研 究

スプール弁等価負重合量の間接測定法*

荒 木 獻 次**

An Indirect Measurement of the Equivalent Underlaps of a Spool Valve

Kenji ARAKI

Laps of a spool valve have a large effect not only on the characteristics of the valve itself but also on the ones of a valve-controlled actuator system. However, there may be no report on the measurements of valve laps. The spools of actual valves, such as servovalves, are not always machined so accurately. While a valve is being used, it wears, and the clearance between the spool land and the sleeve may become larger and/or its sharp edges may be deformed to some extent and thus its equivalent laps may change. The laps of such a valve have not been defined yet. It is very difficult and impractical to measure the shapes of a spool and a sleeve directly.

The author has defined the equivalent laps of an actual valve as the laps of an underlap valve which has the accurate sleeve ports and spool lands dimensions and has almost the same characteristics as the actual valve for some certain range. An indirect method to measure the equivalent underlaps of a valve is proposed, where the pressure characteristics of the valve are used. The underlaps of two actual valves were easily measured by indirect method.

1. は し が き

スプール弁の重合量は弁自体の特性のみならず弁・アクチュエータ系の特性に大きな影響を及ぼす^{1)~3)}。しかし、弁重合量の測定に関する研究報告はないようである。実際のスプール弁は、必ずしも理想的にできている弁とは見なし難い。また使用しているうちに弁が摩耗して、スプールとスリーブの直径が変化したり、“だれ”を生じて、その重合量が変化することはしばしばある。重合量は、これまで理想的な弁についてのみ定義されており⁴⁾、スプール・スリーブ間の間隙が無視できない弁や、摩耗などによるシャープエッジに“だれ”のある弁については定義されていない。また、そのような重合量を定義しえたとしても、製品の弁形状を直接測定して重合量を求めることは、困難なことであり、現実味に欠ける。

ここでは、ある範囲で実際の弁に近い特性を示す理想的な弁の重合量をもって、その弁の等価重合量と考えることにし、空気圧を用いてスプール弁圧力特性を

実測し、その弁の等価負重合量を間接的に測定する方法について述べる。また、この測定法を二種類の弁に適用し、等価負重合量が比較的容易に測定できることを示した。

2. 理想的な負重合弁の特性と等価負重合量

等価負重合量の基準を、理想的な負重合弁の特性におくので、その理想的な弁の特性を調べておく必要がある。弁特性としては、弁変位に対する圧力特性と流量特性とが考えられるが、ここでは測定容易な圧力特性を用いることにする。サーボ弁においては、ヒステリシスがなければ、弁変位の代りに電気信号を用いてもよい。

Fig. 1 は理想的な負重合弁（以後、理想弁と略称する）であり両負荷ポートは閉栓されている。ここで、理想的な弁とは、制御オリフィス部のシャープエッジにだれがなく、スプール・スリーブの間隙が無視できるものと考えことにする。 Δ_1 , Δ_2 , Δ_1' および Δ_2' は負重合量、 p_s , p_a , p_L および p_L' は、それぞれ供給圧、戻り圧（排気圧）および左右ポート圧である。右側三方弁の記号または変数には'印をつける。スプール変位 y は中立 ($p_L = p_L'$) からの右向き変位とする。測定に際してはゲージ圧を用いるのが便利である。ゲージ圧を

*昭和63年1月21日 原稿受付

**埼玉大学工学部

(所在地 〒338 浦和市下大久保255)

ある、 $y = -\Delta_1$ および Δ_1' で、それぞれ $p_{LG} = p_{LG}' = 0$ となり、 $y = \Delta_2$ および $-\Delta_2'$ で、それぞれ $p_{LG} = p_{LG}' = p_s$ となる。

2.2 等価負重量の一推定法

Fig. 3は、ある供給圧における理想弁の圧力特性(p_{LG} - y 特性)を実線で示し、それに対応する実測値を記号▲で表したものである。 x 座標は、方眼紙の任意に定めた原点0から直線目盛り(例えばcm)で右向きにとる。 j 座標は、 $y = -\Delta_1$ および Δ_2 において、それぞれ-1および1となる直線座標である。

