緩衝室を持つ往復圧縮機用自動弁の挙動特性*

(第1報, 計算)

加藤 稔^{*1}, 黒橋道也^{*1}
藤川 猛^{*1}, 青島正勝^{*2}Dynamic Behavior of Valves with Pneumatic Chambers for Reciprocating Compressors
(1st Report, Calculation)Minoru KATO, Michiya KUROHASHI
Takeshi FUJIKAWA, and Masakatsu AOSHIMA

This paper describes the dynamic behavior of valves with pneumatic chambers for reciprocating compressors. These are known as 'damped valves' and are capable of reducing the impact on the valve seat and valve stopper. The characteristics of the dynamic behavior of the damped valves were clarified by calculating newly derived governing equations of valve dynamics. From the calculated results, it becomes apparent that the volume of the pneumatic chambers and the clearance between the pneumatic chamber and the valve have a large influence on the impact speed of the valve. Furthermore, the valves tend to close later for a higher compressor speed and to oscillate at a larger amplitude for a lower density of gas such as hydrogen. These tendencies show that the selection of the specification of damped valves is very important. The stiffness of the valves spring and the lift of the valve also affect valve behavior as with valves without pneumatic chambers.

Key Words: Compressible Flow, Numerical Analysis, Reciprocating Compressor, Valve Dynamics

1. ま え が き

往復圧縮機に使用される自動弁は、ガスの吐出し、吸込みを制御する重要な要素の一つであり、その作動がうまくいかない場合は圧縮機の性能や効率の低下をまねく。したがって、設計段階からガスの性状や圧縮機の仕様を考慮した最適な弁の形状や寸法を選択する必要がある。古くから弁の挙動に関する研究が数多く行われてきた^{(1)~(4)}。しかし、弁は開閉時に弁座、弁受けに厳しい衝突を繰返すため、弁板や弁ばねが破損する事故が後をたたず、ピストンリングとともに往復圧縮機のトラブルの元凶となっていた。そこで、開閉時の衝突を緩和するためさまざまな弁が開発されてきており、その中の一つに図1, 2に示すような、弁の片側に緩衝室 (pneumatic chamber) を持ったダンプト弁と称する自動弁がある。これは、弁の開閉時に緩衝室内のガスがクッションの働きをして衝撃を和らげる効果があるとともに、仮に弁板や弁ばねが破損しても緩

衝室にたまって散逸しないなどの特長があり、この弁の登場によってトラブルはかなり減少した。しかし、近年のガスの多様化や圧縮機の高速化に伴って、これまでのダンプト弁の適用範囲を逸脱した仕様条件が増え、ダンプト弁の適用範囲の拡大が求められてきている。ダンプト弁の適用範囲決定は経験的要素が強く、その基本的な特性を詳細に調べた研究はないようである。そこで本報では、緩衝室を持つ自動弁の基本的特

図1 吐出し弁モデル

図2 吸込弁モデル

* 昭和63年3月30日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年10月26日。

^{*1} 正員、(株)神戸製鋼所要素技術センター(〒673-02 神戸市西区高塚台1-5-5)。

^{*2} (株)神戸製鋼所機械事業部(〒651 神戸市中央区脇浜町1-3-18)。

性を明らかにするため、まず弁を一自由度系にモデル化し、緩衝室などの特性を含めて弁の挙動を数値計算により求めた。弁前後および緩衝室からのガス流れに関しては、圧縮性ガスのノズル内流れを応用した Costagliola⁽¹⁾の考え方を基本にし、新たに弁ばね予荷重項の追加、緩衝室内ガス圧力変化の式、吐出し側および吸込側のガス圧力が変動した場合にも適用できるガス圧力変化の式、ガスが逆流する場合の式の導出を行った。この方法により、弁の緩衝室容積、緩衝室と弁とのすきま量、圧縮機回転数、ガスの種類、弁ばね定数、弁リフト量などの因子が弁の挙動に影響するようすが明らかとなり、経験的弁選定から事前に設計段階より最適弁を選ぶことができるようになった。また、この方法は緩衝室を持たない弁にも応用できるため、広い適用範囲を有している利点もある。

