ロータリ圧縮機の弁音の解析*

観 音 立 三*¹

Analysis of Rotary Compressor Valve Noise

Tatsumi KANNON

Valve noise is one of the most important types of noise in a rotary compressor. In order to predict this noise, the following methods were used. The noise source was predicted by analyzing the gas flow and the valve behavior by dividing the gas flow path into four fields. The pressure pulses radiated from the tail pipe of a muffler were predicted using the transfer matrix method which is applied three-dimensional modal analysis to the muffler cavity. Experiments were performed to confirm the validity of above methods and it was shown that the predicted results were in satisfactory agreement with the experimental data up to high frequencies.

Key Words: Compressor, Valve, Noise, Muffler, Cavity, Gas Flow, Three-Dimensional Acoustic Modal Analysis, Transfer Matrix Method

1. は じ め に

圧縮機を高速で運転するインバータエアコンが主流となり、その最大の騒音源である圧縮機の騒音に対する低減の要求は一層強くなっている。事実、ルームエアコンやパッケージエアコンなどにおいてもインバータタイプの比率は増大しており、圧縮機の騒音低減の^{(1) (2)}研究が数多く実施されている。

圧縮機の騒音の主原因の一つに弁の開閉により発生する流体音(脈動音)がある。これについては、過去において変形FLIC法などを用い、その解析をおこなってきたが、圧縮機回転数の10倍(0～500Hz)程度までの周波数領域における予測が限界であり、⁽³⁾騒音が問題となる回転数の10～50倍(500～2500Hz)の高周波数領域では、十分な精度が得られない状態であった。

本研究の狙いは、図1に示すハウジング内部に放射される弁音を高周波数領域まで予測することであり、このために弁流体音の発生メカニズムとその音が複雑

な形状をしたマフラ内を伝搬する場合の解析を行なった。前者については弁通路を4つの領域に分け、各領域を集中定数的にモデル化する離散パラメータ法⁽⁴⁾を適用し、後者についてはマフラ空洞部に3次元音響モデル解析を用いて管路の伝達特性を求める方法を適用した。本研究により、これらの手法は弁音解析に有効であることが検証できた。

図1 ロータリ圧縮機

* 原稿受付 平成5年5月20日。

*¹ 正員、三菱重工業(株)名古屋研究所(〒453 名古屋市中村区岩塚町字高道1)。

2. 理論解析

解析は、弁部での発生音を求め、次にその音のマフラ内透過音を求めるという手順で行なった。

また、解析に当たっては、以下の仮定を設けた。

- (1) 通路の各領域内では圧力と密度は一樣である。
- (2) 流れは常に垂音速の流れであり、断熱流である。
- (3) 弁の速度は流体速度よりはるかに小さい。
- (4) 弁通路における逆流はない。
- (5) 弁は円形であり、弁の背後のガス質量の影響は無視する。
- (6) マフラ部分での音響面のダンピングは小さい。
- (7) マフラ部分の音場の固有値は重複していない。

2.1 弁部のモデル 図1の弁部分の詳細を図2に示す。シリンダ内のガスが圧縮されてその圧力により弁が押し上げられると、ガスはポート部を通してシリンダの外へ吐き出される。その状況を図3に表す。

2.1.1 弁部の基礎式 図3のように流路を4つの領域に分割し、図4のようにモデル化する。これらの領域のそれぞれについて質量保存式、運動量保存式と断熱等エントロピー変化の状態方程式を適用する。このとき領域II、III、IVでは、はく離による縮流を考え、この縮流領域を除いた領域で、上の質量保存式、運動量保存式と状態方程式が成立するものとした。運動量保存式は領域I、IIでは1次元流、領域III、IVでは対称軸方向と半径方向の2次元流とした。また、機械的なバネで押さえられた弁の振動方程式は流体力と

図2 弁構造

図3 弁モデル

結びつけて表す。この弁の特性については、図5のように1自由度系としてモデル化し、バネ定数は弁の長さを変化することを考慮して、弁変位の関数(図9)として表現した。また、減衰係数は弁変位と弁振幅の関数(図10)であるが、これによる感度は小さいので一定とした。なお、シリンダ容積は時間の関数として与える。基礎式は次の13本の式が成り立つ。

(質量保存式)

$$\frac{d}{dt} \int_{V_i} \rho_i dV_i + \int_{S_i} \rho_i \mathbf{v}_i \cdot \mathbf{n}_i dS_i = 0 \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (1)$$

