弁シールと弁の挙動に関する研究*

望 月 孝 道^{*1}

Analysis of a Valve Seal and The Behavior of a Valve

Takamichi MOCHIZUKI

In the previous paper or analysis of a valve seal, it was shown that sealing mechanism of some valves which have a seal of cylindrical type can be analyzed theoretically by using the cylinder theory on condition that a valve is in the pressure of normal flow and the valve shaft has no influence on performance of valves. But it is recognized distinctly from experiment that the valve shaft and its bearing have great influence on shutoff-performance of valves. In this work, taking account of the valve shaft, the method is applied to analyze sealing mechanism of a valve seal in no flow and bidirectional flow, and developed for analysis of the behavior of a valve itself. This method yields results which are consistent with behavior of a sealing device, besides it gives good explanation for the particular behavior of a valve.

Key Words: Numerical Analysis, Valve, Flow Control, Valve Seal, Valve Shaft, Sealing Mechanism, Behavior of Valve, Cylinder Theory, Bidirectional Flow

1. 結 言

前報⁽¹⁾において、カムフレックス弁あるいは一部のバタフライ弁に採用される構造型式の弁に関し、弁が正流圧力を受ける場合の弁シール（以下、適宜「封止部品」という。）の流体封止のメカニズムについて理論的に解析し実験値との検証をし、理論的な考察を加えることが可能であることを示した。

その際にも触れたように、弁シールの解析をする場合には、(1) 弁が閉の状態流体圧力を受けない場合の他、(2) 閉の状態で一方向から流体圧力を受ける場合や(3) 閉の状態で逆方向から流体圧力を受ける場合は各々別個に検討する必要がある。前報⁽¹⁾で解析したのは上記(2)の場合の一部分であり、本稿では上記(1)、(3)の場合および(2)の残りの場合について考察した。

なお、本研究は弁シールの流体封止メカニズムについての解析を主題として行ったが、その結果は単にそれのみに留まらず、弁自体の特異な挙動についても有益な解析結果が得られた。

2. 理 論

2.1 対象とする弁の弁体回りの構造および封止部品の構造 本稿が対象とする弁の構造は前報⁽¹⁾と同様図1および図2に示すようなものであり、また同様

Fig. 1 Configuration of valve parts

* 原稿受付 1998年3月27日。

*¹ 正員、(有)神戸テクホ(☎658-0003 神戸市東灘区本山北町5-2-2)。

に、円筒理論を適用して説明をこころみるため、シールおよびベローズからなる封止部品を図2(b)のよう

Fig. 2 Section of sealing device and its coordinates

にモデル化して四つの円筒からなるものとし、座標・形状寸法およびせん断力・モーメントを図2および図3に示すようにとる。なお、図2(b)中の長さ l_3 ・厚さ t_3 の部分ペローズ相当部、長さ l_1 ・厚さ t_1 の部分をシール部と称することにする。

Fig. 3 Forces worked on a sealing device

2・2 弁が閉の状態では流体圧力を受けない場合 この状態における値を示すため各変数にサフィックス0を付けるものとする、弁体からの作用を受けてシール部には図3(b)に示すように、押付力 F_{d0} 、摩擦力 G_{d0} が発生し、これらの力は円筒状のシール部の半径方向に H_{d0} として作用することになり、摩擦角を λ_d とすると次式が成立する。

$$G_{d0} = F_{d0} \tan \lambda_d \quad (1)$$

$$\begin{aligned} H_{d0} &= F_{d0} \sin \psi - G_{d0} \cos \psi \\ &= F_{d0} \frac{\sin(\psi - \lambda_d)}{\cos \lambda_d} \end{aligned} \quad (2)$$

同様に、長さ方向にペローズの拘束力はないものとする、リテイナ側に向かって作用する力 V_{d0i} は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} V_{d0i} &= F_{d0} \cos \psi + G_{d0} \sin \psi \\ &= F_{d0} \frac{\cos(\psi - \lambda_d)}{\cos \lambda_d} \end{aligned} \quad (3)$$

