リニアソレノイドを用いた3ポート減圧弁の
動特性に関する研究*鈴木勝也^{*1}, 岩月邦裕^{*1}, 奥田郁夫^{*2}Dynamic Characteristics of a Three-port Regulator Valve Actuated
by a Linear Solenoid

Katuya SUZUKI, Kunihiro IWATUKI and Ikuo OKUDA

A 3-port regulator valve, actuated by a linear solenoid, has been used increasingly in advanced automatic transmission. This paper presents a study of the stability of such a valve. By using a static model, which includes notches and inner leakage, and a dynamic model, where air in oil considered, good agreement between calculated and experimental results is shown. This model was linearized and reduced to generate the pole configuration. Variance analysis of simulated step responses in the nonlinear condition indicates that there are some factors which strongly influence stability. It can be concluded that decreasing the sensitivity of regulator valves improves stability. In addition, it is shown that inner leakage has a significant effect on the stability, and notches affect the sensitivity of regulator valves.

Key Words: Oil Hydraulics, 3-Port Regulator Valve, Stability, Linear Solenoid, Pole Configuration, Simulation, Variance Analysis, Inner Leakage

1. はじめに

オーバーラップ3ポート減圧弁は消費流量が少なく、調圧精度や応答性に優れるため、自動車用自動変速機の油圧回路に広く用いられている。近年、このような減圧弁にリニアソレノイドを付加して、比例弁を構成し、高度な制御を行う例が増えている。例えば、クラッチ係合圧力の制御を行い、変速フィーリングの向上が図られている⁽¹⁾。

しかし、オーバーラップ3ポート減圧弁は場合によっては発振し、作動不良や騒音の原因となる。その安定化指針はすでに明らかであるが⁽²⁾⁽³⁾、油圧回路や使用条件により、現実的対応はさまざまであり⁽⁴⁾、個々に議論する必要がある。

本報告は、リニアソレノイドを用いたオーバーラップ3ポート減圧弁の安定性を論じたものである。はじめに、内部漏れ、ノッチ形状を考慮した静特性モデルと作動油に空気を混入した動特性モデルを与え、その妥当性を検証する。次に、モデルを線形化して定常状態

の極配置図により応答特性を把握する。さらに、シミュレーションで安定性に影響を及ぼす諸因子について、分散分析を行い、その寄与率を求めた。その結果、減圧弁の感度の改善が最も現実的な選択であることが判明した。加えて、減圧弁の感度に対する内部漏れの影響とノッチの効果を示す。

2. 記号

A : スプールの受圧面積(図2参照)
 c : 流量係数
 d_0 : 減衰オリフィスの直径
 d_M : スプールの直径
 d_S : スリーブの直径
 f_R : 粘性減衰係数
 F_0 : ばね初期圧縮力
 F_i : リニアソレノイド吸引力
 h_0 : 三角形形状ノッチ高さ
 h_M : スプールとスリーブの半径すきま
 h_S : スリーブと弁体の半径すきま
 k : ばね定数
 K : 作動油体積弾性係数
 M : スプールの質量
 P_0 : 空気の標準状態の絶対圧力

* 平成6年3月30日 第71期通常総会講演会において講演、原稿受付 平成6年8月5日。

^{*1} 正員、トヨタ自動車(株) (〒471 豊田市トヨタ町1)。

^{*2} 正員、豊田工業(株) (〒444-13 高浜市田戸町1-5-3)。

- P_1 : 弁室1 圧力
 P_2 : 弁室2 圧力(出力圧)
 P_S : 油圧源圧力
 q_0 : 減衰オリフィス通過流量
 q_1 : 排出ポートから排出される制御流量
 q_2 : 油圧源 P_S から供給される制御流量
 $q_3 \sim q_8$: 内部漏れ流量(図2 参照)
 t : 時間
 u : ノッチ高さを含むオーバーラップ量
 V_{t1} : 弁室1 容積
 V_{t2} : 弁室2 容積も含めた負荷の容積
 x : スプールの変位
 α_0 : 標準状態の作動油空気混入率
 α_1 : 弁室1 作動油空気混入率
 α_2 : 弁室2 作動油空気混入率
 ϵ_M : スリーブとスプールの偏心率
 ϵ_S : スリーブと弁体の偏心率
 κ : 空気の比熱比
 μ : 作動油の粘度
 ν : 作動油の動粘度
 ρ : 作動油の密度
 θ : 三角形ノッチ開き角

