畳み込み積分による往復動圧縮機配管系の圧力脈動解析*

三 橋 邦 宏^{*1}Pulsation Analysis of Reciprocating Compressor Piping System
by Convolution IntegralKunihiro MITSUHASHI^{*2}^{*2} Department of Mechanical-Electronic Engineering, Tokushima Bunri University,
1314-1 Sido, Sanuki-shi, Kagawa, 769-2193 Japan

A method for calculating the pulsation response of reciprocating compressor piping systems using convolution integral is proposed. The method considers the interaction between the valve motion of compressors and the pulsation of piping systems. Compressors are simulated by integrating the differential equations, and pulsations in piping systems are simultaneously calculated by convolution integrals. Impulse responses of piping systems are evaluated as Fourier transforms of the impedances that are calculated by admittance matrix method including attenuations by mean flow. By this approach, Complex piping systems connected to multiple compressors are easily analyzed. Experiments were carried out with a model piping system that had a reciprocating compressor and a vibrating piston. Impedances of the piping system with mean flows were measured using an accelerometer on the vibrating piston and pressure sensors at the pipes. Predicted impedances and simulated pressures for the piping system were compared with the experimental results and good agreement was obtained.

Key Words: Pulsation, Pipe Line, Reciprocating Compressor, Convolution Integral, Impulse Response, Admittance Matrix, Impedance, Valve Motion, Piping System

1. 緒 言

往復動圧縮機配管系では、圧縮機の間欠的な流体の吐出や吸入により管内に圧力脈動が生じる。配管内の圧力脈動は配管の機械的振動の起振力となり配管を振動させ配管系の疲労破損の原因となるほか、圧縮機弁の早期損傷さらに圧縮機の効率低下などの各種トラブルを引き起こす。そのため、配管系の設計段階で圧力脈動の大きさを予測し、これを許容範囲内におさえる必要があり、アナログ計算機⁽¹⁾やL-C-R回路を用いたアナログシミュレータ⁽²⁾による脈動解析および伝達行列法⁽³⁾⁽⁴⁾を用いたデジタル計算機による脈動解析が実用化されている。

また、圧縮機弁の運動を考慮した圧縮機と配管系圧力脈動の連成解析法が研究され、予測精度の向上がはかられている。松田ら⁽⁵⁾は、伝達行列法によって求めた管内脈動の固有モードを用いたモーダル解析法により脈動を計算し、圧縮機と連成した時刻歴積分によるシミュレーション法を提案しているが、脈動の非線形

減衰を線形化するためのモードパラメータと繰返し計算が複雑であると考えられる。加藤ら⁽⁶⁾は圧縮機と配管系全体を非線形要素を導入した有限要素にモデル化し、これを時刻歴積分する計算法を提案しているが、非線形要素モデルの作成と時間ステップごとの断片線形化の複雑な計算を行う必要がある。Santosら⁽⁷⁾はシリンダ近傍の配管とタンクを集中質量とばね要素で表した系のインパルス応答から、畳み込み積分によって圧縮機端の脈動圧力を求めて、リード弁の運動を含む往復動圧縮機の作動をシミュレーションしているが、配管系の圧力脈動については検討していない。

本研究では、平均流による脈動の減衰を考慮した配管系のアドミタンス行列より、配管各所のインピーダンスを求め、これを逆フーリエ変換してインパルス応答とし、圧縮機弁の運動を考慮した圧縮機の時刻歴積分と畳み込み積分による脈動計算を組合わせた脈動解析法を提案する。この方法は脈動のインパルス応答をあらかじめ求めておくので、複数の圧縮機が同時に運転される複雑な配管系の解析が容易である。また、圧縮機を運転している状態において、加振機で駆動されたピストンにより圧力脈動を発生させて、平均流中での配管系のインピーダンスを測定した。さらに圧縮機のシリンダ内圧力および配管の脈動圧力を測定して、