2. 主 な 記 号

A_p : ピストン断面積
 A_v : 弁面積
 A_d : 緩衝室と弁とのすきま面積
 A_{max} : 弁のガス通過最大面積
 $B_o = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}} \frac{C_{st} \lambda_0 A_{o max}}{A_p S \omega}$
 $B_o^* = B_o \frac{C_{osw}}{C_{st}}$
 $B_d = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}} \frac{C_{dst} \lambda_d A_d}{V_{d max} \omega}$
 $B_d^* = B_d \frac{C_{osw}}{C_{dst}}$
 $B_{in} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}} \frac{C_{in sw} \lambda_{in} A_{in max}}{A_p S \omega}$
 $B_{in}^* = B_{in} \frac{C_{st}}{C_{in sw}}$
 $B_d^{**} = B_d \frac{C_{sw}}{C_{dst}}$
 c : 弁の減衰係数
 c_D : 弁の抗力係数
 c_v : 等積比熱
 C : ガス音速
 F : 弁に加わる流体力
 F_{vo} : 弁ばね予荷重
 g : 重力の加速度
 G : ガス重量
 h : 減衰係数比
 k : 弁ばね定数
 l : コンロッド長さ
 m : 弁ばね質量
 p : シリンダ内圧力

p_d : 緩衝室内圧力
 p_{in} : 吸込室内圧力
 p_o : 吐出し室内圧力
 r : クランク半径
 R : ガス定数
 s : ピストンストローク
 t : 時刻
 T : ガス温度
 V_d : 緩衝室容積
 $V_{d max}$: 弁が閉じているときの緩衝室最大容積
 $\hat{V}_{d max}$: 無次元緩衝室容積 $= A v x_l / V_{d max} = 1/\beta$
 w_G : ガス重量流量
 x : 弁座からの弁変位
 x_l : 弁リフト量
 z : ピストン変位
 z_1 : 上死点でのピストンとシリンダヘッドのすきま
 z_2 : 下死点でのピストンとクランクエンドのすきま
 α : 無次元弁変位 $= x/x_l$
 $\beta = 1/\hat{V}_{d max}$
 $\delta = A_d/A_v$
 $\varepsilon = r/l$
 θ : 上死点からのクランク角
 γ : 比熱比
 λ : ガス流量係数
 ω : 圧縮機回転角速度
 ω_o : 弁の固有振動数 $= \sqrt{k/m}$
 $\Omega = \omega_o/\omega$
 $\dot{}$: 時間に関する微分
 $\dot{}_\theta$: フランク角 θ に関する微分
 添 字
 o : 吐出し状態
 in : 吸込状態
 d : 緩衝室状態
 st : シリンダ内または緩衝室内からガスが流出開始する状態
 sw : シリンダ内または緩衝室内にガスが流入開始する状態

3. 支 配 方 程 式

弁の支配方程式を導くために以下の仮定をおく。

- (1) 弁の運動は一自由度振動系とする。
- (2) 気体は完全ガスで一次元流れとし、壁との摩擦および熱の出入りはない。

(3) ガス吐出し中は準静的変化と考え、シリンダ内ガスは断熱変化とし、ガス吸込中ではシリンダと吸い込まれる気体よりなる境界内でエネルギー保存される。

以上の仮定の基に、(i)弁の運動、(ii)ピストンの動き、(iii)吐出しガスの順流、逆流、(iv)吸込ガスの順流、逆流、(v)緩衝室へのガスの順流、逆流、の各々について方程式をたてる。

3.1 弁の運動方程式

3.1.1 吐出し弁 図1のように弁を一自由度系にモデル化すると、弁の運動方程式は以下のようになる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F - F_{v0} + mg \quad \dots\dots\dots (1)$$

弁に加わる流体力 F は、シリンダ内圧力 p と緩衝室圧力 p_a の差であるから、

$$F = c_D A_v (p - p_a) \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表され、式(2)を式(1)に代入し、両辺 m で割って時間に関する微分をクランク角 θ の微分に置き直す以下のようになる。

$$\ddot{x} + 2h\Omega\dot{x} + \Omega^2 x = \frac{c_D A_v (p - p_a)}{m\omega^2} - \frac{F_{v0}}{m\omega^2} + \frac{g}{\omega^2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、重力の加速度 g の符号は図1の場合は正、上下逆であれば負となる。

3.1.2 吸込弁 図2のように吐出し弁と同様にモデル化する。この場合、弁に加わる流体力 F は吸込室圧力 p_{in} と緩衝室圧力 p_a との差になるから、吸込弁の運動方程式は式(4)のようになる。

$$\ddot{x} + 2h\Omega\dot{x} + \Omega^2 x = \frac{c_D A_v (p_{in} - p_a)}{m\omega^2} - \frac{F_{v0}}{m\omega^2} + \frac{g}{\omega^2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