先に、封止部品を図2において(a)から(b)にモデル化したが、この際にペローズ相当部から生ずる長さ方向の反力を考慮しなかったことから、次式を仮定してこれを考慮することにする(図3(b))。

$$V_{d0e} = \mu V_{d0i} \quad (4)$$

$$V_{d0} = V_{d0i}(1 - \mu) \quad (5)$$

すなわち、シール部の長さ方向に作用する力のうち、 μ の割合分だけペローズ相当部への力 V_{d0e} になり、残りの分がリテイナ方向に働く力 V_{d0} になるものとする。

同様に、シール部とリテイナとが接する点での値を、 H_{r0} 、 V_{r0} とすると、 V_{r0} と V_{d0} とは同一となるから、摩擦角を λ_r とすると次式が成立する。

$$V_{r0} = V_{d0} \quad (6)$$

$$H_{r0} = V_{r0} \frac{1}{\tan(\phi + \lambda_r)} \quad (7)$$

シール部上部に作用するモーメントを M 、せん断力を Q とし、シール部下部に作用するモーメントを J 、せん断力を S とすると⁽¹⁾、これらと H_{d0} 、 V_{d0i} 、 H_{r0} 、 V_{r0} との間には次式が成り立つ。

$$M = V_{d0i} \times t_1 \quad (8)$$

$$Q = H_{d0} \quad (9)$$

$$S = H_{r0} \quad (10)$$

$$J = V_{r0} \frac{t_1}{2} \quad (11)$$

式(8)はペローズ相当部の拘束力を考慮したものである⁽¹⁾。

上記 M 、 Q 、 S 、 J を用いて前報⁽¹⁾と同様に計算すると、弁が閉の状態では流体圧力を受けない場合の各部のせん断力とモーメント(図3(a))が求められ、それらを用いて各部の変位、傾き、ひずみ、応力等が求められる。

シール部のたわみ w_1 、長さ方向のモーメント M_ξ 、せん断力 Q_ξ は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} w_1 &= Q_1 \frac{1}{2D_1 \kappa_1^3} \left[\frac{F_4}{F_1} F_7(\xi) - \frac{F_5}{F_1} F_{15}(\xi) - \frac{F_6}{F_1} F_{16}(\xi) \right] \\ &+ Q_0 \frac{1}{2D_1 \kappa_1^3} \left[-\frac{F_9}{F_1} F_7(\xi) + \frac{F_8}{F_1} F_{10}(\xi) \right] \\ &+ M_1 \frac{1}{2D_1 \kappa_1^2} \left[-\frac{F_2}{F_1} F_7(\xi) + \frac{F_3}{F_1} F_{10}(\xi) + F_8(\xi) \right] \\ &+ M_0 \frac{1}{2D_1 \kappa_1^2} \left[-\frac{2F_8}{F_1} F_7(\xi) + \frac{F_{10}}{F_1} F_{10}(\xi) \right] \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
M_{\xi} = & Q_1 \frac{1}{\kappa_1} \left[-\frac{F_4}{F_1} F_8(\xi) - \frac{F_5}{F_1} F_{16}(\xi) + \frac{F_6}{F_1} F_{15}(\xi) \right] \\
& + Q_0 \frac{1}{\kappa_1} \left[\frac{F_9}{F_1} F_8(\xi) - \frac{F_8}{F_1} F_9(\xi) \right] \\
& + M_1 \left[\frac{F_2}{F_1} F_8(\xi) - \frac{F_3}{F_1} F_9(\xi) - F_7(\xi) \right] \\
& + M_0 \left[\frac{2F_8}{F_1} F_8(\xi) + \frac{F_{10}}{F_1} F_9(\xi) \right] \dots\dots\dots (13)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\xi} = & Q_1 \left[-\frac{F_4}{F_1} F_{10}(\xi) - \frac{F_5}{F_1} F_{13}(\xi) + \frac{F_6}{F_1} F_{14}(\xi) \right] \\
& + Q_0 \left[\frac{F_9}{F_1} F_{10}(\xi) - \frac{2F_8}{F_1} F_8(\xi) \right] \\
& + M_1 \left[\frac{F_2}{F_1} F_{10}(\xi) - \frac{2F_3}{F_1} F_8(\xi) + F_9(\xi) \right] \\
& + M_0 \left[\frac{2F_8}{F_1} F_{10}(\xi) + \frac{2F_{10}}{F_1} F_8(\xi) \right] \dots\dots\dots (14)
\end{aligned}$$