* 原稿受付 2001年12月10日。

^{*1} 正員、徳島文理大学工学部(〒769-2193 さぬき市志度1314-1)。

E-mail: mituhashi@me.bunri-u.ac.jp

本提案の脈動計算結果と比較した。

2. 圧縮機との相互作用を考慮した圧力脈動解析

2.1 畳み込み積分による圧力脈動計算法 往復動圧縮機による多段圧縮の n 段めの配管例を図1に示す。複数の圧縮機より吐出し、途中でクーラやセパレータを通過する部分では1本の配管になり、再び分岐して複数の圧縮機よりなる $n+1$ 段の吸入に結合している。

この配管系における変動分の脈動質量速度 $U(t)$ と脈動圧力 $p(t)$ の関係が式(1)で表現される。

$$\begin{Bmatrix} p_{d1}(t) \\ \vdots \\ p_{dm}(t) \\ p_{s1}(t) \\ \vdots \\ p_{sm}(t) \\ p_{g1}(t) \\ \vdots \\ p_{gq}(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{d1,d1}(t) & \cdots & h_{d1,sm}(t) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{gq,d1}(t) & \cdots & h_{gq,sm}(t) \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} U_{d1}(t) \\ \vdots \\ U_{dm}(t) \\ U_{s1}(t) \\ \vdots \\ U_{sm}(t) \end{Bmatrix} \quad \text{.....(1)}$$

ここで、 $h_{j,i}(t)$ は i 番圧縮機端(吸入または吐出)の脈動質量速度に対する j 番点脈動圧力へのインパルス応答、添字 d は吐出端、 s は吸入端、 g は脈動圧力を計算する配管位置を示す。 $*$ は畳み込み積分を表す。 n 段と $n+1$ 段はともに m 個の圧縮機より構成されており、 q 点の脈動圧力を計算すると仮定した。2.2 節に示す圧縮機の方程式の時刻歴積分を行い、これにより求まる圧縮機端の脈動質量速度を代入した式(1)の畳み込み積分を同時に実行して、圧縮機と配管系の相

Fig. 1 n th stage pipeline

Fig. 2 Effective area of flow through reed valve

互作用を考慮した脈動解析を行う。

2.2 圧縮機の計算モデル 実験に使用した圧縮機の弁はリード弁である。Santos ら⁽⁷⁾ は、リード弁の3次の固有振動モードまでを使用した弁の運動解析を行っているが、ここではコイルばねで押さえられたプレート弁の場合に使用される1自由度モデル⁽⁵⁾を用いる。図2に示す弁板の曲げ変形の弁開口部の平均値に対して、弁板が圧力差によって押し上げられる式(2)の運動を仮定する。

$$m_d \frac{d^2 x_d}{dt^2} + b_d \frac{dx_d}{dt} + k_d x_d = A_d (p_c - p_d) - k_d x_{0d} \quad \text{.....(2)}$$

ここで、 x は弁の変位、 m は弁の質量、 b は弁の減衰係数、 k は弁のばね定数、 A は弁の受圧面積、 x_0 は弁の初期変位、 p_c はシリンダ内圧力、 $p_d = p_{d0} + p_{di}$ は吐出部の圧力、 p_{d0} は吐出部平均圧力である。吸入弁に関する式は、式(2)の p_c を p_s に、 A_d を p_c に、 m_d 、 b_d 、 k_d 、 A_d 、 x_d 、 x_{0d} を m_s 、 b_s 、 k_s 、 A_s 、 x_s 、 x_{0s} に変更した式となる。添字 d は吐出弁と吐出直後の管部分、添字 c はシリンダ内部、添字 s は吸入弁と吸入弁直前の管部分を表す。

図3に往復動圧縮機の計算モデルを示す。断熱変化を仮定⁽⁷⁾ すると、シリンダ内圧力は、

$$\frac{dp_c}{dt} = -\frac{\gamma p_c}{V} \left[\frac{dV}{dt} + \frac{\rho_d}{\rho_c} Q_d - Q_s \right] \quad \text{.....(3)}$$

となる。ここで、 γ は比熱比、 V はシリンダ内の体積、 Q_d は吐出体積速度、 Q_s は吸入体積速度、 ρ_d は吐出部の密度および ρ_c はシリンダ内の密度である。

ピストンの往復運動による V は、

$$V = B \{ T + r(1 - \cos \omega_r t) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \omega_r t} \} \quad \text{.....(4)}$$

$$\frac{dV}{dt} = B r \omega_r \sin \omega_r t \left(1 + \frac{r \cos \omega_r t}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \omega_r t}} \right) \quad \text{.....(5)}$$