3.2 ピストンの動き

3.2.1 シリンダヘッド側 シリンダヘッドからのピストン位置 z およびピストン速度 $\dot{z}$ は、上死点でのピストンとシリンダヘッドのすきまを z_1 とし、クランク角 θ を上死点から取ると以下のようになる。

$$z = z_1 + r(1 - \cos \theta) + \frac{r}{\varepsilon}(1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\dot{z} = r \sin \theta (1 + \varepsilon \cos \theta / \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}) \quad \dots\dots (6)$$

3.2.2 クランク側 クランク端からのピストン位置 z およびピストン速度 $\dot{z}$ は同様に以下のようになる。ただし、 z_2 は下死点でのクランク端とピストンとのすきまを表す。

$$z = z_2 + r(1 + \cos \theta) - \frac{r}{\varepsilon}(1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\dot{z} = -r \sin \theta (1 + \varepsilon \cos \theta / \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}) \quad (8)$$

3.3 ガス圧力変化の式 弁を通過するガス流れの式は、圧縮性ガスのノズル内一次元流れを応用した Costagliola⁽¹⁾ の考え方を基本にし、新たに弁ばね予荷重項の追加、緩衝室内ガス圧力変化の式、吐出し側および吸込側のガス圧力が変動した場合にも適用できるガス圧力変化の式、ガスが逆流する場合の式、の導出を行った。基本的には、ある容積からガスが流出または流入する場合の容積内ガス圧力変化は準静的と考え、流出する場合は断熱変化の式、流入する場合はエネルギー保存則の式を用いて導く⁽⁵⁾。

3.3.1 吐出し弁の場合 図1や式(3)で示したように、吐出し弁の動きを支配するガス圧力はシリンダ内圧力 p と緩衝室圧力 p_a である。ここでは、 p と p_a の圧力変化の式を、吐出し側圧力 p_o 、ピストンの動き z 、弁の動き x などの関数から以下のように求めた。

(1) シリンダ内ガス圧力変化の式

(i) シリンダ内よりガスが流出する場合(順流) この場合、シリンダ内ガスは準静的変化と考え断熱変化の式を適用する。シリンダ内ガスの状態方程式および等エントロピー変化の式は以下のようになる。

$$p A_p z = GRT \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$T_p^{-(k-1)/k} = \text{const.} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、流出開始のガス状態を添字 st を用いて表し、式(9)、(10)よりシリンダ内ガス重量の時間変化の式を導くと式(11)のようになる。

$$\frac{dG}{dt} = \frac{G_{st}}{z_{st}} \omega \left[\left(\frac{p}{p_{st}} \right)^{1/k} \frac{dz}{d\theta} + \frac{z}{x} \left(\frac{p}{p_{st}} \right)^{-(k-1)/k} \times \frac{d(p/p_{st})}{d\theta} \right] \quad \dots\dots\dots (11)$$

弁を通過するガスの重量流量は、よく知られているノズル内流れの式を用いると、

$$w_G = \lambda_o A_{o\max} \alpha_o \sqrt{\frac{2g\gamma}{RT(\gamma-1)}} p \left(\frac{p_o}{p} \right)^{1/k} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_o}{p} \right)^{(k-1)/k}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

になる。シリンダ側から見てガス流出のときはシリンダ内ガス重量は減るので、 $w_G = -dG/dt$ で表される。式(11)と式(12)より、結局クランク角に対するシリンダ内ガス圧力変化の式は式(13)のようになる。

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{x}{z/s} \left[-B_o \alpha_o p_o \left(\frac{p_o}{p_{st}} \right)^{(k-1)/2k} \left(\frac{p}{p_o} \right)^{(k-1)/k} \times \sqrt{\left(\frac{p}{p_o} \right)^{(k-1)/k} - 1} - \frac{p}{s} \frac{dz}{d\theta} \right] \quad \dots\dots\dots (13)$$

この式は、弁ばね予荷重 $F_{v0} = 0$ のときは $p_o = p_{st}$ と

なり Costagliola の式と一致する。また、弁が閉じているときは $\alpha_o = 0$ で右辺第2項のみとなり、シリンダ内ガスは断熱変化することを表す。