なお、 F_j , $F_j(\xi)$ の値については前報⁽¹⁾ または文献⁽²⁾ を参照されたい。

シール部外面での長さ方向のひずみ ε_{ξ} および円周方向のひずみ ε_{η} は次式で与えられる。

$$\varepsilon_{\xi} = \frac{1}{E_1} \frac{V_{d0}}{t_1} - \frac{t_1}{2} \frac{d^2 w_1}{d\xi^2} \dots\dots\dots (15)$$

$$\varepsilon_{\eta} = \frac{w_1}{R_d} \dots\dots\dots (16)$$

なお、押付力と摩擦力から摩擦角を考慮した本来の接触力 (図3 (b) の S_d , S_r 相当) も容易に求めることができる。

2.3 正流圧力が作用する場合 正流側から圧力 p_1 が作用する場合を考え、正流圧力による値を示すため変数にサフィックス 1 を付けて表わすことにする。弁体からシール部に押付力 F_{d1} , 摩擦力 G_{d1} が作用するものとする、半径方向に作用する力 H_{d1} および長さ方向に作用する力 V_{d1} は次式で与えられる。

$$G_{d1} = F_{d1} \tan \lambda_d \dots\dots\dots (17)$$

$$F_{d1} = p_1 \frac{R_d}{2} \frac{\cos \psi}{\cos(\psi - \lambda_d)} \dots\dots\dots (18)$$

$$H_{d1} = F_{d1} \frac{\sin(\psi - \lambda_d)}{\cos \lambda_d} \dots\dots\dots (19)$$

$$V_{d1i} = p_1 \frac{R_d}{2} \dots\dots\dots (20)$$

$$V_{d1e} = \mu V_{d1i} \dots\dots\dots (21)$$

$$V_{d1} = V_{d1i}(1 - \mu) \dots\dots\dots (22)$$

同様に、シール部とリテイナとが接する点では次式が成立する。

$$V_{r1} = V_{d1} \dots\dots\dots (23)$$

$$H_{r1} = V_{r1} \frac{1}{\tan(\phi + \lambda_r)} \dots\dots\dots (24)$$

しかし、特に、ここで留意すべきことは、弁体が正流圧力から受ける圧力のすべてが弁体を介してシール部に伝達されるとは限らないことである。

当該圧力の一部を弁軸が負担することから、この負担率 (以下、「正流時負荷弁軸負担率」という。) を ω_1 とすると、シール部にかかる力 ${}_n H_d$, ${}_n V_{di}$ 等は、弁が閉の状態では流体圧力を受けない場合の力 H_{d0} , V_{d0i} , H_{r0} , V_{r0} を考慮すると次のようになる。

