

冷凍用回転圧縮機における吐出し系内の圧力脈動*

柳 沢 正^{*1}, 清 水 孝^{*1}
福 田 充 宏^{*1}, 上 田 元 彦^{*2}Pressure Pulsation of Discharge Flow
in Refrigerating Rotary CompressorTadashi YANAGISAWA, Takashi SHIMIZU,
Mitsuhiro FUKUTA and Motohiko UEDA

In this study pressure pulsation in a discharge flow system of a rotary compressor for air conditioning use is analyzed theoretically by transfer matrix method by using a model of piping system which consists of three volumes (a valve chamber, lower and upper chambers in a hermetic casing) and three pipes (a cylinder path, a motor path and a discharge pipe). Theoretical calculation indicates that intermittent discharge flow from a cylinder causes certain pulsations in both lower and upper chambers in the casing, and the calculated results are in good correlation with measured ones in phase and amplitude of the pulsation. It is also confirmed theoretically and experimentally that a pressure differential force acting on a motor rotor due to the pulsations in the lower and upper chambers induces a longitudinal vibration of the rotor.

Key Words: Compressor, Pulsation, Positive-displacement Fluid Machinery, Transfer Matrix, Vibration Coupled with Fluid Motions, Rotary Compressor, Refrigeration

1. 結 言

本研究は、小形空調機用の高圧密閉形回転圧縮機において発生する吐出し経路内の圧力脈動について考察したものである。

従来、冷媒圧縮機に発生する圧力脈動に関して、低圧密閉容器方式の往復圧縮機では、容器の内部空間に接続する吸込分岐管や吸込弁室の圧力脈動ならびに吐出し弁の挙動や振動騒音に密接に関連する吐出し配管系の圧力脈動の研究^{(1)~(4)}が行われている。一方、高圧密閉容器方式の回転圧縮機では、圧縮機の冷媒流量に大きな影響を及ぼす吸込配管系の圧力脈動の研究^{(5)~(7)}が行われてきているが、吐出し系には密閉容器内の大きな空間が含まれるためにそこでの圧力脈動は小さいものと考えられてあまり注目されてこなかった。しかし、近年回転圧縮機がインバータにより可変速運転されるようになるにつれて高速域での圧力脈動が無視できない程度となり、はなはだしい場合には電動機回転子の軸方向上下振動を誘起する可能性のある

ことが圧縮機技術者の間で知られている。

そこで本研究では、小形空調機用回転圧縮機の吐出し高圧容器内での圧力脈動を伝達マトリックス法を適用して理論的に解析し、その妥当性を実験結果との比較により検討するとともに、それが電動機回転子の上下振動に与える影響を考察する。

2. 理 論 解 析

2.1 吐出し配管系の物理モデル 図1に、本研究で解析の対象とした小形空調機用の高圧密閉容器方式のローリングピストン形回転圧縮機の概要を示す。密閉容器の下部に圧縮機構、上部に誘導電動機が収納されており、両者は回転軸により結合されている。圧縮機の吸込冷媒はシリンダ内に直接吸い込まれて吐出し圧力まで圧縮されたのち、吐出しリード弁を経て弁室に吐き出される。この吐出し冷媒は、シリンダの連通路を通して電動機下部空間に至り、さらに電動機のすきま通路を通して電動機上部空間に達して最終的に容器上部の吐出し管から流出していく。

このような構造を有する冷媒圧縮機の吐出し系の圧力脈動を解析するにあたり、図2に示すような脈動配管系の物理モデルを仮定する。すなわち、シリンダ部、吐出し弁ポート部、容積1(吐出し弁室)、管路1(シリ

* 原稿受付 平成3年10月22日。

^{*1} 正員、静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。^{*2} 准員、日本自動車部品総合研究所 (〒445 西尾市下羽角町岩谷14) (当時：静岡大学工学部)。

ング連通路), 容積 2(電動機下部空間), 管路 2(電動機すきま通路), 容積 3(電動機上部空間) および管路 3(吐出し管) より構成される一次元モデルに置き換える。

2・2 圧力脈動の解析 図 2 の管路部に関しては, 圧力脈動振幅は平均圧力に比べて小さく, また平均流速も音速に比べて小さいものとして音響理論で取扱える範囲であると仮定すると, 管内流体に対して次の運動方程式および連続の式が成り立つ。

$$\rho \frac{\partial U^*}{\partial t} + RU^* + S \frac{\partial P^*}{\partial \xi} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial P^*}{\partial t} = -\frac{\rho a^2}{S} \frac{\partial U^*}{\partial \xi} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに U^* および P^* は体積流量および圧力の変動分, ρ は密度, S は管断面積, a は音速, R は線形化した減衰抵抗係数, t は時間, ξ は位置座標を表す。