(運動量保存式)

$$\frac{d}{dt} \int_{V_i} \rho_i \mathbf{v}_i dV_i + \int_{S_i} \rho_i \mathbf{v}_i (\mathbf{v}_i \cdot \mathbf{n}_i) dS_i = \int_{S_i} P_i \mathbf{n}_i dS_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (2)$$

(状態方程式)

$$P_i \rho_i^k = \text{const.} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (3)$$

(弁の運動方程式)

$$m(h) \frac{d^2 h}{dt^2} + C \frac{dh}{dt} + K(h)h = \int_{S_v} \Delta R v_v dS_v \quad (4)$$

ここに、 t : 時間

ρ_i : 領域 i のガス密度

図4 各領域のプロファイル

図5 弁の振動モデル

P_i : 領域 i のガス圧力
 $\mathbf{v}_i$: 領域 i の速度ベクトル
 $\mathbf{n}_i$: 領域 i の法線単位ベクトル
 $\mathbf{v}_i \cdot \mathbf{n}_i$: $\mathbf{v}_i$ と $\mathbf{n}_i$ の内積を示す。
 V : 領域 i の容積
 S : 領域 i の表面積
 m : 弁の質量
 C : 弁の減衰係数
 K : 弁のバネ定数
 h : 弁の変位
 ΔP_v : 弁の表と裏面に作用する圧力の差
 S_v : 両面に圧力が作用する弁の面積
 k : 比熱比

2.1.2 弁部の解法 (1)~(4)の式から P_i を消去して $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3, v_1, v_2, v_3, h$ を未知数とした9個の連立微分方程式が得られる。これらを4次のルゲンクッタ・ギル法を用いて解いた。

ただし、弁は非線形な運動をするため、圧縮機の1行程の1/10000程度の時間幅で数値計算し、更に演算中の計算精度を確保するために、各計算ステップにおける変化率がある許容幅を超えたならば、時間幅を半分にして演算を繰り返す方法をとった。また、 $h=0$ では、領域III, IVは存在せず、領域I, IIのみを解き、 $h \neq 0$ となった瞬間に全領域を解く方法を用いた。

2.2 マフラ系のモデル 高い周波数では、波長の関係から1次元の波動理論が適用できなくなり、マフラ空洞部は3次元でモデル化することが必要となる。本研究では、その空洞部を3次元音響モデル解析し、これを1次元多自由度系に等価置換して全音響系(音源/マフラ/尾管)に対する従来の1次元解析手法(伝達マトリックス法)に組み込む方法をとった。

2.2.1 マフラ系の基礎式 3次元音場の波動方程式は一般に音圧について次式で表される。

$$\nabla^2 P(r, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} P(r, t) = -\rho \frac{\partial}{\partial t} q(r, t) \quad (5)$$

ここで、

$$P(r, t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \phi_n \exp(j\omega t)$$

$$q(r, t) = U_{1,0} \exp(j\omega t)$$

とおけば、(5)式の同次方程式を満足する固有関数は、次式で表される。

$$P_n(r, t) = A_n \phi_n \exp(j\omega_n t), (n=1, 2, \dots, \infty)$$

これによる解は0次モードは含まれていない上、減衰項も入っていない。これらを考慮すると、空洞部内の音場はモードパラメータ、モード関数を用いて表すと次のようになる。

$$P(r) =$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{j \omega \rho c^2 U_{1,0} \phi_n(r_1) \phi_n(r)}{M_n \omega^2 [1 - (\omega/\omega_n)^2 + 2j \zeta_n (\omega/\omega_n)]} - j \frac{\rho c^2 U_{1,0}}{\omega V_M} \quad (6)$$

ここに、 r : 任意点の位置を表すベクトル
 $P(r)$: 空洞部内の任意点の音圧の強さ
 $P(r, t)$: 空洞部内の任意点の音圧
 $q(r, t)$: 空洞部内の任意点の体積速度
 M_n : n 次モードのモーダル質量
 ω_n : n 次モードの固有角振動数
 ζ_n : n 次モードの減衰比
 A_n : n 次モードの係数
 $\phi_n(r)$: n 次モードのモード関数
 $U_{1,0}$: 空洞部へ流入するガス体積速度
 $U_{1,0}$: 単位体積当りの空洞部への流入ガス体積速度

