往復動圧縮機と配管系の相互干渉を
考慮した管内圧力脈動の計算方法*

(第3報, コンプレッサ弁の動特性の変化が管内圧力脈動に及ぼす影響)

松田博行^{*1}, 葉山真治^{*2}A Method for Calculating Pressure Pulsations Taking
Dynamic Compressor-Piping Interaction into Account
(3rd Reprt, The Influences of the Dynamics of the Compressor Valve
Motion on Pressure Pulsations)

Hiroyuki MATSUDA and Shinji HAYAMA

In Parts 1 and 2, a new method for calculating pulsations in piping systems was proposed and the adequacy of the digital simulation was verified by a comparison with experimental data in a simple piping system as well as data obtained by field work. However, in the application of this calculation method to a plant design, it is often hard to obtain accurate data for the calculation of the compressor valve motion. In such cases, as some of the data is required to be estimated, this may affect the dynamics of the compressor valve motion and in turn, accurate pressure pulsations in the piping system may not be obtained. From this point of view, this report investigates the influence of the dynamics of the compressor valve motion on pressure pulsations.

Key Words: Fluid Vibration, Reciprocating Compressor, Pressure Pulsation, Modal Analysis, Compressor Simulation, Compressor Valve, Parameter Study

1. はじめに

往復動圧縮機と配管系の相互干渉を考慮した管内圧力脈動計算法を開発し, モデル実験(第1報)⁽¹⁾および実機での現場計測(第2報)⁽²⁾との比較により本計算法の妥当性を確認した。一方, 管内圧力脈動の計算結果に影響を与える要素としては, (1)配管減衰の評価, (2)コンプレッサ弁の動特性(気柱励振力)の評価の二つが考えられる。(1)項については, 近年では葉山らの研究^{(3)~(5)}があり, 本計算⁽¹⁾⁽²⁾では, 速度二乗形の非線形減衰を脈動の一周期中に失うエネルギーバランスより等価線形化する手法で評価しているが, その妥当性はモデル実験⁽¹⁾, 現場計測⁽²⁾との比較で確認しており, 本計算法の運用上とくに問題はない。(2)項については, コンプレッサ弁の動特性解析のために詳細なデータが必要となるが, これらのデータは, 企業ノウハウなどの理由でメーカーから入手できない場合もある。したがって, このような場合には, それらのデータを推定することも必要となるが, 推定値のいかによ

っては, コンプレッサ弁の動特性ひいては入力流量波形および管内圧力脈動の計算結果に大きな影響を及ぼす可能性がある。しかしながら, これらの点について検討された例も見当たらず検討の余地がある。そこで, 本報では, 具体例をもとに, コンプレッサ弁のデータが変化した時に生ずるコンプレッサ弁の動特性の変化, さらにそれが入力流量および管内圧力脈動に及ぼす影響について検討したのでその結果について報告する。

2. 主な記号

$x_v, x_0, x_{\max}, X^*$: コンプレッサ弁の弁板変位, 初期変位, 最大変位, 無次元弁板変位 $= x_v/x_{\max}$
 m_v, c_v, k_v, A, l, C_0 : コンプレッサ弁の弁板質量, 減衰係数, バネ定数, 受圧面積, 周長, 流量係数
 ξ : コンプレッサ弁の臨界減衰比 $= c_v/2\sqrt{m_vk_v}$
 F^* : コンプレッサ弁の無次元励振力
 f_0 : コンプレッサ弁の固有振動数
 f : 往復動圧縮機クランク軸回転周波数
 P_{in}, P_c, P_{ot} : 吸入側, シリンダ内, 吐出側の圧力
 Q_v, Q_{ot} : 吸入流量, 吐出流量