次に容積部に関しては, 波長に比べて容積の寸法が十分に小さいと仮定すると, 容積内の圧力は均一となり次の連続の式に支配される。

$$dP^*/dt = \rho a^2 (U_{in}^* - U_{out}^*)/V \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに V は体積, 添字 in および out は容積に流入および流出する体積流量を表す。

以上の支配方程式に基づいて図 2 の配管系での脈動現象を解析するにあたり, 本研究では阿部らが用いた伝達マトリックス法⁽⁸⁾⁽⁹⁾を適用する。その方法によれば, 管路および容積における脈動圧力の振幅 P , 脈動流量の振幅 U の関係は, それぞれ式(4)および式(5)の行列式で表現される。

$$\begin{pmatrix} P_{i+1} \\ U_{i+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cosh(\lambda l) & \eta \sinh(\lambda l) \\ \eta^{-1} \sinh(\lambda l) & \cosh(\lambda l) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ U_i \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\begin{pmatrix} P_{i+1} \\ U_{i+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -j\omega V/(\rho a^2) & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ U_i \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

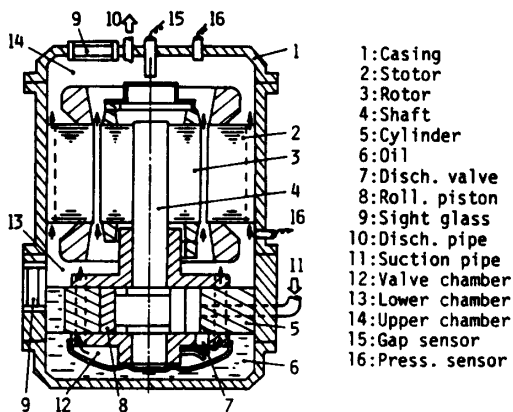


図 1 圧縮機の概要

ここに l は管路の長さ, $\lambda = R/(2a\rho) + j\omega/a$, $\eta = -(R + j\omega\rho)/(\lambda S)$, ω は脈動の角振動数, j は虚数単位であり, 添字 $i, i+1$ は要素の入口, 出口を表す。

さらに同方法では, 配管系の任意の点における脈動圧力振幅 P および流量振幅 U を式(6)のように未知数 x, y と伝達係数 a, b, \dots, g' を用いて表し, 管路系の境界条件より x, y の値を決定して最終的な脈動圧力および流量を計算することができる。

$$\begin{aligned} P &= ax + by + c + j(a'x + b'y + c') \\ U &= ex + fy + g + j(e'x + f'y + g') \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (6)$$

なお, 伝達行列式(4), (5)より定まる伝達係数の具体的な値, および未知数の決定方法に関しては文献(8), (9)を参照されたい。

図 2 の配管系の境界条件として, まず管路 3 の端部では, 凝縮器に接続していることを考慮にいて圧力一定の条件が与えられる。一方, 容積 1 に接続する弁ポート部では, シリンダからの吐出し体積流量が与えられる。この流量 Q_v は, 吐出し弁を単なる逆止め機構と仮定して, シリンダ圧縮室内圧力 P_c および容積 1 内の圧力 P_1 に応じて弁ポート絞り面積 S_v を通る圧縮性流体の流れとして次式で求められる。

$$Q_v = \begin{cases} S_v \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{P_c}{\rho_c} \left\{ 1 - \left(\frac{P_1}{P_c} \right)^{(1-1/\kappa)} \right\}} & (P_c > P_1) \\ 0 & (P_c \leq P_1) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに ρ_c は圧縮室内密度, κ は断熱圧縮指数である。また, 圧縮室内圧力 P_c は圧縮室の体積 V_c の変化と吐出し流量 Q_v を加味して断熱変化に基づき次の式で与えられる。

$$\frac{dP_c}{dt} = -\frac{\kappa P_c}{V_c} \left(\frac{dV_c}{dt} + Q_v \right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