3. 減圧弁のモデルと基礎方程式

本減圧弁を図1に示す。3ポート減圧弁部とリニアソレノイド(比例ソレノイド)から構成される。

図2に減圧弁のモデルを示す。ここで、排出ポート端面から距離 x_0 の位置をスプールの変位 x の原点とする。弁室1と2は減衰オリフィスを介して結合されている。オーバーラップ量 u は $(L_S - L_E)$ で与えられる。供給ポートには三角形ノッチが2個付与され

ている。

ソレノイドの吸引力 F_i , バネ圧縮力 F_0 , 弁室1の反力 AP_1 の力の釣合いと、定油圧源 P_S から供給される制御流量 q_2 , 排出ポートから排出される制御流量 q_1 , および各部の内部漏れ流量 $q_3 \sim q_8$ の流量の釣合いより、スプールの変位 x , 出力圧 P_2 は定まる。

モデル化において次のことを仮定した。

(1) 出力圧 P_2 が作用する負荷通路は閉じている。減圧弁の感度(後述)の点から安定性を議論する場合、このような仮定であっても、感度に対する内部漏れの影響が明確になることから、負荷側の漏れの影響も定性的に推定でき、実際の駆動条件(制御圧力範囲)に合わせて安定性を確保する目安が得られると考える。

(2) 減圧弁の消費流量は少ないため、スプールに作用する流体力は無視できる。

(3) 作動油に空気泡が混入し、断熱変化する。

これより、基礎方程式は次のようになる。

減圧弁の運動方程式；

$$Md^2x/dt^2 + f_R dx/dt + kx + AP_1 + F_0 = F_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

弁室1の圧力変化式；

図1 リニアソレノイドバルブ

図2 減圧弁のモデル

$$\frac{dP_1}{dt} = (A dx/dt - q_0 - q_3 + q_4 - q_7 + q_8) / [V_{11} \{ (1 - \alpha_1) / K + \alpha_1 / [x(P_1 + P_0)] \}] \quad \dots\dots\dots (2)$$

弁室2の圧力変化式：

$$\frac{dP_2}{dt} = (q_0 - q_1 + q_2 - q_5 + q_6) / [V_{12} \{ (1 - \alpha_2) / K + \alpha_2 / [x(P_2 + P_0)] \}] \quad \dots\dots\dots (3)$$

スプールとスリーブのすきまの開口部、スリーブと弁体のすきまの流量と圧力損失の関係式は圧力損失 ΔP が流量 Q の1次と2次の項に比例すると考える。

$$\Delta P = R_1 Q + R_2 Q^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 R_1, R_2 は、直径を d 、ラップ量を δ 、半径すきまを h として、オーバラップと、アンダラップで、次のように定める。なお、5章以下において線形化方程式に基づく安定性解析を行う必要上、スプールの変位と圧力損失に対する流量変化率もここで与える。オーバラップ時、

$$R_1 = 12\mu\delta / (\pi d h^3)$$

$$R_2 = \rho / [2(c\pi d h)^2]$$

これより、次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} Q &= c\pi d \{ \sqrt{(a\delta)^2 + b\Delta P} - a\delta \} \\ \partial Q / \partial \delta &= -aQ / \sqrt{(a\delta)^2 + b\Delta P} \\ \partial Q / \partial (\Delta P) &= c\pi d b / [2\sqrt{(a\delta)^2 + b\Delta P}] \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