V_M : 空洞部容積

ω : 角周波数

c : 音速

ρ : ガスの密度

$j \equiv \sqrt{-1}$

$$\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

(6)式の右辺の第2項は0次モードの項である。

次に図6で示すマフラ出口尾管の出口における体積速度 U_3 を伝達マトリックス法により求める。

管の入口と出口との関係は伝達マトリックスを用いて次のように表される。

$$\begin{bmatrix} P_3 \\ U_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \kappa \ell & -jZ_c \sin \kappa \ell \\ -\frac{j}{Z_c} \sin \kappa \ell & \cos \kappa \ell \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

また、尾管部において次の関係式が成立する。

$$P_3 = Z_r U_3 \quad (8)$$

図6 マフラモデル

この両式より管出口の体積速度が次のように求まる。

$$U_3 = \frac{P_2}{Z_r \cos \kappa \ell + j Z_c \sin \kappa \ell} \quad (9)$$

ここに、 U_2 : 尾管入口の体積速度

U_3 : 尾管出口の体積速度

P_2 : 尾管入口の音圧の強さ [=P(r₂)]

P_3 : 尾管出口の音圧の強さ [=P(r₃)]

Z_r : 尾管端の放射インピーダンス

Z_c : 特性インピーダンス

κ : 波数 ($=\omega/c$)

ℓ : 尾管長さ

U_3 が分かると、出口が大きな空間に開放されている場合、 R_0 離れた位置での変動音圧 P_{sp} は次式で与えられる。

$$P_{sp} = \frac{1}{R_0} \int_S \frac{d}{dt} (\rho U_3) dS \quad (10)$$

2.2.2 マフラ系の解法 マフラ空洞部のモーダルパラメータ、モード関数は有限要素法プログラム (NASTRAN) 構造解析の各定数を音響系の定数に対応されることにより 3 次元 FEM 固有値解析をおこなって算出した。なお有限要素法の要素は、HEXA、PENTA などのソリット要素を使用した。また、減衰比 γ については、上述の FEM 計算からは求まらないので、マフラをスピーカで加振した実験から得ら

れたデータ⁽⁸⁾を使用した。

マフラ入口のガス体積流速 U_1 、モーダルパラメータ及びモード関数が与えられれば、マフラ出口の発生音 P_{sp} は (6)~(10) 式により容易に求めることができる。

3. 計算値と実験値との比較

前節で述べた解析法を検証するために、研究に使用した 1.5 kW 空調用ロータリ圧縮機を対象に試験と計算を実施した。

3.1 試験方法 図 7 のように、圧縮機のハウジングの下部を除去し、吐出ガスを大気中へ放出させ、そのときのシリンダ内圧力、弁変位および放射音を測定した (弁および吐出マフラは下部軸受側につけて、放射音が直接マイクロフォンに届くようにした)。

また、マフラ有無での試験を行ない、弁部モデルの予測精度、マフラを含めた全体系の予測精度を検討した。

3.2 弁部モデルの予測結果 計算を行うにあたり各ガス流路の収縮係数は図 8 の値を使用した。収縮係数⁽⁸⁾に関しては数多くの研究報告があり、本研究においても、各種の値を用いて計算を行なった。しかし、計算結果に対する感度は、それほど大きくないことが分

図 7 計測ブロック図

図 9 弁のばね定数

図 8 ガス通路の収縮係数

図 10 弁のダンピング係数

図11 弁部挙動の予測結果と実験結果の比較

図12 弁発生音の予測結果と実験結果の比較

図13 吐出マフラの寸法

図14 吐出マフラのFEM計算モデル

弁のバネ定数は弁押えがあるため非線形となる。その値は実験により求めた。図9に特性を示すが、計算値は、この値の影響を大きく受けている。また、ダンピング係数 C は弁機構部分を取り出し加振試験を行なって求めた。その結果を図10に示す。振幅依存性があるため一定の値とならない。しかし、この値も感度が小さいことが分かったため実際には図の平均的な値で代表させた。

吸入圧力 0.05 MPa 、吐出圧力 0.1 MPa 、電源周波数 50 Hz （圧縮機回転数 49 Hz ）の運転条件におけるシリンダ内圧力、弁変位および弁からの放射音の実験値と計算値の比較を図11に示す。放射音はマフラがついていないため、弁通路部より直接大気中に