$${}_n H_d = H_{d0} + (1 - \omega_1) H_{d1} \dots\dots\dots (25)$$

$${}_n V_{di} = V_{d0i} + (1 - \omega_1) V_{d1i} \dots\dots\dots (26)$$

$${}_n H_r = H_{r0} + (1 - \omega_1) H_{r1} \dots\dots\dots (27)$$

$${}_n V_r = V_{r0} + (1 - \omega_1) V_{r1} \dots\dots\dots (28)$$

したがって、次式が成立する。

$$M = {}_n M_d = {}_n V_{di} \times t_1 \dots\dots\dots (29)$$

$$Q = {}_n H_d \dots\dots\dots (30)$$

$$S = {}_n H_r \dots\dots\dots (31)$$

$$J = {}_n M_r = {}_n V_r \frac{t_1}{2} \dots\dots\dots (32)$$

式 (29) はベローズ相当部の拘束力を考慮したものである⁽¹⁾。

これら M , Q , S , J を前報⁽¹⁾ で得られた式に代入すれば、正流圧力の場合における封止部品各部 (図3 (a)) に生ずるたわみ、モーメント、せん断力、ひずみ、応力等が求められる。

ここに、正流時負荷弁軸負担率 ω_1 は弁軸の剛性、弁軸と弁箱 (回転軸の間隙を含む。) および弁軸と弁体との支持状態等によって左右されるものである。

また、上記算式にベローズ自体が流体から受ける力を加味することも可能であり (4.3), 押付力と摩擦力から摩擦力を考慮した本来の接触力を算出することも容易である。

2.4 逆流圧力が作用する場合 圧力 p_2 が逆流側から作用する場合を考え、逆流圧力による値を示すため変数にサフィックス 2 を付けて表わすことにする。正流圧力の場合と同様にして次式が得られる。

$$H_{d2} = p_2 R_d \frac{\tan(\psi - \lambda_d)}{2} \dots\dots\dots (33)$$

$$V_{d2i} = p_2 \frac{R_d}{2} \dots\dots\dots (34)$$

$$V_{d2e} = \mu V_{d2i} \dots\dots\dots (35)$$

$$V_{d2} = V_{d2i}(1 - \mu) \dots\dots\dots (36)$$

$$V_{r2} = V_{d2} \dots\dots\dots (37)$$

$$H_{r2} = V_{r2} \frac{1}{\tan(\phi + \lambda_r)} \dots\dots\dots (38)$$

当該逆流圧力の一部を弁軸が負担することから、こ

の負担率（以下、「逆流時負荷弁軸負担率」という。）を ω_2 とすると、シール部にかかる力 ${}_rH_d$, ${}_rV_{di}$ 等は、弁が閉の状態では流体圧力を受けない場合の力 H_{d0} , V_{d0i} , H_{r0} , V_{r0} を考慮すると次のようになる。

$${}_rH_d = H_{d0} + (1 - \omega_2)H_{d2} \quad (39)$$

$${}_rV_{di} = V_{d0i} + (1 - \omega_2)V_{d2i} \quad (40)$$

$${}_rH_r = H_{r0} + (1 - \omega_2)H_{r2} \quad (41)$$

$${}_rV_r = V_{r0} + (1 - \omega_2)V_{r2} \quad (42)$$

したがって、式

$$M = {}_rM_d = {}_rV_{di} \times t_1 \quad (43)$$

$$Q = {}_rH_d \quad (44)$$

$$S = {}_rH_r \quad (45)$$

$$J = {}_rM_r = {}_rV_r \frac{t_1}{2} \quad (46)$$

が成立するから、これら M , Q , S , J を前報⁽¹⁾で得られた式に代入すれば、逆流圧力の場合の封止部品各部に生ずるたわみ、モーメント、せん断力、ひずみ、応力等が求められる。

3. 実 験

実験に使用した封止部品はシールとベローズが一体で製作された SUS 304 製のもので図 2 (a) に示すような断面形状の極めて小さなものである。

ひずみの計測には、グリッド長さ 2.0 mm の 3 軸ひずみゲージを用いた。

シール部外面に、図 1 および図 2 (a) に示すように長さ方向に二箇所、円周方向に八箇所（天地左右およびそれらの中間）に 3 軸ひずみゲージのうちの 2 軸が円周方向および長さ方向を向くように貼り付けた。