アンダラップ時、

$$R_1 = 0$$

$$R_2 = \rho / [2(c\pi d)^2 (\delta^2 + h^2)]$$

これより、次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} Q &= c\pi d \sqrt{2(\delta^2 + h^2)\Delta P / \rho} \\ \partial Q / \partial \delta &= Q / (\delta^2 + h^2) \\ \partial Q / \partial (\Delta P) &= Q / (2\Delta P) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 a, b, e は次式で与える。

$$a = 12c\nu / (eh)$$

$$b = 2h^2 / \rho, \quad e = 1 + (3/2)\epsilon^2$$

制御流量 q_2 は三角形状部の漏れ流量 Q_N 、ノッチ開口部の通過流量 Q_w 、ノッチ以外のスリーブとスプール間の通過流量 Q_L に分け、次式のように取扱う。

$$q_2 = Q_N + Q_w + Q_L \quad \dots\dots\dots (7)$$

三角形状部の漏れ流量 Q_N を求めるため、せきの流量の計算と同様な考え方で任意のラップ形状の漏れ流量を近似する。

図4のように u の関数として δ が与えられたとする。式(5)より、微小幅 Δu を通過する流量 ΔQ_N は

$$c\Delta u \{ \sqrt{[a\delta(u)]^2 + b\Delta P} - a\delta(u) \}$$

となる。ただし、 h は一定であり、偏心率 $\epsilon = 0$ とする。

図3 三角形状ノッチ部とスプールの位置関係

図4 任意のラップ形状の漏れ流量

その領域で ΔQ_N を積分すると、漏れ流量は次式となる。

$$Q_N = c \int_0^u \{ \sqrt{[a\delta(u)]^2 + b\Delta P} - a\delta(u) \} du \quad \dots\dots\dots (8)$$

平板の三角形状について式(8)を適用して近似的に Q_N を与える。図3に示す三つの場合がある。

完全にノッチがスプールと重なる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_N &= 2c \tan(\theta/2) \left\{ f(\delta) - f(\delta - h_0) \right. \\ &\quad \left. + \frac{b\Delta P}{a} \ln \left[\frac{g(\delta)}{g(\delta - h_0)} \right] \right\} \\ \partial Q_N / \partial \delta &= 2c \tan(\theta/2) [g(\delta) - g(\delta - h_0)] \\ \partial Q_N / \partial (\Delta P) &= 4c \tan(\theta/2) \frac{b}{a} \ln \left[\frac{g(\delta)}{g(\delta - h_0)} \right] \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ノッチの一部分がスプールと重なる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_N &= 2c \tan(\theta/2) \left\{ f(\delta) + \frac{b\Delta P}{a} \ln \left[\frac{g(\delta)}{g(0)} \right] \right\} \\ \partial Q_N / \partial \delta &= 4c \tan(\theta/2) f(\delta) \\ \partial Q_N / \partial (\Delta P) &= 4c \tan(\theta/2) \frac{b}{a} \ln \left[\frac{g(\delta)}{g(0)} \right] \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

完全にノッチがスプールから離れる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_N &= 0 \\ \partial Q_N / \partial \delta &= 0 \\ \partial Q_N / \partial (\Delta P) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 $f(\delta), g(\delta)$ は次の関数である。

$$f(\delta) = \delta[\sqrt{(a\delta)^2 + b\Delta P} - a\delta]$$

$$g(\delta) = \sqrt{(a\delta)^2 + b\Delta P} + a\delta$$

同じく、ノッチ開口部の通過流量 Q_w は、次の三つの場合がある。

完全にノッチがスプールと重なる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_w &= 0 \\ \partial Q_w / \partial \delta &= 0 \\ \partial Q_w / \partial (\Delta P) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

ノッチの一部分がスプールと重なる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_w &= c \tan(\theta/2) (h_0 - \delta)^2 \sqrt{2\Delta P / \rho} \\ \partial Q_w / \partial \delta &= -2Q_w / (h_0 - \delta) \\ \partial Q_w / \partial (\Delta P) &= Q_w / (2\Delta P) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