Fig. 1の左右三方弁の平均負重量 Δ および Δ' は、

$$\Delta = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2}, \quad \Delta' = \frac{\Delta_1' + \Delta_2'}{2} \quad (13)$$

で与えられる。また、Fig. 3において、

$$j = 0 \text{ に対応する } x \text{ 座標を } x = x_0 \quad (14)$$

とおくと、 x と j の間には次の関係がある。

$$K_d(x - x_0) = j\Delta \quad (15)$$

ここで、

$$K_d = \frac{(\text{スプール変位 } \mu\text{m})}{(\text{グラフ目盛cm})} \quad (16)$$

また、次の関係がある。

$$j = 1 \text{ で } x = x_{\Delta} = x_0 + \frac{\Delta}{K_d} \quad (17)$$

$$j = -1 \text{ で } x = x_{-\Delta} = x_0 - \frac{\Delta}{K_d} \quad (18)$$

いま、Fig. 3において、 p_{LG1} と p_{LGm} の間を $(m-1)$ 等分し、それらの値を p_{LG1} , p_{LG2} , $\dots$, p_{LGm} とおく。それらに対応する x 座標と j 座標の値を、それぞれ x_1 , x_2 , $\dots$, x_m および j_1 , j_2 , $\dots$, j_m とする。

ここで

$$E = \sum_K [K_d(x_K - x_0) - j_K \Delta]^2 \quad (19)$$

($\sum_K$ は $\sum_{K=1}^m$ を意味する)

を最小にする、 Δ と x_0 を求める。すなわち、

$$\frac{\partial E}{\partial \Delta} = -2 \sum_K K_d(x_K - x_0) j_K + 2 \Delta \sum_K j_K^2 = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial E}{\partial x_0} = -2 K_d \sum_n K_d(x_n - x_0) + 2 K_d \Delta \sum_n j_n = 0, \quad (21)$$

$$(\sum_n \text{は } \sum_{n=1}^m \text{を意味する}) \quad (21)$$

より、 x_0 は

Fig. 3 Diagram to obtain Δ and x_0 from the theoretical curve and measured data of the left three-way valve

Fig. 4 Diagram to obtain Δ' and x'_0 from the theoretical curve and measured data of the right three-way valve

$$x_0 = \frac{1}{m} \sum_n x_n - \frac{\Delta}{K_d m} \sum_n j_n \quad (22)$$

式(21)を式(20)に代入すると、

$$\Delta = \frac{m \sum_K K_d x_{Kj_K} - \sum_n K_d x_n \sum_K j_K}{m \sum_K j_K^2 - (\sum_K j_K)^2} \quad (23)$$

また、式(23)を式(22)に代入すると、

$$x_0 = \frac{\sum_n x_n \sum_K j_K^2 - \sum_K x_{Kj_K} \sum_n j_n}{m \sum_K j_K^2 - (\sum_K j_K)^2} \quad (24)$$

また、Fig. 1の右側三方弁の圧力特性をFig. 4に示す。 x'' 軸と j' 軸を左向きにとる。 p_{LG1} , p_{LGm} の間を $(m-1)$ 等分した値 p_{LG1} , p_{LG2} , $\dots$, p_{LGm} に対応する x'' 座標と j' 座標を、それぞれ x_1'' , x_2'' , $\dots$, x_m'' および j_1' , j_2' , $\dots$, j_m' 、また、右向きの x 座標を x_1' , x_2' , $\dots$, x_m' とする。Fig. 4において、

$$j' = 0 \text{ に対応する } x'' \text{ 座標を } x'' = x_0'', \quad x \text{ 座標を } x = x_0' \quad (25)$$

とくと、 x'' と j' との間に次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} K_d (x'' - x'_0) &= j' \Delta' \\ K_d (x'_0 - x') &= j' \Delta' \text{ または } x' = x'_0 - \frac{\Delta'}{K_d} j' \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