となる。ここで、 B はシリンダ断面積、 T はトップクリアランス、 r はクランク半径、 l はコネクティングロッド長さ、 ω_r はクランクシャフトの角速度である。 Q_d はノズルの流れ⁽⁸⁾ を仮定すると、 $p_d/p_c > 0.528$ で

Fig. 3 Calculation model of reciprocating compressor

は、

$$Q_d = C_d l_{vd} x_d \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{2p_c}{\rho_c} \left[1 - \left(\frac{p_d}{p_c} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$p_d/p_c \leq 0.528$ では、

$$Q_d = C_d l_{vd} x_d \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{2p_c}{\rho_c}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

となる。ここで、 l_v は図 2 に示す弁の開口周長、 C_d は流量係数である。 Q_s は、式(6)、(7)の p_c 、 ρ_c を p_s 、 ρ_s に、 p_d を p_c に、 Q_d 、 x_d 、 l_{vd} 、 C_d を Q_s 、 x_s 、 l_{vs} 、 C_s に変更した式となる。

3. 配管系のインパルス応答計算法

3.1 アドミタンス行列によるインパルス応答計算法

管、タンクなどの配管系を構成する要素のアドミタンス行列 $[A(\omega)]$ を用いて、図 4 に示す 1, 2 節点間の角周波数 ω の脈動圧力 $P_i(\omega)$ と脈動質量速度 $U_i(\omega)$ の関係が、

$$\begin{Bmatrix} U_1(\omega) \\ U_2(\omega) \end{Bmatrix} = [A(\omega)] \begin{Bmatrix} P_1(\omega) \\ P_2(\omega) \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (8)$$

と書ける。ここで、脈動質量速度 U は要素への内向きを正にとる。配管系全体のアドミタンス行列は式(9)となる。

$$\begin{Bmatrix} U_1(\omega) \\ U_2(\omega) \\ \vdots \\ U_i(\omega) \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}(\omega) & A_{12}(\omega) & \cdots & A_{1i}(\omega) & \cdots \\ A_{21}(\omega) & A_{22}(\omega) & \cdots & A_{2i}(\omega) & \cdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ A_{i1}(\omega) & A_{i2}(\omega) & \cdots & A_{ii}(\omega) & \cdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1(\omega) \\ P_2(\omega) \\ \vdots \\ P_i(\omega) \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

これは、要素のアドミタンス行列を対応する節点位置の行列に加算することによって求まる。脈動を計算したい位置はあらかじめ節点としておく。圧縮機の吐出端または吸入端位置である節点 i における脈動質量速

Fig. 4 Pulsating pressures and pulsating mass flows at nodes of an element

度を $U_i(\omega)=1$ とし、開端以外のすべての節点で $U_k(\omega)=0$ 、 $k \neq i$ とする。圧縮機が作動して弁が開閉する状態においてもシリンダ容積が配管系に比べて小さいため、節点 i 以外の圧縮機端を開端 ($U=0$) とする。配管系に開端がある場合は式(9)からその節点番号に対応する行と列を削除する。式(9)を解くことにより、インピーダンス

$$H_{j,i}(\omega) = P_j(\omega)/U_i(\omega) = P_j(\omega) \quad \dots\dots\dots (10)$$

が得られる。式(10)を逆フーリエ変換して、式(1)で使用するインパルス応答 $h_{j,i}(t)$ が得られる。

3.2 管路のアドミタンス行列 軸方向に進行する線形化した管路の圧力波の運動方程式⁽⁹⁾は、

$$\rho_0 \left(\frac{\partial}{\partial t} + u_0 \frac{\partial}{\partial x} \right) u + 2\alpha \rho_0 c u = - \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。ここで、 ρ_0 は平均密度、 u_0 は平均速度、 u は脈動速度、 p は脈動圧力、 c は音速、 α は減衰係数である。連続の式は、