(ii) シリンダ内にガスが流入する場合 (逆流) この場合は、流入するガスとシリンダ内ガスとからなる領域内でエネルギー保存則を適用し、断熱変化とすると以下の関係式が成り立つ。

$$c_v G_{sw} T_{sw} - c_v G T + c_v G_{osw} T_{osw} + G_{osw} p_{osw} v_{osw} = \int p A_p dz \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、添字 sw は逆流し始めるときの状態を表す。状態方程式で $c_v = R/(\chi - 1)$, $G = G_{sw} + G_{osw}$ の関係を用いて式(14)を書き換えると

$$G_{sw} - G_{sw} \frac{p}{p_{sw}} \frac{z}{z_{sw}} + (G - G_{sw}) \chi \frac{T_{osw}}{T_{sw}} = (\chi - 1) \frac{G_{sw}}{z_{sw}} \int \frac{p}{p_{sw}} \frac{dz}{dt} dt \quad \dots\dots\dots (15)$$

となる。式(15)を時刻 t で微分すると、シリンダ内ガス重量の時間変化の式は以下のように導かれる。

$$\frac{dG}{dt} = \frac{G_{sw} \omega T_{sw}}{z_{sw} T_{osw}} \left[\frac{p}{p_{sw}} \frac{dz}{d\theta} + \frac{z}{\chi} \frac{d(p/p_{sw})}{d\theta} \right] \quad (16)$$

順流の場合と同様に、弁を通過するガスの重量流量の式は

$$w_c = \lambda_o A_{o\max} \alpha_o \sqrt{\frac{2gx}{RT_o(\chi - 1)}} p_o \left(\frac{p}{p_o} \right)^{1/\chi} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{(k-1)/k}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる。 $w_c = dG/dt$ より、クランク角 θ に対するシリンダ内ガス圧力変化の式は式(18)のようになる。

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\chi}{z/s} \left[B_o^* \alpha_o \left(\frac{p_{osw}}{p_o} \right)^{(k-1)/2k} p_o \left(\frac{p}{p_o} \right)^{1/\chi} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{(k-1)/k}} - \frac{p}{s} \frac{dz}{d\theta} \right] \quad \dots\dots\dots (18)$$

p_o が常に一定であれば $p_{osw} = p_o$ となり Costagliola の式と一致する。この式では p_o が変動 (脈動) しても計算できるように式(13)と同様に式(18)の形で表した。

(2) 緩衝室内ガス圧力変化の式

(i) 緩衝室内よりガスが流出する場合 シリンダ内よりガスが流出する場合と同様に、緩衝室内のガス重量変化の式は式(19)のように求まる。

$$\frac{dG_d}{dt} = \frac{G_{dst}}{V_{dst}} \left[\left(\frac{p_d}{p_{dst}} \right)^{1/k} \frac{dV_d}{dt} + \frac{V_d}{\chi} \left(\frac{p_d}{p_{dst}} \right)^{-(k-1)/k} \times \frac{d(p_d/p_{dst})}{dt} \right] \quad \dots\dots\dots (19)$$

また、緩衝室と弁とのすきま (図1参照) を流れるガス重量流量の式は以下のようになる。

$$w_d =$$

$$\lambda_d A_d \sqrt{\frac{2gx}{RT_d(\chi - 1)}} p_d \left(\frac{p_o}{p_d} \right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{p_o}{p_d} \right)^{(k-1)/k}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

緩衝室から見て気体が流出するときは重量が減るので $w_d = -dG_d/dt$ が成り立ち、 $dV_d/dt = -A_v dx/dt$ であるので、式(19)と式(20)より緩衝室内ガス圧力変化の式は結局以下のようになる。

$$\frac{dp_d}{d\theta} = \frac{\chi}{1 - \bar{V}_{d\max} \alpha_o} \left[-B_d \left(\frac{p_o}{p_{dst}} \right)^{(k-1)/2k} \left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{(k-1)/k} \times \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{(k-1)/k} - 1} + \bar{V}_{d\max} p_d \frac{d\alpha_o}{d\theta} \right] \quad \dots\dots (21)$$