* 昭和63年7月15日 東海支部浜松地方講演会において講演, 原稿受付 昭和62年11月13日。

^{*1} 正員, 千代田化工建設(株) (〒221 横浜市神奈川区守屋町3-13)。

^{*2} 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

V_c : シリンダ内容積
 ρ_c, κ : シリンダ内ガス密度, ガス比熱比
 t, τ : 時間, 無次元時間 $= 2\pi ft$
 u, q, p : 流速変動, 流量変動, 圧力変動
 ϕ_j, ϕ_j : j 次の流速および圧力のモード関数
 y_j, z_j : j 次モードの流速および圧力の時間関数
 R_{j0} : 配管抵抗
 q_j, w_j : j 次の気柱の励振力および固有角振動数

3. 検討条件

3.1 検討対象ケース 検討対象ケースは, 第1報で示した実験装置で往復動圧縮機と KO ドラム間の配管長さを約 15 m としたケースと第2報で報告した現場計測の1段吐出配管系のケースの2ケースとし, 以下それぞれ実験ケース, 現場ケースと呼ぶ。図1は両ケースの配管系の概略を示したものであり, 使用ガスは, 実験ケースは空気, 現場ケースはメタンを約 55 % 含むプロセスガスである。

3.2 コンプレッサ弁に関する計算 検討対象は吐出弁とする。表1に実験ケースと現場ケースのコンプレッサ弁(吐出弁)に関するデータを示す。吐出弁に関する計算は以下に示す二つの部分がある。

(i) 吐出弁の運動方程式

$$m_v \ddot{x}_v + c_v \dot{x}_v + k_v x_v = A \cdot \Delta P - k_v x_0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし,

$$0 \leq x_v \leq x_{\max}, \quad \Delta P = P_c - P_{ot}$$

$$\dot{P}_c = (-P_c \dot{V}_c + P_{in} Q_{in} - P_c Q_{ot}) \cdot (\kappa / V_c) \quad \dots\dots\dots (2)$$

また, 式(1)は無次元化して次のような表される。

$$(f/f_0)^2 \ddot{X}^* + 2\zeta(f/f_0) \dot{X}^* + X^* = F^* \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし,

$$0 \leq X^* \leq 1$$

$$F^* = \frac{\Delta P \cdot A - k_v x_0}{k_v \cdot x_{\max}} = \left(\frac{A}{k_v \cdot x_{\max}} \right) \Delta P - \frac{x_0}{x_{\max}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

F^* は無次元励振力であり, その最大値を $F_{\max}^*$ と呼ぶ。なお, 式(1), (2)の $\dot{}$ は時間 t について, 式(3)の $\dot{}$ は無次元時間 τ についての微分を示す。

(ii) 吐出流量の計算

$$Q_{ot} = \begin{cases} C_q x_v l \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{2P_c}{\rho_c} \left[1 - \left(\frac{P_{ot}}{P_c} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} \\ = C_q X^* (x_{\max} l a_c) \\ \times \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{P_{ot}}{P_c} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} & (P_c > P_{ot}) \\ 0 & (P_c < P_{ot}) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに, $a_c = \sqrt{\kappa P_c / \rho_c}$: シリンダ内音速

式(1), (5)の計算に必要なコンプレッサ弁のデータは, $m_v, c_v, k_v, x_0, A, C_q, l$ の7個であるが, c_v は式(3)に示すように適切な値を決定すれば良く, また l は C_q に含ませて考えても良いのでこの二つを除外し, 本検討で変化させるデータは, m_v, k_v, x_0, A, C_q の5個とする。また, 式(4)より k_v, x_0, A は直接 F^* を変化させるが, m_v, C_q は F^* には直接的な影響を与えない。しかしながら, C_q は入力流量とシリンダ内外の差圧を関連づけるために ΔP の変化を通して間接的に F^* を変化させる。 m_v は弁の固有振動数 f_0 を変化させ, また, k_v は F^* と f_0 の両方を変化させる。

3.3 管内圧力脈動の計算 管内圧力脈動 p は Q_{ot} より気柱の励振力 q_j を求め, モーダル解析法を応用して計算する。その概略の式は以下のとおりである。

$$u = \sum_j \phi_j(x) y_j(t), \quad p = \sum_j \psi_j(x) z_j(t) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\dot{y}_j = w_j z_j - \sum_j R_{j0} y_j, \quad \dot{z}_j = -w_j y_j - q_j \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$q_j = \sum_e (Q_{ot})_e \phi_j(x_e) / (\text{モーダル質量}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに, $\dot{}$ は時間 t についての微分を示す。式(7)で, 配管減衰項は固有モード間の相互干渉を考慮した定式化としたが, 本報では直交性が成り立つ⁽²⁾ものとして