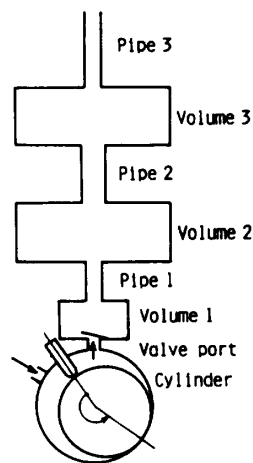


図 2 吐出し配管系モデル

後述する実験用圧縮機に関して、圧縮開始時点基準とした軸回転角度に対する吐出し体積流量の計算例を回転数 N をパラメータとして図3に示しておく。このような体積流量がフーリエ級数で近似されて弁ポート部での境界条件として与えられる。

2.3 電動機回転子系の振動解析 回転軸と一体の電動機回転子の上下面には電動機上部空間および下部空間の圧力が作用するが、その差圧に基づく上向きの力が重力などの下向きの力を上回ると回転子系は軸スラスト部の遊びの範囲で上方に持ち上がる。このときの運動は、図4のようにモデル化され次の運動方程式によって表される。

$$m d^2 X / dt^2 = \Delta P S_r - mg - C dX / dt - F \cdots \cdots (9)$$

ここに m は回転子系の質量、 X は上向き変位、 ΔP は上下差圧（上向きを正）、 S_r は回転子断面積、 g は重力の加速度、 C は振動の減衰係数、 F はその他の作用力である。ここで C に関連した減衰作用力としてはすべり軸受部およびスラスト軸受部での粘性油膜力などが挙げられ、また F の内容としては、電動機のスキューによる力、磁気中心のずれによる力などが考えられる。

式(9)にそれぞれの作用力を適用し、回転子系の可動限界においては不完全衝突するものと仮定してルンゲ・クッタ法により変位が数値的に求められる。

3. 実験

本研究の実験に用いた圧縮機の概要は図1に示したとおりである。密閉容器内の電動機上部空間および下

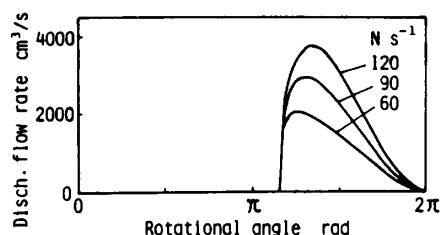


図3 吐出し体積流量

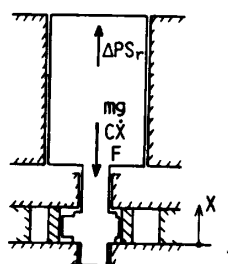


図4 回転子系の振動モデル

部空間には、変動圧力測定用の圧電形圧力変換器ならびに平均圧力測定用のひずみゲージ形圧力変換器が取り付けられている。また密閉容器の上壁には回転子系の上下振動測定用の渦電流形変位計が取り付けられており、回転子に固定した回転角度マーカ付変位板の上下方向変位を検出する。

この実験用圧縮機を、冷媒 R22 を作動流体とした冷凍サイクルに接続して所定の空調サイクル条件（吸込圧力、吐出し圧力：0.49, 1.96 MPa (gauge)、吐出し温度：90°C、回転数：40～130 s⁻¹）で定常運転し、そのときの密閉容器内の圧力脈動ならびに回転子系の上下振動を計測しパーソナルコンピュータに記録する。また回転子系変位の基準とするために、吸込管路を閉鎖した真空吸込無流動運転状態での回転子系変位を測定記録する。実験に用いた圧縮機の主要寸法は、押しのけ体積：20.7 cm³/rev、吐出し弁室体積：55 cm³、下部空間体積：350 cm³、上部空間体積：470 cm³、弁ポート径：9 mm、シリンダ通路長さ：47 mm、同面積：72 mm²、電動機通路長さ：90 mm、同面積：540 mm²、吐出し管長さ：2 000 mm、同面積：44 mm²、回転子系質量：1.9 kg、回転子直径：60 mm、軸スラスト部遊び：0.2 mm である。なお、上に示した下部空間体積は圧縮機の回転数が 60 s⁻¹ の場合の値であり、回転数が増加するほど密閉容器底部に蓄えられた冷凍機油面が低下するので回転数 90 s⁻¹ では 400 cm³ に、120 s⁻¹ では 450 cm³ に増加する。