式(21)において、ガスの流出がない場合 (右辺第1項が零の場合) は右辺第2項のみが残り、これは閉空間のガス容積の変化と圧力との関係式にほかならない。

(ii) 緩衝室内にガスが流入する場合 シリンダ内にガスが流入する場合と同様に考えると、緩衝室内のガス重量変化の式および緩衝室と弁とのすきまを流れるガス重量の式は以下のようになる。

$$\frac{dG_d}{dt} = \frac{G_{dsw} \omega T_{dsw}}{V_{dsw} T_{osw}} \left[\frac{V_d}{\chi} \frac{d(p_d/p_{sw})}{dt} - A_v \frac{p_d}{p_{dsw}} \frac{dx}{d\theta} \right] \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$w_d =$$

$$\lambda_d A_d \sqrt{\frac{2gx}{RT_o(\chi - 1)}} p_o \left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{(k-1)/k}} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$w_d = dG_d/dt$ より、緩衝室内ガス圧力変化の式は結局式(24)のようになる。

$$\frac{dp_d}{d\theta} = \frac{\chi}{1 - \bar{V}_{d\max} \alpha_o} \left[B_d^* \left(\frac{p_{osw}}{p_o} \right)^{(k-1)/2k} p_o \left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{1/k} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_o} \right)^{(k-1)/k}} + \bar{V}_{d\max} p_d \frac{d\alpha_o}{d\theta} \right] \quad \dots\dots (24)$$

3.3.2 吸込弁の場合 図2や式(4)で示したように、吸込弁の動きを支配するガス圧力は吸込室内圧力 p_{in} と緩衝室圧力 p_d である。吐出し弁と同様に、シリンダ内圧力 p と p_d の圧力変化の式を以下のように求めた。ただし、導出方法は吐出し弁と同様のため結果のみを示す。

(1) シリンダ内ガス圧力変化の式

(i) シリンダ内にガスが流入する場合 (順流) 吐出し弁の場合のガス流入に相当する場合で、エネルギー保存則を用いると以下のように表される。

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\chi}{z/s} \left[B_{in} \alpha_{in} \left(\frac{p_{insw}}{p_{in}} \right)^{(k-1)/2k} p_{in} \left(\frac{p}{p_{in}} \right)^{1/k} \right]$$

$$\times \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_{in}}\right)^{(k-1)/k}} - \frac{p}{s} \frac{dz}{d\theta} \dots\dots\dots (25)$$

(ii) シリンダ内よりガスが流出する場合 (逆流)
吐出し弁のガス流出の場合と同様に, 等エントロピーの式を用いると式(26)のように表される.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\kappa}{z/s} \left[-B_{in}^* \alpha_{in} \left(\frac{p_{in}}{p_{st}}\right)^{(k-1)/2k} p_{in} \left(\frac{p}{p_{in}}\right)^{(k-1)/k} \right. \\ \left. \times \sqrt{\left(\frac{p}{p_{in}}\right)^{(k-1)/k} - 1} - \frac{p}{s} \frac{dz}{d\theta} \right] \dots\dots\dots (26)$$

(2) 緩衝室内ガス圧力変化の式

(i) 緩衝室よりガスが流出する場合

$$\frac{dp_d}{d\theta} = \frac{\kappa}{1 - \hat{V}_{dmax} \alpha_{in}} \left[-B_d p \left(\frac{p}{p_{dst}}\right)^{(k-1)/2k} \left(\frac{p_d}{p}\right)^{(k-1)/k} \right. \\ \left. \times \sqrt{\left(\frac{p_d}{p}\right)^{(k-1)/k} - 1} + \hat{V}_{dmax} p_d \frac{d\alpha_{in}}{d\theta} \right] \dots\dots\dots (27)$$

(ii) 緩衝室にガスが流入する場合

$$\frac{dp_d}{d\theta} = \frac{\kappa}{1 - \hat{V}_{dmax} \alpha_{in}} \left[B_d^{**} p \left(\frac{p_{sw}}{p}\right)^{(k-1)/2k} \left(\frac{p_d}{p}\right)^{1/k} \right. \\ \left. \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p}\right)^{(k-1)/k}} + \hat{V}_{dmax} p_d \frac{d\alpha_{in}}{d\theta} \right] \dots\dots\dots (28)$$

4. 計 算 方 法

3章で求めた各方程式を連立させて Runge-Kutta-Gill 法で数値計算した. 各条件によって用いる方程式をまとめると以下ようになる.