表1 コンプレッサ弁(吐出弁) データ概略

	x_0 (cm)	A (cm ²)	f_0 (Hz)	C_q (-)	$x_{\max}$ (cm)
Experiment Case	0.5	12.566	79.9	0.6	0.2
Field Work Case	0.035	37.72	79.4	0.2	0.12

図1 配管系概略

脈動計算を行う。なお、 p の計算点は往復動圧縮機の吐出点（弁室）とする。

4. 計算結果

4・1 弁励振力の変化 弁の流量係数 C_0 の値は、表1に示すように実験ケースと現場ケースで0.6と0.2と異なっている。 C_0 を薄羽オリフィスとして評価した大谷の研究⁽⁶⁾では C_0 は0.5~0.8程度であり、プラントサービスの往復動圧縮機を考えると $C_0=0.6$ は上限に近い値といえる。両ケースについて C_0 を0.2~0.6の範囲で変化させた時の F^* と X^* の波形を図2に示す。両ケースの現状データの波形について F^* の最大値 $F_{\max}^*$ は実験ケース、現場ケースで5, 36程度と約7倍異なり、実験ケースの弁は振動しているなど、 F^* の波形自体の特徴も異なる。しかしながら、両ケースとも、 C_0 が小さい時は $F_{\max}^*$ 近くで F^* の波形にまるみがあるが、 C_0 が大きくなるにつれ $F_{\max}^*$ から F^* の変化が急になり、 C_0 の変化に対する F^* の波形の変化が同じ傾向を示す。このことから、 C_0 は F^* の波形の概形を決めるデータといえる。 C_0 が大きいくほど ΔP が小さくなるため $F_{\max}^*$ も小さくなり弁が振動する要因が増す。さらに上述のように $F_{\max}^*$ から F^* の減少の度合が急激な F^* の波形となり、波形自

体としても弁を振動させる要因が大きくなる。

弁の受圧面積 A を変化させた時の F^* , X^* の波形を図3に示す。 C_0 の大きい実験ケースのほうが C_0 の小さい現場ケースに比べ A の変化の影響を強く受けている。また、現場ケースでは、 F^* の波形の特徴の変化は C_0 の変化時に比べ小さい。なお、一般的な特徴変化として、 A が小さいほど $F_{\max}^*$ が小さくなり弁の運動も不安定となり、さらに、弁の開放時期も遅れているのが観察される。

また、弁の初期変位 x_0 を変化させた時の F^* , X^* の波形を図4に示す。 C_0 が大きいくほど $F_{\max}^*$ は小さくなるので x_0 の変化の影響を受けやすくなる。すなわち、 x_0 による弁閉鎖力の作用する時間が弁の開放時間全体に比較して相対的に長くなり、弁は振動しやすくなる。 x_0 が大きくなるに従い振動が激しくなり、同時に弁の開放時期も遅れているのが観察される。

次に、弁の励振力の変化により生ずる弁の動特性の変化が圧力脈動に及ぼす影響について調べる。 F^* を変化させるコンプレッサ弁のデータとして受圧面積 A を選ぶ。図3に対応する $x_0(X^*)$, Q_{0t} , p の波形をフーリエ展開して、往復動圧縮機の回転数の20倍の周波数（20次、以下 n 次の周波数と呼ぶ）までのスペク

(a) 実験ケース

(b) 現場ケース

図2 C_0 の変化による F^* , X^* の変化

(a) 実験ケース

(b) 現場ケース

図3 A の変化による F^* , X^* の変化

トルを図5の下段, 中段, 上段に示す。下段図中の上部枠内は図中の計算結果の計算条件を示し, 他のスペクトル図についても同様である。 A が変化したために生ずる弁の開放時期のずれなどは, 一般にエンジニアリング上問題となる100 Hz以下(実験ケース: 15次, 現場ケース: 12次)の周波数範囲の x_v のスペクトル