4. 結果とその考察

4.1 測定結果 図5には、密閉容器内の空間圧力および回転子系の上下変位の測定結果が、3種類の回転数 N に対して示されている。横軸は圧縮開始時点基準とした軸回転角度であり、軸の4回転分の角度にわたっている。まず圧力波形に関しては、実線が下部空間圧力、破線が上部空間圧力を表し、それぞれの脈動圧力は平均値が零となるように表示されている。1回転に1回の吐出し体積脈動に対して、回転数が低い場合、下部空間の圧力にはそれ以上の回数の脈動が見られる。一方上部空間の脈動圧力は下部空間の圧力よりも脈動位相が遅れ、振幅もいくらか大きめになっている。回転数が増加するにつれて、1回転中の圧力脈動回数が減少するとともに位相遅れおよび脈動振幅が増加する傾向にある。なお、上下空間の平均圧力の測定結果によればその差は1 kPa 未満であり、上下空間での圧力脈動振幅に比べてはるかに小さな値であった。

次に回転子系の変位について見ると、実線で示した

定常運転時の変位波形に含まれる軸1回転中の大きなうねりは変位検出板の傾斜によるもの、また π (rad) 近傍の小さな上向きのピークは角度検出マーカーによるものであり、この変位波形が直接回転子系の上下変位を表しているわけではない。圧力脈動に伴う回転子系の上下変位は、点線で併記した真空吸込無流動運転時の変位波形との差によって評価され、高回転数の場合に上方への変位が見られる。なお、具体的な変位波形は後述の図8中に実線で示されている。

4・2 圧力脈動の計算 図6に、計算により得られる脈動圧力波形に対する減衰係数 R の影響を示す。図6は回転数が 60 s^{-1} の場合であり、図6中の実線、破線、点線がそれぞれ $R/\rho=0, 100, 1000\text{ s}^{-1}$ に対応している。減衰係数の値が大きくなるほど下部空間圧力 P_2 および上部空間圧力 P_3 の脈動振幅が減少する傾向にある。配管系での減衰係数の見積もりに関してはい

くつかの研究⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾があるが、圧縮機の吐出し流路のように非円形の複雑な断面形状でしかも媒体中に油滴の含まれている流れに対してどの程度の大きさの減衰係数が適するかはわからない。そこで本研究では減衰係数の値を、回転数によらず一定、回転数に比例、回転数の平方根に比例など、種々の値に変化させていろいろな回転数における脈動を計算し、実験結果との比較によりその妥当性を検討してみた。その結果、図7に示すように R/ρ を回転数 N の平方根に比例して適当に変化させた場合に、いずれの回転数においても振幅、位相ともに最も良好な一致が見られた。

なお、もっと広範囲の回転数にわたる計算の結果によれば、この圧縮機の吐出し配管系の固有振動数は 163 Hz であり、脈動圧力振幅は圧縮機回転数がこの値に達するまでは回転数とともに増加していくがそれを超えると次第に減少していく傾向であった。また、配管系モデルの管路3の長さに関して、実際には吐出し管に凝縮器管路が接続しており無脈動圧力位置までの管路長さを一概に特定できないので、計算においてその長さを種々変化させてみたところ、長さが数十cm以上であれば上下空間の圧力脈動にはほとんど変化が見られなかった。

以上のように、減衰係数の与え方に検討の余地はあるものの、圧縮機内の複雑な吐出し系を単純な要素の組合せに置き換えた先の計算モデルで密閉容器内の圧力脈動を予測できることがわかった。またその際に、吐出し冷媒中に少なからず混入している冷凍機油の冷媒物性値への影響を特別に考慮しなくても良好な予測が得られた。

4・3 回転子系の振動計算 図8に電動機回転子系の振動変位およびそれを誘起する回転子上下の圧力差(P_2-P_3)の測定ならびに計算結果を3種類の回転数 N に対して示す。実験で測定された上下空間の平均圧力の差は前述したように非常に小さく、また電動機すきま通路での平均流速に基づいて計算される差圧も

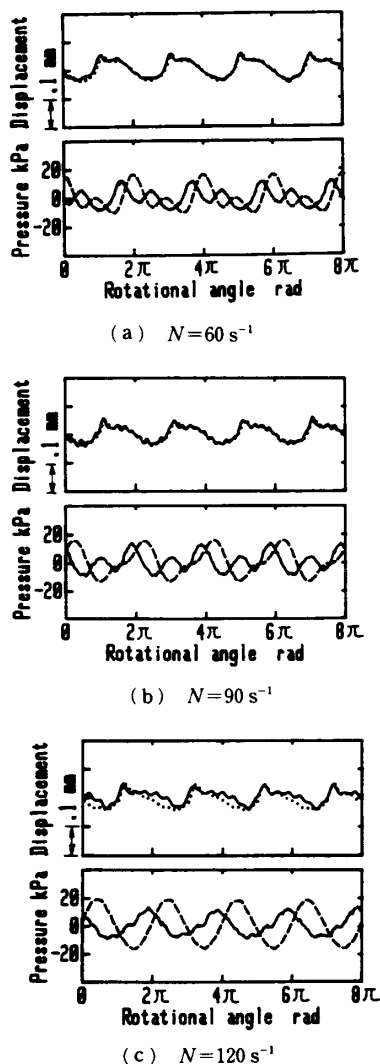


図5 測定結果 (圧力: 実線=下部空間, 破線=上部空間, 変位: 実線=定常運転時, 点線=真空運転時)