(1) 吐出し弁

(i) シリンダ内よりガスが流出する場合 (順流)

(a) 緩衝室内よりガスが流出する場合

式(3), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (13), (21)

表 1 弁の諸元

Chamber volume ratio	β	1.6
Clearance ratio	δ	0.02
Gas		Nitrogen
Natural frequency	f	60 Hz
Lift	χ	1.3 mm
Drag coefficient	c_d	1.0
Dis. coefficient	λ	0.73
Damping coefficient	c	0

(b) 緩衝室内にガスが流入する場合

式(3), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (13), (24)

(ii) シリンダ内にガスが流入する場合 (逆流)

(a) 緩衝室内よりガスが流出する場合

式(3), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (18), (21)

(b) 緩衝室内にガスが流入する場合

式(3), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (18), (24)

(2) 吸込弁

(i) シリンダ内にガスが流入する場合 (順流)

(a) 緩衝室内よりガスが流出する場合

式(4), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (25), (27)

(b) 緩衝室内にガスが流入する場合

式(4), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (25), (28)

(2) シリンダ内よりガスが流出する場合 (逆流)

(a) 緩衝室内よりガスが流出する場合

式(4), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (26), (27)

(b) 緩衝室内にガスが流入する場合

式(4), (5)と式(6)または式(7)と式(8), (26), (28)

以上の各方程式群の組合せを, シリンダ内圧力, 緩衝室内圧力, 吐出し室圧力, 吸込室圧力の大小関係を

表 2 圧縮機の諸元

Suc. pressure	0.5 MPa
Dis. pressure	1.1 MPa
Speed	650 rpm
Piston dia.	0.155 m
Stroke	0.15 m
Con. rod length	0.36 m

図 3 弁の動き (緩衝室容積の影響)

モニタしながら選択する。弁が弁座、弁受けに衝突するときは、壁に丁度当たるように繰返し計算を行うとともに、衝突後ははね返り係数を用いて逆速度を与えている。初期条件は、例えばシリンダヘッド側の弁に対しては、吐出し弁では下死点でのシリンダ内容積や吸込室圧力などを用い、吸込弁では上死点でのシリンダ内容積や吐出し室圧力などを用いている。緩衝室のない弁については、例えば吐出し弁の場合は、緩衝室内圧力変化が生じない程度に、緩衝室容積および緩衝室と弁とのすきまを大きな値にすることによって計算できる。

5. 計算

ここでは、弁挙動に影響する代表的な因子となる(1)緩衝室容積、(2)緩衝室と弁とのすきま、(3)圧縮機回転数、(4)ガスの種類、(5)弁ばね定数、(6)弁リフト量、を変化させて弁挙動の基本的特性を明らかにする。表1に示す弁の基本的定数を個々に変化させて、弁挙動に対する各因子の影響度を計算によって

表3 弁の衝突速度 (緩衝室容積の影響)

Chamber volume ratio β	Impact speed cm/s	
	Dis. valve	Suc. valve
1.6	1 4 5.4	1 3 1.6
8	1 6 9.9	1 5 1.5
16	1 8 9.8	1 7 1.6

図4 弁の動き (すきま量の影響)

図5 弁の動き (回転数の影響)

確かめた。圧縮機の諸元は表2に示す。

5.1 緩衝室容積の影響 3種類の緩衝室容積に対する弁挙動の計算結果を図3に示す。ここで、 $\beta (=1/\bar{V}_{dmax})$ は緩衝室最大容積と弁リフト容積 ($A_v \times x_l$) との比を示す。結果より、緩衝室容積を変化させても弁の動きはあまり変化しない。しかし、表3に示すように、弁が開くときの弁受けに最初に衝突する最も大きな衝突速度にはかなり影響する。緩衝室が小さいほど衝突速度が小さくなる効果が現れており、ダンプト弁の特性をよく表している。

5.2 緩衝室と弁とのすきま量の影響 緩衝室と弁との半径方向すきま量と弁幅との比 $\delta (=A_d/A_v)$ を変化させたときの弁挙動の計算結果を図4に示す。表

表4 弁の衝突速度 (すきま量の影響)

Clearance ratio δ	Impact speed cm/s	
	Dis. valve	Suc. valve
0.01	8 5.8	8 2.3
0.02	1 4 5.4	1 3 1.6
0.05	2 1 5.3	1 6 6.9

表5 吸込弁が閉じるときのクランク角 (回転数の影響)

Speed rpm	Closing point θ deg.
650	187
800	193
1000	202

図6 吸込および吐出し流量波形 (1000 rpm)

図7 弁の動き (ガスの種類の影響)