ここで、

$$j' = 1 \text{ で } x' = x'_\Delta = x'_0 - \frac{\Delta'}{K_d} \quad (27)$$

$$j' = 1 \text{ で } x' = x'_\Delta = x'_0 + \frac{\Delta'}{K_d} \quad (28)$$

また、ここで、左側三方弁の場合と同様に、

$$\begin{aligned} E' &= \sum_K [K_d (x_K'' - x'_0) - j'_K \Delta']^2 \\ &= \sum_K [-K_d (x'_K - x'_0) - j'_K \Delta']^2 \end{aligned} \quad (29)$$

を最小にする、 Δ' と x'_0 を求めると、

$$\Delta' = - \frac{m \sum_K K_d x'_K j'_K - \sum_n K_d x'_n \sum_K j'_K}{m \sum_K j'_K{}^2 - (\sum_K j'_K)^2} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} x'_0 &= \frac{1}{K_d m} \sum_n K_d x_n + \frac{\Delta}{K_d m} \sum_n j'_n \\ &= \frac{\sum_n x'_n \sum_K j'_K{}^2 - \sum_K x'_K j'_K \sum_n j'_n}{m \sum_K j'_K{}^2 - (\sum_K j'_K)^2} \end{aligned} \quad (31)$$

となる。 Δ 、 Δ' および x_0 、 x'_0 とは、式(30)と式(23)の符号が異なる点を除けば似た形の式で表される。Fig. 2の p_{LG} と p'_{LG} が交わる点すなわち弁の中立における x と j の値を x_{null} および j_{null} と置く。Fig. 2において、 p_{LG} 曲線の x_{null} を通る縦線に対する線対称図形を作り、 x_{null} の点を動かさずに、横方向に Δ/Δ' 倍すると、 p_{LG} 曲線に完全に重なることから、

$$\frac{x_{null} - x_0}{x_{null} - x'_0} = \frac{2\Delta}{2\Delta'} = \frac{x_{null} - x_0}{x'_0 - x_{null}} \quad (32')$$

Fig. 5 Measured pressure characteristics p_{LG} vs. y , p'_{LG} vs. y , and Δp_L vs. y of the valves "A" and "B"

Fig. 6 Comparison of theoretical pressure characteristics with the measured ones of the valves "A" and "B", read from Fig. 5 (Solid lines for theoretical; ● for p_{LG} and × for p'_{LG} measured)

よって,

$$x_{null} = \frac{x_0 \Delta' + x'_0 \Delta}{\Delta + \Delta'} \quad (32)$$

また, 式(15)より

$$j_{null} = j'_{null} = \frac{K_d(x_{null} - x_0)}{\Delta} = \frac{K_d(x'_0 - x_0)}{\Delta + \Delta'} \quad (33)$$

また x と x' に対する y は次式で与えられる.

$$y = K_d(x - x_{null}) \text{ または } K_d(x' - x_{null}) \quad (34)$$

この式に式(17), (18), (27)および(28)を代入すると, 次の式を得る.

$$\Delta_1 = -K_d(x - x_{null}) \quad (35)$$

$$\Delta_2 = K_d(x - x_{null}) \quad (36)$$

$$\Delta_1' = K_d(x' - x_{null}) \quad (37)$$

$$\Delta_2' = -K_d(x' - x_{null}) \quad (38)$$

また, 左右の弁の負重合量の不均等指数 i と i' を³⁾,

$$i = \frac{\Delta_1}{\Delta} - 1, \quad i' = \frac{\Delta_1'}{\Delta'} - 1 \quad (39)$$

とおくことにすると $i = i' = j_{null}$ となる.

Table Indirectly measured lap-unevennesses and underlaps (μm) of the valves "A" and "B"

Valve name	P_{SG} (kPaG)	$i (=i')$	Δ	Δ_1	Δ_2	Δ'	Δ_1'	Δ_2'
"A"	45.5	0.52	9	14	4	11	17	5
	90.1	0.48	9	13	5	12	18	6
	184	0.44	9	13	5	14	20	8
	375	0.37	10	14	6	15	21	10
	673	0.35	11	15	7	16	22	11
	963	0.35	11	14	7	17	22	11
"B"	50.1	-0.097	13	12	15	12	10	13
	92.2	-0.093	14	13	15	11	10	12
	188	-0.020	14	13	14	11	11	11
	366	-0.063	14	13	15	13	12	14
	639	-0.075	15	13	15	15	14	16
	911	-0.062	16	15	17	14	13	15

以上より, 実測した圧力特性 (例えば Fig. 2 のような) を用いて, 弁の負重合量 Δ_1 , Δ_2 , Δ_1' および Δ_2' 平均負重合量 Δ , Δ' 並びにその不均等指数 i および i' が式 (23), (30), (33)~(39) より算出される.