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} + u_0 \frac{\partial}{\partial x} \right) p + \rho_0 c^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。式(11)の減衰係数 α は、

$$\alpha = \alpha_v + \alpha_t \quad \dots\dots\dots (13)$$

となる。 α_v は管路の粘性と熱伝導による減衰係数⁽¹⁰⁾、 α_t は管路の乱流摩擦による減衰係数⁽⁹⁾⁽¹¹⁾で、

$$\alpha_v = \frac{\omega}{2\sqrt{2} a_0 c} \left[\sqrt{\frac{\mu}{\rho_0 \omega}} + (\gamma-1) \sqrt{\frac{\kappa}{\rho_0 \omega c_p}} \right] \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\alpha_t = \frac{\Psi M}{2a_0} \left(1 + \frac{\Psi' R_e}{2\Psi} \right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

と表される。ここで、 μ は粘性係数、 κ は熱伝導率、 a_0 は管断面積/管周長、 c_p は定圧比熱、 R_e はレイノルズ数、 Ψ は乱流摩擦係数、 $M = u_0/c$ 、 $\Psi' = \partial\Psi/\partial R_e$ である。なめらかな管ではプラントル・カルマンの一般抵抗法則⁽¹²⁾より Ψ は

$$\frac{1}{\sqrt{\Psi}} = 2 \log(R_e \sqrt{\Psi}) - 0.8 \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。

式(11)、(12)の周波数応答解は、

$$p = \{ A e^{-\beta(1-M)x} + B e^{\beta(1+M)x} \} e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\rho_0 c u = [\delta^- A e^{-\beta(1-M)x} - \delta^+ B e^{\beta(1+M)x}] e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。ここで、 A 、 B は境界条件より決まる定数、

$$\beta = \frac{jk + \alpha}{1 - M^2}, \quad \delta^- = \frac{jk - \alpha M}{jk + \alpha}, \quad \delta^+ = \frac{jk + \alpha M}{jk + \alpha} \quad \dots\dots\dots (19)$$

である。管断面積を S とし、さらに、

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{\omega}{c}, \quad \delta = \frac{jk}{jk + \alpha}, \quad U = \rho_0 S u \\ Y &= \frac{S \delta}{c}, \quad \epsilon = \frac{\alpha M}{k} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (20)$$

とおくと、長さ L の管の端点 1, 2 間のアドミタンス

行列は,

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = \frac{Y}{\sinh \beta L} \begin{bmatrix} \cosh \beta L + j\epsilon \sinh \beta L & -e^{-\beta L} \\ -e^{-\beta L} & \cosh \beta L - j\epsilon \sinh \beta L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (21)$$

となる。タンクも一次元波動を仮定できる低周波数域では、管路としてモデル化⁽¹³⁾ できる。

4. 実験と計算の比較

4・1 実験装置 図5に実験配管を示す。配管系は小形空気圧縮機の吐出と電磁加振機により振動するピストンに結合している。空気はタンク出口の流量計を通して大気に放出する。小形空気圧縮機は一段単動式立て形であり、その仕様を表1に示す。表1中の x_M は、弁押さえに当たる弁の最大開度である。モータは回転数が可変である。電磁加振機のピストンには加速度ピックアップを取付けており、ピストンの振動加速度を測定する。圧力センサによりシリンダ内圧力 p_c および配管部の脈動圧力 p_1, p_2, p_3 を測定する。

4・2 配管系インピーダンスの測定と計算 管路内に平均流がある場合のインピーダンスを測定するため、圧縮機を動作させた状態で電磁加振機を正弦波でスイープ加振した。ピストン面に取付けた加速度ピックアップの加速度 a_e を速度 u_e に変換し、この速度と圧力センサで測定した圧力によりインピーダンスを求めた。タンク出口を開放とし、タンク内の圧力が大気圧に一致した状態で実験を行った。図6は測定したインピーダンス p_2/u_e の振幅である。圧縮機を運転している状態では、回転数を基本周波数とする整数倍の周

波数に鋭いピークが現れている。これは、圧縮機の吐出流速による圧力脈動成分を圧力センサが検出しているためである。この鋭いピーク以外の周波数ではインピーダンスが正しく測定されていると推測される。圧縮機が停止している状態から600 rpm, 1200 rpmと回転数が上がるとともに共振におけるピークが小さくなっており、平均流による減衰の増大がみられる。