「天」は弁軸の上側、「左」は図 1 に示すゲージの位置（正流側から見た左側の位置）に相当し、この「左」の測定点が測定点 4（ベローズ側）および測定点 8（リテナ側）である（図 1）。

これらの測定点の位置と X 軸（図 1）に対して対称の位置が「右」であり、測定点 4 に対応するのが測定点 2、測定点 8 に対応するのが測定点 6 である（図 1）。

ゲージの長さ方向の貼付位置を図 2 (a) に示す。

ひずみ測定には 1 アクティブ・多点切替・静ひずみ測定法を採用し、弁内部の正流側・逆流側に圧力を別個にまたは同時にかけ、圧力とひずみを計測した。

4. 理論値と実験値

4.1 実験値 正流および逆流圧力をかけた場合のシール部の円周方向に生じたひずみの計測結果を図 4 および図 5 に示す。図 4 はベローズ側に貼られたひず

Fig. 4 Fluid pressure - strain diagram (bellows side)

Fig. 5 Fluid pressure - strain diagram (retainer side)

みゲージの値を示し、図 5 はリテナ側に貼られたひずみゲージの値を示す。

二つの図を比較すると、右側測定点のうちのリテナ側の測定点 6 の計測値（図 5）において逆流圧力側の値が他の測定点に比べると異なった傾向を示しているが、それ以外の計測値は全く同じ傾向を示している。

リテナ側の測定点の計測値（図 5）がベローズ側の計測値（図 4）に比べて劣るのは、

- a. リテナ側にはベローズ側にあるベローズのような拘束物がないためリテナとシール部との間の滑りに差が生じ易いこと
 - b. さらに、逆流圧力側では発生するひずみそのものの絶対値が小さくこの領域では信頼性の高い計測値が得られにくいこと
- 等に起因するものと解される。

また、図 5 において左側の測定点 8 と右側の測定点 6 との間でひずみに差が生じているが、これは実験に使用した弁は二偏心のパタフライ弁であって左側と

右側とでは弁の開閉時の摩擦角の方向が逆であることの差違が、上記 a. の影響を受けて、顕著に現れたことによるものと思われる。

4.2 弁の挙動とその概念 上記の実験結果を注視すると、弁の挙動に以下のような特異な現象が生じていることがわかる。

- (1) 圧力 0 の状態から正流側に圧力を加えていくと、急激にひずみが増加する領域が現われる。
- (2) このひずみが急増する領域は正流圧力域でのみしか見られない。
- (3) さらに圧力を加えるとひずみの増加率が小さなかつ一定の領域（以下「正流側低ひずみ領域」という。）があらわれる。
- (4) 正流側低ひずみ領域のひずみの増加率と、逆流側でのひずみの増加率がほぼ同じである。

本稿が対象とした弁は正流方向に弁軸があることまた弁体に作用する力は弁シールを正流側から押圧する形式のものであること等を考慮すると、上記の現象は、弁の挙動が概念的に図6となることを示すものと考えられ、以下のように解される。

Fig. 6 Conceptual Chart of Valve Behavior

図6中のA点は当初流体圧力がないときに弁を閉の状態にした場合を示しており、このときは弁軸に加えた荷重のうちの弁体を介して弁シールを押圧している荷重（以下、「初期押圧荷重」という。）が作用してシール部にはA点に相当するひずみが発生している。

このA点から正流側に圧力を加えていくと、初期押圧荷重が流体圧力による荷重により徐々に肩代わりされながらひずみは増加し、B点で初期押圧荷重が完全に解放される。

B点を過ぎると、弁軸と弁箱および弁体との間に存

在する隙間等による緩みのため弁軸・弁体の動きは自由となって弁軸は何等荷重を負担せず、このため流体圧力はすべてシール部にかかることから急激にシール部のひずみは増加する。やがて隙間等による緩みは解消してC点に達し、さらに圧力が増加すると、弁軸は当初負担した方向とは逆の荷重を負担しつつD点に到達する。