図4 x_0 の変化による F^* , X^* の変化(実験ケース)

にも変化を及ぼしている。この x_v のスペクトルの変化は, 現場ケースでは p , Q_{ot} の7~9次の成分を大きく変化させているが, 実験ケースでは p , Q_{ot} に及ぼす影響は少ない。さらに, x_v , Q_{ot} , p のスペクトルの各成分間の大小の傾向をみると, 両ケースとも x_v , Q_{ot} とではほぼ同じ傾向があるが, 実験ケースでは Q_{ot} の影響を強く受けた p が計算されているのに対し, 現場ケースでは, Q_{ot} のスペクトルの傾向と異なり p のスペクトルは6~8次成分が低次成分に比べて大きいのが観察される。この両ケースの挙動の違いの原因について次に検討を加える。表2に両ケースの配管系の気柱の固有振動数とモーダル質量(1次の固有モードの値を100%とした)を示した。モーダル質量の逆数は, 式(8)で示したようにモーダル解析でいう刺激係数的な意味を持ち, モーダル質量が小さいほど気柱励振力に対して振動しやすい(鋭敏な)気柱特性を持つといえる。表2より, 実験ケースは高次の固有モードほどモ

(a) 実験ケース

(b) 現場ケース

図5 A の変化による x_v , Q_{ot} , p の変化

ーダル質量が大きくなる傾向にあるが、現場ケースは一定の傾向がなく、15次 (63.7 Hz) の固有モードのモーダル質量が最も小さく全体的にみても14次 (57.6 Hz) ~17次 (69.0 Hz) の固有モードのモーダル質量が比較的小さい。この両ケースの音響的な特性の差異が、上述の p の挙動の差異につながったと考えられる。すなわち、100 Hz 以下の圧力脈動は、 Q_{0c} の特性 (弁の動特性) より気柱の音響的特性のほうにより大きく影響されているといえる。

次に、弁の動特性変化が100 Hz 以下の p に及ぼす影響について検討する。図6に現場ケースについて、現状データを用いた時 [(a) 図] と A を現状データの1/30とした時 [(b) 図] の p と $q(Q_{0c})$ の波形を示す。図中 * 1, * 2 は、それぞれクランク側、ヘッド側の吐出弁が開放している期間を示す。(a), (b) 図で p の挙動が大きく異なるのは、 A が1/30となったために

クランク側の吐出弁の開放時期がおくれ、ヘッド側吐出弁閉鎖後の気柱の自由振動とクランク側吐出弁の開放による気柱の強制振動が同期し、8次の p の成分がさらに大きくなったことである。すなわち、現場ケースのように7~8次の比較的高次 (100 Hz 以下) の励振力に対して鋭敏な気柱特性を持つ場合、コンプレッサ弁の開放時期 (気柱励振力の作用時期) のわずかなずれは p に影響を及ぼすといえる。一方、実験ケースのように比較的高次に鋭敏な気柱の固有モードがない場合には、図3のように弁開放時期が若干ずれても図5の p のスペクトルにみるように影響は少ない。以上より、一般に、コンプレッサ弁の固有振動数は50~100 Hz といわれているが⁽⁷⁾、その周波数範囲内に鋭敏な気柱の固有モードが存在する場合には、弁の開放時期

表2 気柱の固有振動数とモーダル質量

Experiment Case			Field work Case	
MODE	NATURAL FREQ. (Hz)	MODAL MASS (%)	NATURAL FREQ. (Hz)	MODAL MASS (%)
1	5.129	100.	1.126	100.
2	15.498	107.9	4.944	211.6
3	26.087	123.5	9.584	5402.3
4	36.955	148.6	11.934	2868.0
5	43.928	2.13E8	13.859	901.4
6	48.089	183.3	17.647	1.59E4
7	53.435	228.3	23.783	1897.4
8	70.943	284.9	25.806	7925.3
9	73.210	8.07E8	31.163	1.41E5
10	82.609	350.8	34.706	7670.3
11	94.365	424.8	35.553	2823.5
12			46.411	1226.1
13			47.843	2.56E6
14			57.619	260.2
15			63.658	6.8
16			67.841	1260.7
17			68.971	508.3
18			70.893	5649.6
19			77.534	9.57E4
20			80.469	4434.2
21			83.372	4.14E5
22			88.548	2.78E5
23			91.779	1.47E4