完全にノッチがスプールから離れる場合：

$$\left. \begin{aligned} Q_w &= 2ch_0 \tan(\theta/2) \\ &\quad \times (2\delta + h_0) \sqrt{2\Delta P / \rho} \\ \partial Q_w / \partial \delta &= 2Q_w / (2\delta + h_0) \\ \partial Q_w / \partial (\Delta P) &= Q_w / (2\Delta P) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

ノッチ以外の流量 Q_L については開口幅 πd をノッチの大きさに合せて補正する。式(5)、(6)において、以下の β と π を置き換える。

$$\beta = 2 \sin^{-1} \{2h_0 / [d \tan(\theta/2)]\} \dots\dots\dots (15)$$

弁室1, 2間の流量 q_0 については、

$$q_0 = c(\pi/4)d^2 \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho} \dots\dots\dots (16)$$

4. モデルの妥当性

4.1 静特性 静的な流量の釣合いは次式となる。

図5 圧力-変位特性

図6 実験装置の概要

$$q_1 + q_3 + q_5 + q_7 = q_2 + q_4 + q_6 + q_8 \dots\dots\dots (17)$$

ただし、 $P_1 = P_2$ である。スプールの変位を変えて、式(17)を P_2 について解けば、圧力-変位特性が得られる。図5に計算値と実験値を示す。よく一致し、静特性を検討できると考える。

4.2 動特性 電流増幅器にステップ信号を与え、本減圧弁を駆動したときの応答特性を実験と計算で求めた。実験装置の概要を図6に示す。一定流量吐出するポンプに本減圧弁と排出固定絞りを並列に接続して、供給圧力を一定にした。圧力の測定は半導体圧力変換器を使用した。

計算は、Runge-Kutta 法により上述の基礎方程式を解いた。表1におもな減圧弁諸元を示す。空気混入率 α_0 は文献(5)を参考にして実験結果と計算値から定めた。図7に計算結果と実験結果を示す。ただし、リニアソレノイドの吸引力 F_i は実測電流に比例するとして与えている。サージ圧力の大きさ、立上がりの傾きがやや異なるが、圧力変動の減衰傾向はよく一致し、動特性を検討できると考える。

表1 おもな減圧弁諸元

A	11.96	mm ²	d ₀	0.8	mm
c	0.7		V _{t1}	1.2	cm ³
d _M	9.0	mm	V _{t2}	50.0	cm ³
d _S	18.0	mm	α ₀	0.4	%
f _R	50.0	N·s/m	ε _M	0.0	
h	1.0	N/mm	ε _S	1.0	
K	1400	MPa	κ	1.4	
M	0.03	kg	ν	0.12	St
P _S	600	kPa	ρ	842.8	kg/m ³

図7 減圧弁のステップ応答

5. 安定性解析

5.1 線形解析 基礎方程式を定常状態近傍で線形化した式により、特性方程式が得られる⁽²⁾⁽³⁾。これより極配置を求め、応答特性を把握を試みる。特性方程式は次のようである。

$$s^3 + (f_R/M + a_P/c_P)s^2 + [(f_R a_P + A^2)/(M c_P) + k/M]s + (a_P k - A b x)/(M c_P) = 0 \quad (18)$$

ただし、 a_P , b_x , c_P は次式で定義する。

$$a_P = [\partial(\Delta q)/\partial P_2]_C \quad (19)$$

$$b_x = [\partial(\Delta q)/\partial x]_C \quad (20)$$

$$c_P = (V_{11} + V_{12})\{(1 - \alpha_2)/K + \alpha_2/[x(P_2 + P_0)]\} \quad (21)$$