D点から減圧していくときの状態は、摩擦角を考慮した場合は理論から以下のようにになると推定される。

圧力を下げると弁体が動いて摩擦角は消滅し逆方向の摩擦角が生じてE点のひずみが発生し、さらに圧力を下げるとひずみはF点を通り、圧力が0になるとG点に達する。

さらに、逆流側に圧力を加えると、ひずみはH点を通してI点に達する。そこで逆流側圧力を少し減圧すると摩擦角は消滅し逆方向の摩擦角が発生してJ点に達し、さらに減圧して逆流圧力を0にするとA点に到達して一サイクルを終了する。

ここに、JB線とCD線、EF線とHI線、BC線とFH線とはそれぞれほぼ平行な直線であり、CD線（JB線）とEF線（HI線）との間に生ずる平行度の差違は摩擦角の方向が逆になることによって接触力の方向が変わることに起因して生じ、CD線（EF線）とJB線（HI線）との間の平行度の差違は弁軸を主とする弁の回転閉止系全体の剛性が弁軸の回転方向によって差があることによって生じるものと考えられる。

また、BC線は前述の考えにたてば原点Oを通ると考えられ、さらに、FGH線のF点は、弁が正流圧力を受けた場合にシールと弁体相互間に喰い込みが生じるか否かまたその喰い込み量の多寡によって、その位置は変動する。

なお、以上の理由から前報⁽¹⁾では、弁軸の影響のないと解される正流領域のB'C'間の計測値である正流圧力 0.588 MPa の値を使用して解析している。

4.3 理論計算値 2. の理論式には、4.2 の概念にもとづいて数式に ω_1 の修正を加えてあり、その数式により左側測定点のうちのペローズ側の測定点4（図1、図2(a)、図4）について理論計算をしてみた。使用した変数の数値は表1に示すものであって、前報⁽¹⁾で使用した数値に、 $F_{d0} = 2.155$ 、 $\omega_1 = 0.696$ および $\omega_2 = 0.738$ が加わっただけである。なお、弁を閉状態にするために必要とする弁軸トルクと F_{d0} との関係については文献⁽³⁾⁽⁴⁾を参照されたい。

計算結果を4.2の概念にもとづいて、グラフにしたのが図7であり、併せて測定点4の計測値も図示した。

計算例は前報⁽¹⁾と同様

理論計算の圧力 = 実験値の圧力 $\times 0.85$ …… (47)

の関係で計算してある。

Table 1 Parameters for Calculation
Unit(except mentioned otherwise):
mm, GPa, radian

R_d (Radius of contact circle)		94.6
ϕ (Angle of disc)		0.363
ψ (Angle of retainer)		1.207
λ_d (Friction angle of disc)		0.1
λ_r (Friction angle of retainer)		0.3
μ (Force ratio on bellows)		0.914
F_{d0} (Initial contact force) [MPa $\times$ mm]		2.155
ω_1 (Ratio of load)		0.696
ω_2 (Ratio of load)		0.738
Bellows	Length	11.4
	Thickness	0.5
	Modulus of elasticity	206
	Poisson's ratio	0.3
Upper counter part	Length	0.85
	Thickness	4.5
	Modulus of elasticity	206
	Poisson's ratio	0.3
Seal	Length	10.3
	Thickness	4.6
	Modulus of elasticity	206
	Poisson's ratio	0.3
Lower counter part	Length	0.85
	Thickness	3.66
	Modulus of elasticity	206
	Poisson's ratio	0.3

Fig. 7 Comparison chart between theory and experiment

正流時負荷弁軸負担率 ω_1 は 0.696 であり、一方、逆流時負荷弁軸負担率 ω_2 は 0.738 であって、両者はほぼ同じであり、流体圧力による荷重の大半を弁軸が負担していることを意味している。 ω_2 の方が ω_1 よりもわずかに大きい、これは弁軸の回転閉止系が弁を閉じる時(図6, A点)を主眼において設計されていることに関係があるように思われる。