図6 A の変化による脈動波形の変化 (現場ケース) 図7 コンプレッサ弁の固有振動数変化に対する F^* , X^* の変化 (実験ケース)

図8 f_0 の変化に対する x_v , Q_{ot} , p の変化 (実験ケース)

のずれが p に影響を大きく及ぼすことがあり、このような場合には弁のデータの精度が圧力脈動の計算精度を左右するといえる。

4・2 弁振動特性の変化 現場ケースの吐出弁の運動は安定的であり、弁固有振動数を変化させても大きな動特性変化が生じないことを確認している。ここでは、弁が振動している実験ケースをもとに弁固有振動数 f_0 の変化の影響について調査する。図7に、弁板質量 m_v を変化させ f_0 を変化した時の X^* , F^* の波形を示した。図中(K)をつけたものはバネ定数 k_v を変化した場合で、比較のために一緒に示しておいた。また、この時の x_v , Q_{ot} , p の20次までのスペクトルを図8の下段、中段、上段に示す。 f_0/f の変化の幅は、前述のように f_0 が一般的に50~100 Hz であるの

で十分である。図7の波形より m_v の変化による f_0 の変化は弁の開放時期には全く影響を与えず、一度弁が閉じはじめて以降の弁の振動に関連し、 f_0 が大きくなるに従い弁の振動がはげしくなる。この弁板の振動がはげしくなる成分は、20次以上の高次の周波数成分であったので、図8のスペクトルをみても p , Q_{ot} の100 Hz (15次) 以下の成分についての变化は少ない。なお、図7で k_v により f_0 を変化した場合には、 F^* にも同時に大きく影響するので、その効果が m_v により f_0 を変化した場合の結果に重畳されているのが観察される。

5. 結 論

弁の振動： 弁の流量係数 C_q は無次元励振力 F^* の概形を決定し、弁の動特性に最も影響を与える。 C_q が大きい時には、 F^* の最大値が小さくなるので弁が振動しやすくなり、さらに、 F^* の波形自体も弁を振動させやすい形状となる。また、この時には、 C_q 以外の弁のデータの変化は弁の振動に大きく影響を及ぼす。 C_q が小さい時には、他の弁のデータが変化することにより弁開放時期のずれなどが起こるが、特に大きな動特性の変化は生じない。一方、弁の固有振動数 f_0 が変化することにより弁の振動状態が変化する場合、その変化する振動数成分は100 Hz 以上の高次の周波数成分である。

弁の動特性変化が圧力脈動に及ぼす影響： 圧力脈動の特性は、弁の動特性より気柱の音響的特性により強く影響される。しかしながら、気柱が50~100 Hz の比較的高周波数の励振力に励振されやすい特性を持つ場合に弁の開放時期がずれると、エンジニアリング上問題となる100 Hz 以下の圧力脈動にも影響を及ぼす。一方、 f_0 の変化により生ずる弁の振動変化は、前述のように100 Hz 以上の高周波成分であり、したがって、100 Hz 以下の圧力脈動に及ぼす影響は少ない。

文 献

- (1) 松田・葉山, 機論, 51-463, C (昭60), 515.
- (2) 松田・ほか2名, 機論, 52-481, C (昭61), 2365.
- (3) 葉山・ほか2名, 機論, 45-392, C (昭54), 422.
- (4) 毛利・葉山, 文献(2)の2359ページ.
- (5) 毛利・葉山, 機論, 53-485, C (昭62), 59.
- (6) 大谷, 日立評論, 44-6 (昭37), 92.
- (7) API std. 618, 3rd ed., (1986-2), 28.