ここで、 a_P , b_x の添字 C は定常状態を表し、 Δq は次式のような。

$$\Delta q = q_1 + q_3 + q_5 + q_7 - (q_2 + q_4 + q_6 + q_8)$$

以下、 $|a_P|$ を圧力流量感度、 $|b_x|$ を変位流量感度、 $|dP_2/dx| = |-b_x/a_P|$ を調圧感度と呼ぶ。

単純化して応答特性をとらえるため、内部漏れがなく、ノッチのないモデルにて解析を行う。表2に示す諸元を用い、 $P_2 = 10 \sim 590$ kPa の各圧力の定常状態について10 kPaごとに、特性方程式を解いた。その結

表2 計算諸元

	u	k	M	α_0
Reference	1.0	1.0	0.03	0.4
A	2.0	1.0	0.03	0.4
B	1.0	2.0	0.03	0.4
C	1.0	1.0	0.015	0.4
D	1.0	1.0	0.03	0.2
	mm	N/mm	kg	%

図8 極配置図(内部漏れなし、ノッチなしモデル)

果、1個の実数根と共役複素数根が得られた。実数根は共役複素数根の実数部より極めて小さいので、共役複素数根が代表根となる。共役複素数根の虚数部が正值のものを図8に示す。また、比較のため、各計算結果と基準諸元を併記する。このときの圧力-変位特性、変位流量感度、圧力流量感度を、図9~11に示す。

基準諸元の計算結果より、以下のことがわかる。

- (1) 出力圧が大きいほど空気混入率の影響が小さ

図9 圧力-変位特性(内部漏れなし、ノッチなしモデル)

図10 圧力流量感度特性
(内部漏れなし、ノッチなしモデル)

図11 変位流量感度特性
(内部漏れなし、ノッチなしモデル)

くなり、速応性がよい。

(2) 低圧部と高圧部で減衰性は悪化する。図9より、調圧感度は一定であるが、図10, 11より、出力圧の低圧部と高圧部で圧力流量感度と変位流量感度が大きくなっている。

また、各諸元の影響は、次のようである。

(A) オーバラップ量が大きいかうが減衰性は増すが、低圧部の速応性は悪化する。図9~11より、オーバラップ量が大きくなると、調圧感度、圧力流量感度、変位流量感度が小さくなっていることがわかる。

(B) ばね定数の影響は小さい。

(C) スプールの質量が小さいほうが高圧部で速応性も減衰性もよい。

(D) 空気混入量が多いほうが低圧部の速応性はよいが減衰性は悪化する。

5.2 諸因子の效果の検討 線形解析と同じく、漏れがなく、ノッチのないモデルを用いる。安定性に影響を及ぼすと考えられる因子(表3参照)をL16直交表に割付け、シミュレーションによりステップ応答を求めた。さらに、整定時間の逆数について分散分析⁽⁶⁾を行い、寄与率を求めた。図12にこれを示す。因子A(オーバラップ量)、D(空気の混入率)、F(オリフィス径)の効果が大きい。しかし、油中の空気混入率は制御が難しい。オリフィス径は異物の梗塞から、あまり小さくできない。逆に、受圧面積を大きくし、減衰効果を得るのは吸引力の制約から難しい。オーバラップ

表3 因子と水準

Factor		Level 1	Level 2
A: Over lap length u	MPa/mm	1.0	2.0
B: Spring constant k	N/mm	1	2
C: Mass of valve element M	kg	0.03	0.015
D: Air mixture ratio α_0	%	0.4	0.2
E: Volume of chamber 1 V_{11}	cm ³	1.5	0.7
F: Orifice diameter d_o	mm	0.8	0.6

図12 各因子の寄与率

量を増すのは感度(調圧感度、圧力流量感度、変位流量感度)を小さくすることであり、対応が簡単で、最も現実的である。

6. 内部漏れの影響とノッチの効果

スリーブ外周面の圧力分布が、円周上で不均等となると、スリーブと弁体は偏心し、内部漏れが多くなる。スリーブと弁体の最大偏心時における内部漏れ流量の

図13 圧力-変位特性
(内部漏れ考慮、ノッチなしモデル)

図14 圧力流量感度特性
(内部漏れ考慮、ノッチなしモデル)