表1 マフラ空洞部の固有振動数の比較

	f_n (Hz), $[\zeta_n]$		
	experimental	analitical	FEM
1st mode	1 5 2 7 [0.0 2 6]	1 5 6 5	1 4 7 1
2nd mode	2 9 0 4 [0.0 2 2]	2 9 3 2	2 8 3 2
3rd mode	4 1 3 1 [0.0 0 9]	4 2 2 8	4 0 1 2

放射される。

また、図12ではその放射音を周波数分析により比較した。発生音についてはリニア表示した図11(c)の時間領域の値で差異が目立つが実際に使われるデシベル値ではよく対応しており、実用上十分な精度が得られた。

図15 マフラ排気音の予測結果と実験結果の比較

3.3 マフラ出口弁音の予測結果 対象マフラは、理論解析が可能のように図13に示すような実機に近い形状をした2重円筒形とした。そのマフラのFEM計算モデルを図14に示す。この計算により求めた固有振動数および固有モードの精度を調べるために、スピーカによる加振テストおよびベッセル関数を用いた理論解析を行った。

各振動モードに対する固有振動数の比較を表1に示す。いずれもよく一致していることが確認できた。

図15は、上述のモダルパラメータ (ζ_n は5次までの実測値の平均値0.018を使用)、モード関数と前節の予測で得られるガス体積速度 U_1 を用いて行なった排気音の予測結果を実験値と対比したものである。

計算精度は前節よりも劣るものの、複雑な形状をしたマフラの脈動解析法として実用できることが分かった。特に、固有値付近の1600Hz前後はよく一致している。また、図の2000Hz以上に見られる差異は、マフラの効果により流体力音が他の要因の騒音以下に低下した結果生じたものであり、機械音などのため実験の方が大きい値となっている。

4. あ と が き

本研究で得られた主な結果は次の通りである。

- (1) 弁部の発生音は、圧縮機弁部のガス通路を4分割してモデル化する方法(離散パラメータ法)と非線形な特性をもった弁の振動モデルを適用することにより、約50次の高周波域まで予測できる。
- (2) 内蔵されるマフラ部については空洞部に3次元音響モーダル解析を適用し、マフラ管部に使用した伝

達マトリックス法との接合をはかるモデル化により弁部と同様に約50次の高周波域まで予測できる。

- (3) 上記で低周波域については、0次モードを考慮することにより、よく一致するようになった。
- (4) 更に、精度向上のためには、弁部の領域ⅢとⅣのガス通路部の容積が0となる時点(数学的には式の分母に0が生じる特異点)の前後において、精度の高い処理が可能になるよう、改善が必要である。

文 献

- (1) 石井他4名, スクロール圧縮機の動的挙動, 機論 Vol.53, No.491 C (1987)
- (2) 岩田博他3名, 空調用圧縮機の振動と騒音, 日本冷凍協会論文集 Vol.7, No.2 (1990)
- (3) N.Ukeguchi, H.Sakata and T.Adachi, *On the Numerical Analysis of Compressible Flow Problems by the Modified FLIC Method*, Computers and Fluids Vol.8 (1980)
- (4) Thomas Joseph Trella, *Computer Simulation of the Vibration and Acoustic Behavior of a Reciprocating Compressor Discharge Valve*, Purdue University (1972)
- (5) G.R.Doyle, Jr. and L.L.Faulkner, *Three-Dimensional Finite Element Acoustic Pressure Analysis with Complex Impedance*, ASME Bound Volume 100.143 (1981)
- (6) Rajendra Singh, *Experimental Acoustic Modal Analysis*, NOISE-CON 85 (1985)
- (7) 高木, 中村, 入江, 江崎, 高脈動流下のマフラ性能に関する解析研究, 三菱重工技報 Vol.22, No.2 (1985)
- (8) C.Y.Tsui, *Discharge Phenomena of a Vibrating Poppet Type Valve*, Purdue University (1967)
- (9) J.P.Elson, W.Soedel and R.Cohen, *A General Method for Simulating the Flow Dependent Non-linear Vibrations of Compressor Read Valves*, Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Industry (1976)
- (10) 本田, 太田, 最近の圧縮機の現状と動向, 2.2.1 立形ロータリ, 冷凍 Vol.62, No.720 (1987)
- (11) 柳沢他3名, ローリングピストン形回転圧縮機の振動に関する研究, 機論, 49-444, C(昭58), 1346