表2に実験配管系のインピーダンス計算に用いた管路要素を示す。計算モデルの節点位置を図5に示した。表3に圧縮機出口部における流れの係数値を示す。下流に行くに従い温度が下がるため、音速は表2の管路要素ごとに推定した値を用いたが、マッハ数、レイノルズ数および乱流摩擦係数は温度による変化が小さいため、温度が変化した管路要素でも表3の値を使用してインピーダンスを計算した。

図7に式(10)により計算したインピーダンスの振幅を示し、計算に使用した半径0.0082 mの管での式

Table 1 Specification of air compressor

$l[\text{m}]$	1.1×10^{-1}	$r[\text{m}]$	3.25×10^{-2}
$B[\text{m}^2]$	3.32×10^{-3}	$T[\text{m}]$	1.35×10^{-3}
$A_d[\text{m}^2]$	9.5×10^{-5}	$A_s[\text{m}^2]$	3.04×10^{-4}
$b_d[\text{Ns/m}]$	5.1×10^{-1}	$b_s[\text{Ns/m}]$	5.4×10^{-1}
$k_d[\text{N/m}]$	2.0×10^3	$k_s[\text{N/m}]$	1.0×10^3
$m_d[\text{kg}]$	8.0×10^{-4}	$m_s[\text{kg}]$	1.8×10^{-3}
$x_{0d}[\text{m}]$	2.0×10^{-4}	$x_{0s}[\text{m}]$	-1.0×10^{-3}
$x_{Md}[\text{m}]$	1.4×10^{-3}	$x_{Ms}[\text{m}]$	2.0×10^{-3}
$l_{vd}[\text{m}]$	6.9×10^{-2}	$l_{vs}[\text{m}]$	8.85×10^{-2}
C_d	1.0	C_s	1.0

Fig. 5 Experimental piping system and nodes of calculation model

(14), (15)による減衰係数を表4に示す。図7(a)は図6(a)に比べて低周波数における共振のピークが大きい。本手法では平均流がない場合、減衰は式(14)の粘性と熱伝導による α_v のみで、管路の摩擦による減衰は考慮していない。平均流がない場合における管路の摩擦による減衰は、配管各部の脈動速度振幅に依存する速度二乗形の非線形減衰⁽⁵⁾⁽⁶⁾となる。この減衰は平均流がある場合の式(15)では微小項として省略して

Table 2 Pipe elements of calculation model

Element	Node		Radius [m]	Length [m]
1	1	2	0.0200	0.05
2	2	3	0.0200	0.05
3	3	4	0.0082	0.04
4	4	8	0.0082	0.77
5	5	6	0.0250	0.03
6	6	7	0.0082	0.03
7	7	8	0.0082	0.17
8	8	9	0.0082	0.90
9	9	10	0.0082	1.46

 Fig. 6 Measured impedances (p_2/u_e)

いる。実験時のピストンの加速度は周波数によらずほぼ平坦で約 100 m/s^2 であった。これは、半径 0.0082 m の管では 100 Hz で片振幅 1.5 m/s 、 300 Hz で片振幅 0.5 m/s であり、脈動速度振幅の大きい低周波数域において管路の摩擦による減衰が大きくなり、実験の

Table 3 Coefficients of flow

Revol- ution [rpm]	Sound velocity c[m/s]	Pipe radius [m]	Mach number M	Reynolds number R_e	Friction coefficient ψ
600	350	0.02	0.004	3700	0.040
		0.0082	0.024	7200	0.032
1200	360	0.02	0.007	9500	0.034
		0.0082	0.044	18400	0.027

Table 4 Attenuation coefficients

(Pipe radius=0.0082 [m])

Revol- ution [rpm]	Mach number M	α_v		α_t
		100[Hz]	300[Hz]	
0	0.0	0.040	0.070	0.0
600	0.024	0.040	0.069	0.075
1200	0.044	0.038	0.067	0.116

 Fig. 7 Calculated impedances (p_2/u_e)

