いて, 開ループ系の作動状態における挙動を計算することができる。なお, 計算に用いた基準値を表1に示す。

4.4 計算結果および考察 4.3節の基礎式群を図2と同じ条件で解いたときの振動波形を図13に示す。図13(a)が第I_Aモード, 図13(b)が第I_Bモードである。両モードとも実験結果の図2と比較すると, 定性的にも定量的にもよく一致していることがわかる。

図13 不安定振動波形 (計算結果)

このような計算から求めた第Iモードの振動数を図3に実線等で示した。実験結果と計算結果とを比較すると, 両者とも管路長さ l_p , しゅう動体質量 M , 絞り重なり長さ L などのパラメータは振動数にはほとんど影響しないこと, 供給圧力とともにわずかに増加することなどよく一致した傾向がみられる。また, 同様の計算から求めた発振限界圧力を図4に実線で併記した。図において, 第I_Aモードの方が第I_Bモードより発振限界圧力が大きいなど実験結果とよく一致している。

表1 計算に用いた基準値

Mass of Sliding Part	M= 32 kg
Mass of Throttle Valve	m= 0.19 kg
Cross-Sectional Area of High Pressure Chamber	A ₀ =8.07×10 ² mm ²
Cross-Sectional Area of Low Pressure Chamber	A= 16.8×10 ² mm ²
Bulk Modulus of Elasticity of Hydraulic Oil	K= 1.47×10 ³ MPa
Density of Hydraulic Oil	ρ= 862 kg/m ³
Peripheral Length of Throttle Valve	w= 78.5 mm
Flow Coefficient of Pressure Restrictor	k ₁ =1.11×10 ⁻⁸ m ³ /MPa.s
Flow Coefficient of Throttle Valve	C= 0.5
Spring Constant of Cam Axle	k _c =490 N/mm
Spring Constant of Coil Positioned under Throttle Valve	k _s =2.1 N/mm
Line Length	l _p =2.5 m
Cross-Sectional Area of Line	A _p =8.0×10 ² mm ²

図14 第Iモードのリミットサイクル

図 15 外乱の大きさと第 I モードの分離

次に、計算によって求められたリミットサイクルを実験結果と比較したものを図 14 に示す。図 14(a) が計算結果、図 14(b) が実験結果である。これらと比較すると、両者は振動範囲および振動速度などの点で定性的、定量的にほぼ一致していることがわかる。

さて、図 10 のような制御弁の形状誤差によって生じる図 12 に示した制御弁の減衰特性が第 I モードの振動を第 I_A、I_B の二つのモードに分離する原因となることを前述した。そこで、制御弁に印加する外乱の大きさを種々変えて、開ループ系の挙動をシミュレートし、発生した持続振動の振動数と外乱の大きさとの関係を求めたものを図 15 に示す。図 15 からわかるように、持続振動の発生領域は 2 箇所あり、開口点付近では振動数が多少低い第 I_B モードの振動が、定常開口量付近では振動数の高い第 I_A モードの振動が発生した。また、形状誤差 X_e に相当する領域では持続振動の発生は認められなかった。これらの点および発生した振動の振動数の大きさも含めて、実験結果と計算結果は定性的にも定量的にもよく一致している。したがって、制御弁の形状誤差による特異な減衰特性が振動モードを分離する原因であることが計算によっても確かめられた。本実験に使用した制御弁で認められたような形状誤差は、実用の多くのスプール弁でも存在しうると考えられる。この形状誤差が、振動の発生状態に大きな影響を及ぼすことがあるので、スプール弁使用上十分注意しなければならない。

以上の理論的考察により、本文で導いた基礎方程式群により開ループ系の不安定振動挙動を精度よく記述しうること、制御弁の開度変化に対する流量の時間遅れ効果の影響を受けた動的な軸力特性が不安定振動を生じさせる根本的な原因であることを明らかにした。

5. む す び

本研究では、まず開ループ系の絞り弁式油圧サーボ系に発生する振動を実験により観察した。その結果、発生した振動は、制御弁に印加した外乱の大きさにより振動数の高い第 I_A、I_B モードと振動数の低い第 II モードの 3 種類に分離されること、これらの振動の性質は、しゅう動体側のパラメータにはほとんど依存せず、弁開度変化に対する時間遅れを伴った動的軸力の特性に密接に関連していることが示された。また制御弁の形状誤差によると考えられる振動モードの分離が認められた。

そこで、弁開度変化に対する動的軸力の時間遅れ効果、制御弁の形状誤差による減衰特性を考慮して、開ループ系の挙動に対する基礎式を導き、第 I モードの不安定振動について計算機シミュレーションを行った結果、実験に基づいた考察の妥当性を理論的にも確認することができた。

文 献

- (1) 斎藤, 機誌, 64-515 (昭 36), 1681.
- (2) 伊藤・ほか 3 名, 機論, 36-281 (昭 45), 57.
- (3) Mansour, W. M., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. B*, 95-4 (1973), 787.
- (4) 武藤・服部, 機論, 39-328 (昭 48), 3740.
- (5) 浦田, 機論, 40-337 (昭 49), 2609.
- (6) 浦田・原, 機論, 48-426, B (昭 57), 284.
- (7) 中田, 機論, 30-209 (昭 39), 177.
- (8) 加藤・ほか 2 名, 精密機械, 39-5 (昭 48), 527.
- (9) 加藤・ほか 2 名, 精密機械, 39-6 (昭 48), 569.
- (10) 加藤・ほか 2 名, 精密機械, 42-5 (昭 51), 364.
- (11) Fischbeck, H., *Ölhydraul. Pneum.*, 12-9 (1968), 395.
- (12) Blackburn, J. F., *Trans. ASME*, 75-8 (1953), 1175.
- (13) 草間・ほか 2 名, 機誌, 71-599 (昭 43), 1692.
- (14) Lee, S. Y. and Blackburn, J. F., *Trans. ASME*, 74-8 (1952), 1005.