図8 弁の動き (弁ばね定数の影響)

図9 弁の動き (弁リフト量の影響)

4には、すきま量の違いによる弁受けへの衝突速度の変化を示す。5・1節と同じように、すきま量を変化させても弁の動きはあまり変化しないが弁受けへの衝突速度にはかなり影響する。すきまが小さいほど衝突速度が小さくなっており、すきま量の決定が重要であることがよくわかる。

5・3 圧縮機回転数の影響 図5に、3種類の圧縮機回転数に対する弁挙動の計算結果を示す。回転数が高くなるほど、弁の踊りが小さくなっていることがわかる。ただし、表5に示すように吸込弁は回転数の上昇とともに閉じ遅れが目立ち、図6に示すようにクランク角 $\theta=180^\circ$ を過ぎてからガスの逆流（シリンダ内からの流出）が生じ、この弁では効率の低下をまねいている。

5・4 ガスの種類の影響 弁の定数は表1に示すものを用い、ガスを窒素 (N_2)、アンモニア (NH_3)、水素 (H_2) にしたときの弁挙動の計算結果を図7に示す。経験的に言われているように、水素など比重の軽い気体に対しては弁はよく踊る傾向が出ている。したがって、弁定数の変更により、弁挙動を安定ささる必要性を示している。

5・5 弁ばね定数の影響 弁板質量は同じで、弁ばね定数を変化させたときの弁の動きの計算結果を図8に示す。弁ばね剛性がこわくなるほど（弁の固有振動数 f が高くなるほど）、弁がよく踊る傾向が現れている。一般に、弁の設計固有振動数は配管側の圧力脈動周波数との絡みなどから、 $f=50\sim 100$ Hz にするのが望ましいとされている⁽⁶⁾。しかし、この弁では $f=30$ Hz の弁挙動が理想に近い挙動を示しており、一概に弁の設計固有振動数を限定できないことを示してい

る。

5・6 弁リフト量の影響 図9に弁リフト量を変化させたときの弁挙動の計算結果を示す。弁リフト量によって弁の動きが多少変化しているようすがわかる。しかし、弁ばね定数の変化の影響ほど大きなものではない。

6. あとがき

往復圧縮機用自動弁の中で、特に緩衝室を持ったダンプト弁と称する弁について弁挙動を支配する方程式群を導き、計算によって弁の基本的な挙動特性を明らかにした。計算結果より、緩衝室容積や緩衝室と弁とのすきまが弁の衝突速度に大きく影響していることがわかった。また、高い圧縮機回転数に対しては弁の閉じ遅れが目立ち、水素など比重の軽いガスに対しては弁がよく踊る傾向があり、弁定数の選定には注意する必要がある。緩衝室のない一般の弁と同じように、弁ばね剛性や弁リフト量も弁挙動に影響する。実際の弁挙動に対しては、それぞれの因子が互いに絡み合っ

文 献

- (1) Costagliola, M., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 17-4 (1950), 415.
- (2) 大谷, 機誌, 63-503 (昭35), 1583.
- (3) Maclaren, J. F. T. and Kerr, S. V., *Proc. IMechE*, 184, Part 3R (1969-70), 24.
- (4) 川面・ほか3名, 三菱電機技報, 46-3 (昭47), 319.
- (5) 谷下, 工業熱力学, (昭35), 57, 裳華房.
- (6) API standard 618, 3rd ed., (1986), 28.

討 論

〔質問〕 本 江 明 [(株)東芝総合研究所]

弁と弁座の衝突時に反発係数の導入とあるが、いくつかの未知パラメータ（反発係数のほか粘性減衰係数など）の同定法についてお教え願いたい。

また、これらのパラメータの変化（見積り誤差）に対する系の応答の感度はいかがだったか。

〔回答〕 反発係数や減衰係数などのパラメータの値は弁のタイプ（本報で取り上げたダンプト弁や緩衝室のない弁など）によって異なると思われるので、実験的に求められた値を用いるのが普通と考えられる。

本報では文献(4)などから各パラメータの値を引用して計算した。

弁挙動に対する各パラメータの効き方について詳細に調べたことはないが、弁に加わる流体力に直接関係している抗力係数や流量係数が弁挙動に対して重要なパラメータになるものと考えられる。著者らはこれらのパラメータも含めてダンプト弁の挙動に関する実験的研究も進めており、今後比較検討してゆきたいと考えている。