共振のピークが計算より小さくなったと推定される。

平均流がある 600 rpm と 1 200 rpm の結果は図 6 の実験結果とほぼ一致している。このことより、大部分の配管に平均流が存在する圧縮機配管系では、式 (13) の減衰係数を用いたアドミタンス行列より求めたインピーダンスを用いて、インパルス応答をあらかじめ推定することが可能であることがわかる。安全弁の配管など、一部に平均流がなく減衰係数を小さく推定する配管系が存在しても、脈動振幅は配管系全体の減衰エネルギーと圧縮機からの供給エネルギーが等しくなるよう決まるため⁽⁵⁾、一部の平均流のない配管の脈動振幅値への影響は小さいと推測される。なお、脈動速度振幅に依存する速度二乗形の非線形減衰を考慮する場合は、脈動振幅が収束するまで繰返し計算する必要⁽⁵⁾があり、あらかじめインパルス応答を計算することはできない。

Fig. 8 Calculated impedance and impulse response ($p_a/u_a = \rho_a S_a p_a / U_a$)

4・3 圧力脈動シミュレーションと実験結果の比較

節点 5 のピストンをねじで固定した状態で、圧力脈動のシミュレーションと実験をインピーダンス測定 of 1 200 rpm 時と同様の条件に対して行った。

シミュレーションでは圧縮機端(弁部)の自己インパルス応答と圧縮機端から脈動計算位置への伝達インパルス応答を最初に計算する必要がある。図 8(a)は、表 2 と表 3 のデータを使用して、式 (10) により計算した圧縮機吐出部(図 5 の節点 2)の自己インピーダンスの振幅である。周波数分解能 0.5 Hz で 400 Hz まで 800 点を計算した。図 8(b)は、図 8(a)のデータに 400 Hz から 512 Hz までを零としたデータを加え、逆高速フーリエ変換(IFFT)した 2 048 点のインパルス応答である。図 8(b)の波形は 2 s 付近にも振幅がある。これは、図 8(a)のインピーダンスが最低周波数の 0.5 Hz 付近で大きな振幅となっていること、および 400 Hz 以上でインピーダンスの共振曲線のすそ野を表現できていないため、これにより 2 s の時間領域全体に波形が現れる。しかし、振幅の大きい初期の

Fig. 9 Calculated impedance and impulse response ($p_b/u_a = \rho_a S_a p_b / U_a$)

波形は0 sから0.125 s程度までにある。図8(c)は図8(b)の0.125 s以後の値を零とし、平均値を引いた修正インパルス応答である。この修正インパルス応答は持続時間が短いため、畳み込み積分の計算量を削減できる。また、平均値が零であるため、 $U=\rho Q$ として、平均値を持つ圧縮機の吐出または吸入の質量速度に対する畳み込み積分を行っても、平均値が零の脈動圧力が計算される。図8(d)は図8(c)の修正インパルス応答を高速フーリエ変換(FFT)したインピーダンスの振幅である。図8(d)は図8(a)に比べて、0 Hz 付近の振幅が小さくなっているが、その他の周波数では図8(a)とほぼ同じである。往復動圧縮機の吐出流速には回転に関する次数成分しか存在しないため、0 Hz 付近のインピーダンスが小さいことによる

圧力脈動計算精度への影響はないと考えられる。

図9は吐出部から節点9の脈動計算点への伝達インピーダンスの振幅と伝達インパルス応答であり、図8と同様の方法により計算した。図8(c)のインパルス応答が直ちに立上がるのに対して、図9(b)は節点9まで波が伝搬した後に立上がっている。図9(c)は図9(b)を高速フーリエ変換したインピーダンスの振幅である。図9(c)は図9(a)と比べて0 Hz 付近と215 Hz 付近の反共振部が小さくなっていること以外は図9(a)とほぼ一致している。

表1の値を用いた式(2)、(3)のルンゲ・クッタ法による積分とアドミタンス行列より計算したインパルス応答を用いた式(1)の畳み込み積分を同時に実行した結果を図10に示す。圧縮機吐出部の p_d の計算には図8(c)のインパルス応答を、節点9の p_3 の計算には図9(b)のそれを使用した。節点4の p_1 計算用のインパルス応答は表示していない。実験はタンクで大気圧として行ったが、管路の抵抗により圧縮機吐出部では平均圧力が0.025 MPa となっており、この値を計算の圧縮機吐出部の平均圧力として用いた。図10(a)のシリンダ内圧力には0.07 MPa 付近に小さな変動があるが、これは図10(d)の弁変位において、弁