3. 等価負重合量の推定例

3.1 実験装置及び方法

2.2 で述べた間接測定法を適用して, 弁形状パラ

メータ i , Δ , Δ' 等を測定するために、使用したことのあるサーボ弁を二台用意した。これらのサーボ弁の圧力特性を測定するために、両負荷ポートは閉栓し、その負荷ポート圧を歪ゲージ式圧力センサで測定した。弁スプールの一端に座付きばねを挿入し、他端をベアリングボールを介してマイクロメータスピンドルで十分ゆっくりと押した。そのスプール変位は歪ゲージを貼ったカンチレバーによって測定した。記録はX-Yレコードによって行った。

3.2 実験結果と考察

p_{sc} が約50, 180, 650kPaGの場合、弁Aおよび弁Bの実測した圧力特性をFig. 5に示す。Fig. 6は2.2の方法で求めた結果である。 $p_{LG1}=0.1p_{sc}$, $p_{LGm}=0.9p_{sc}$ とした。弁Aでは $m=21$ 、弁Bでは $m=17$ とした。求められた i , Δ を用いて、算出した理論圧力特性を実線で示し、実測データを●, ×印の記号でプロットしたものである。供給圧が低いときは、理論値と実測値は非常によく一致しているが、供給圧が高くなると、実測値 p_{LG} および $p_{LG'}$ は、0近傍で理論値の上側に、 p_{sc} 近傍で下側にわずかにずれてくる。

弁A, 弁Bのそれぞれ6種類の p_{sc} に対するデータより、推定された弁形状パラメータをTableにまとめて示す。この二つの弁については、 p_{sc} が高くなるにつれて、負重合量が増えていくようにみえるが、その大きさは概ね $\pm 3\mu\text{m}$ の範囲であり、スプール変位センサの取り付けガタやスプール・スリーブ間隙等を考えると、十分実用になる精度と考えられる。

弁Aに付いては、 p_{sc} が45.5から963kPaGまで変わると、 i が0.52から0.35までかなり変化している。しかし、これはTableの Δ_1 がほぼ $14\mu\text{m}$ であるのに対して、 Δ だけが9から $11\mu\text{m}$ と漸増したため、 i が式(37)により

大きく変化したものである。

弁Bでは、同じ圧力範囲で、 i はほとんど同じ値(0.02~0.097)になっている。これは、 Δ_1 と Δ が同じような割合で変化しているためである。

4. む す び

スプール弁の等価負重合量を定義し、弁圧力特性より間接的に等価負重合量を求める一つの方法を提唱した。

この間接法により、二種類のサーボ弁の等価負重合量を間接測定し、実用上十分な測定精度($\pm 3\mu\text{m}$)の得られることがわかった。

終わりに、本研究にご協力いただいた本学学生の小坂幸生、李培雨及び川下洋一郎の諸君に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 中野：スプール弁の非対称アンダラップがサーボモータの駆動力に及ぼす影響，油圧と空気圧，5-2，86（昭和49年）。
- 2) 林，大橋：非対称アンダラップ弁を有する油圧サーボ系の安定性，SICE論文集，22-4，459（昭和61年）。
- 3) 荒木：不均等負重合案内弁を用いた空気圧案内弁・シリンダの周波数特性，第1報，第2報，第3報，油圧と空気圧，10-1，57；10-6，361（昭和54年）；12-4，262（昭和56年）。
- 4) 池辺ほか：サーボ機構とその要素，オーム社，昭和37年，182または
J.L. Shearer: Fluid Power Control, John Wiley, 1959, 192.