なお、ベローズは流体圧力に対して長さ方向に円輪として荷重を受けることになるが、本計算例の場合には、この流体圧力によってベローズを介してシール部に作用する長さ方向の力は、流体圧力が弁体を介してシール部に作用する長さ方向の力(例、 V_{d1i} , V_{d2i})の

約1割となって無視できないことからこれも算入して計算した(2.3)。

5. 考 察

弁のすべての使用状態下における弁シールについて、以下の事項が明らかになった。

a1. 弁シールに生ずる円周方向のひずみに関し、弁が受けるすべての荷重状態において、理論と実験とは流体圧力比が 0.85:1.00 である点を除き、良好な一致を示した。

a2. 流体圧力による荷重の大半を弁軸が負担していることから、弁シールの強度・性能を検討するうえで、弁軸系は無視できないことが判明した。

また、弁そのものの挙動が明らかになったことから、弁全体について次の事項が導き出される。以下、弁の挙動についての概念図(図6)に基づいて説明する。

b1. 弁体を介して弁シールを正流側から押圧して閉状態にする型式の弁の場合には、弁シールが流体圧力すべてを負担する領域(B'C'間)が存在する。したがって、この領域を小さくすることは、図から明らかなように、弁の許容使用圧力を高めることに直結する。このためには、弁軸の回転系の流体の流れ方向に関する遊びを小さくすること、また弁シールの伸縮性を大きくして遊びを早く吸収することが有効である。

b2. 流体圧力の高い領域では、正流時(逆流時)負荷弁軸負担率が大きな影響力を有し、該負担率を大きくすることは弁シールへの荷重の軽減につながる。従って、弁軸の剛性や弁軸を支える部材の剛性を高めることは、最高使用圧力を高めるために有効な手段となる。

b3. 弁を閉じる際の初期押圧荷重は、図から明らかなように、大きくするとD点(E点)を押し上げることから正流方向の最高使用荷重の減少をもたらす一方、逆流域のI点(J点)をより逆流圧力側へ移動させることから逆流方向の最高使用圧力を高めることになる。従って、正逆の2方向に使用する弁においては、初期押圧荷重を使用圧力に応じた適切な荷重に設定する必要がある。

6. 結 言

本稿では、前報⁽¹⁾に引き続いて、弁のすべての使用状態下における弁シールについて解析をし、理論と実験との間で良好な一致をみた。

弁には多種多様の型式が在ることから、本稿はすべての弁に適用し得るものではない。

しかし、一部の型式の弁に限定されるとは言え、今まで何等理論的解析がなされてこなかった弁シールの

流体封止メカニズムが解明されたことから、弁シールの設計において始めて数値解析が可能であることが検証された。これにより、弁シール形状の決定のみならず素材の選定に有効な手段を提供しうることとなり、それも、弁シールが受けるすべての荷重状態において解析が可能となったことから、理論解析の有用性は一層大きなものとなった。

それに加え、弁の挙動そのものについても理論・実験に基づく有益な概念が初めて確立されたことから、高性能な弁の開発をも可能とする途が開かれたことになる。

また、本稿は一部の型式の弁についてのものであるが、このような解析手法や弁の挙動の概念は他の型式の弁にも援用できるものと解される。

文 献

- (1) 望月, 機論, 64-628, B(1998), 3950-3956.
 - (2) Hampe, E. *Statik Rotationssymmetrischer Flächentragwerke Band 2*. (1968), 55, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin
 - (3) 望月, バタフライ弁におけるシール封止力と弁軸トルクについての考察 (第1報), 化学装置, 40-8(1998), 81-84.
 - (4) 望月, バタフライ弁におけるシール封止力と弁軸トルクについての考察 (第2報), 化学装置, 40-10(1998), 102-106.
-