Fig. 10 Calculated pressures, valve motion and discharge volume velocity (1200 rpm)

Fig. 11 Measured pressures (1200 rpm)

が閉鎖する直前の振動に対応している。また、図 10(e)の吐出体積速度も弁変位と同様の変動成分を含んでいる。

図 11 にシリンダ内圧力 p_c および脈動圧力 p_1 , p_3 の実験結果を示した。図 11(a)の測定シリンダ内圧力には、図 10(a)の計算における 0.07 MPa 付近の小さな変動に対応する同様の変動が存在し、波形もほぼ一致している。本実験で使用した圧縮機の弁が小さく、その変位を測定できず、現象を正確に把握できなかったが、実験と計算のシリンダ内圧力波形の細部における差は、計算モデルでリード弁を 1 自由度に簡略化したことや表 1 の数値誤差などによると推測される。図 11(b), (c)の脈動圧力の実験結果と図 10(b), (c)の計算結果は、実験結果が高次成分をより多く含んでいることを除けば、振幅・波形ともよく一致している。

5. 結 言

平均流による脈動の減衰を考慮した配管系のアドミタンス行列を導き、これより配管各所のインパルス応答を求め、圧縮機弁の運動を考慮した圧縮機の時刻歴積分と畳み込み積分による脈動計算を組合わせた圧力脈動解析法を示した。

また、往復動圧縮機を運転中に、別の管端より加振機で加振させたピストン面の加速度から速度を求めて、平均流中でのインピーダンスを測定し、この結果が粘性と熱伝導による減衰係数と乱流摩擦による減衰係数を用いたアドミタンス行列による計算結果と一致することを確認した。このことより、インパルス応答は設計の平均流に対してあらかじめ計算しておくこと

ができることがわかった。

さらに、脈動圧力の実験結果と計算結果が一致し、本提案の計算法の有効性が確認された。

文 献

- (1) 大谷巖・山田栄, 往復圧縮機の圧力脈動シミュレータ, 機誌, 66-532 (1963), 621-628.
- (2) Nimitz, W., Pulsation and Vibration (Part 2 Analysis and Control), *Pipe Line Industry*, (1968), 39-42.
- (3) 阿部亨・藤川猛・伊藤信哉, 圧縮機配管系の脈動圧の計算法, 機論(第2部), 35-277 (1969), 1910-1919.
- (4) 酒井敏之・三橋邦宏, 往復動圧縮機配管系の脈動に関する研究(第3報, 配管内の脈動解析), 機論(第1部), 39-319 (1973), 862-867.
- (5) 松田博行・葉山眞治, 往復動圧縮機と配管系の相互作用を考慮した管内圧力脈動の計算方法(第1報, 定式化と簡単な実験), 機論, 51-463, C (1985), 515-525.
- (6) 加藤稔・井上喜雄・藤川猛・青島正勝, デジタル計算機による往復圧縮機—配管系の圧力脈動解析, 機論, 52-418, C (1986), 2375-2381.
- (7) Santos, M. A., Cardona, S. and Sanchez-Reyes, J., Global Simulation Model for Hermetic Reciprocating Compressors, *Trans. ASME, J. Vib. Acoust.*, 133-3 (1991), 395-400.
- (8) 日本油空圧学会編, 新版油空圧便覧, (1989), 13, オーム社.
- (9) Ingard, U. and Singhal, V. K., Sound Attenuation in Turbulent Pipe Flow, *J. Acoust. Soc. Am.*, 55-3 (1974), 535-538.
- (10) Morse, P. M. and Ingard, K. U., *Theoretical Acoustics*, (1968), 519, McGraw-Hill.
- (11) Seung-Ho, Jang and Jeong-Guon, Ih, On the Multiple Microphone Method for Measuring In-duct Acoustic Properties in the Presence of Mean Flow, *J. Acoust. Soc. Am.*, 103-3 (1998), 1520-1526.
- (12) 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, (1995), 26-27, 丸善(株), 26-27.
- (13) Beranek, L. L. and Istvan, L., *Noise and Vibration Control Engineering*, (1992), 374-395, John Wiley & Sons Inc.