図15 変位流量感度特性
(内部漏れ考慮、ノッチなしモデル)

図 16 極配置図
(内部漏れ考慮, ノッチなしモデル)

図 19 変位流量感度特性
(内部漏れ考慮, ノッチ付きモデル)

図 17 圧力-変位特性
(内部漏れ考慮, ノッチ付きモデル)

図 20 極配置図
(内部漏れ考慮, ノッチ付きモデル)

図 18 圧力流量感度特性
(内部漏れ考慮, ノッチ付きモデル)

影響を考慮して、感度と極配置を求め、安定性に対する影響を調査した。ノッチの効果についても同様に調査した。

内部漏れ考慮、ノッチなしモデルでオーバーラップ量を変化させて、圧力-変位特性、圧力流量感度、変位流量感度、極配置図を求めた。結果を図 13～16 に示す。

内部漏れなし、ノッチなしモデルの結果(図 8～11)と比較すると、内部漏れの影響がわかる。調圧感度は、排出ポート、供給ポートの零ラップ付近で大きい。圧力流量感度、変位流量感度は、出力圧の低圧部と高圧部で大きくなっている。極配置を比較すると、高圧部で虚軸より右にある根があり安定でない。

次に、内部漏れ考慮、ノッチ付きモデルでオーバーラップ量を変化させて、圧力-変位特性、圧力流量感度、変位流量感度、極配置図を求めた。結果を図 17～20 に示す。内部漏れ考慮、ノッチなしモデルの結果(図 13～16)と比較すると、ノッチの影響がわかる。調圧感度は全体的に大きく、圧力流量感度もやや大きい。しかし、変位流量感度はノッチを付けた側(供給側)で低下する。極配置を比較すると、虚軸より右にあった根が左側に移動し、安定化に効果があることがわかる。排出側にノッチを付けた場合も同様ながいえる。

なお、前出の図 5 はスプールとスリーブの半径すきまの影響を示し、半径すきまが大きいほど、排出、供給ポートの零ラップ付近の調圧感度が小さい。すなわ

ち、内部漏れ流量に比べ、制御流量 q_1, q_2 が大きいほど零ラップ付近の調圧感度は小さくなる。内部漏れによって、調圧感度が大きくなっている場合、さらに制御流量を大きくするか、内部漏れ流量を小さくすれば零ラップ付近の調圧感度は小さくなる。絶対安定条件⁽³⁾を満足できればこのような対応が考えられる。

7. ま と め

オーバラップ3ポート減圧弁にリニアソレノイドを付加した場合について、十分な精度の静特性、および、動特性モデルを得て、次のことを明らかにした。

(1) 定常状態の解析により、安定性に影響を及ぼす因子について、極配置図を用いて、応答特性の把握を行った。特に、感度(調圧感度、圧力流量感度、変位流量感度)の影響を明確にした。

(2) シミュレーションと分散分析により、安定性に影響を及ぼす諸因子の寄与率を求め、減圧弁の感度

を改善するのが最も現実的であることがわかった。

(3) 減圧弁の内部漏れの影響とノッチの効果について検討し、内部漏れによって、減圧弁の感度が大きくなり、安定性に悪影響を及ぼすことを示した。さらに、ノッチを付加することにより、変位流量感度を小さくし、安定化できることを示した。

最後に本報告をまとめるにあたり御指導いただいた名古屋大学工学部中村育雄教授に謹んで感謝の意を表します。

文 献

- (1) Kondo, T., ほか4名, *SAE Paper*, No. 900550 (1990).
- (2) 田中・ほか2名, *機論*, 40-340 (1974), 3410.
- (3) 石原・ほか1名, *生産研究*, 19-7 (1967), 200.
- (4) 室田, 自枝会学術講演会前刷集, 891 (1989-5), 179.
- (5) 石原, *油圧工学*, (1968), 21-22, 朝倉書店.
- (6) 田口, *実験計画法*, 上巻(第3版), (1976), 163, 丸善.