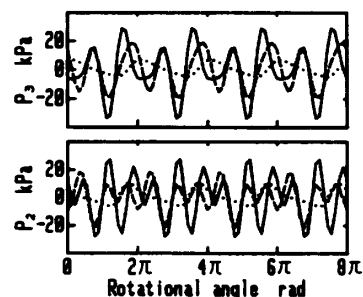


図6 減衰係数 R/ρ の圧力脈動波形への影響 (実線: 0 s^{-1} , 破線: 100 s^{-1} , 点線: 1000 s^{-1})

無視できる程度に小さいので、図8での脈動差圧は上下の平均圧力差を零とみなして算出したものが示されている。実線で示した測定差圧と破線で示した計算差圧とは、図7の個々の圧力脈動の場合と同様に良好な一致が見られる。この圧力脈動に対応した回転子系の変位の計算結果は振動の減衰係数 C の値によって変化するので、図8では点線により $C=0$ の場合の結果を、また破線により $C=2500 \text{ kg/s}$ の場合の結果を示す。ここで後者の値は、実線で示した測定変位と回転数 $N=120 \text{ s}^{-1}$ のときの計算変位とがおおよそ一致する値として選んでいる。また計算式(9)中のその他の作用力 F としては、電動機のスキューに基づく力として 10 N を与えて計算している。図8では、回転数が大きくなるほど差圧の振幅が大きくなり、それにつれて回転子系の振動の発生してくる様子が計算結果と測定結果の両方に見られ、振動の発生する回転角度もおおよそ一致している。

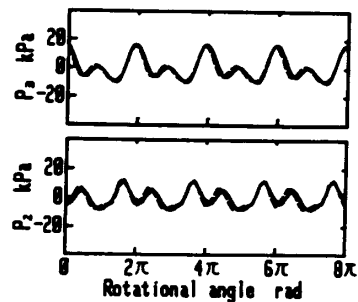
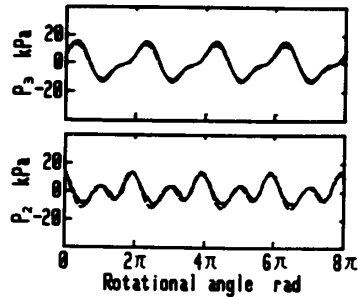
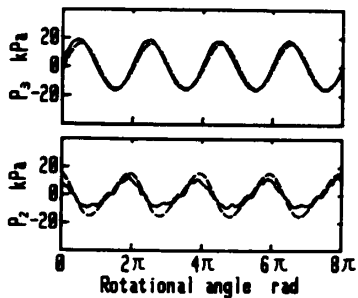
(a) $N=60 \text{ s}^{-1}$ ($R/\rho=285 \text{ s}^{-1}$)(b) $N=90 \text{ s}^{-1}$ ($R/\rho=350 \text{ s}^{-1}$)(c) $N=120 \text{ s}^{-1}$ ($R/\rho=405 \text{ s}^{-1}$)

図7 圧力脈動波形の比較 (実線: 測定, 破線: 計算)

ところで、振動の減衰力に関連してすべり軸受部やスラスト軸受部での油膜作用力の大きさを概算してみると、前者でのせん断油膜力に比べて後者のスクイーズ油膜力のほうがはるかに大きかった。その力の大きさはスラスト部に見込む油膜厚さによって大きく変化するものの、図8で妥当であった $C=2500 \text{ kg/s}$ に相当する程度の油膜減衰力は容易に発生し得ることが確かめられた。

以上の考察より、高压密閉形の回転圧縮機では密閉容器内の圧力脈動の位相差により発生する電動機上下の圧力差が回転子系の上下振動の原因となり得ることがわかった。それゆえ、圧縮機吐出し系空間の設計にあたっては、従来のように空間内の油分離特性に着目することのみならず圧力脈動特性にも注意を払うことが望まれる。また、同一設計寸法を有する圧縮機であっても、圧縮機部品の加工組立精度の差異に伴う軸ス

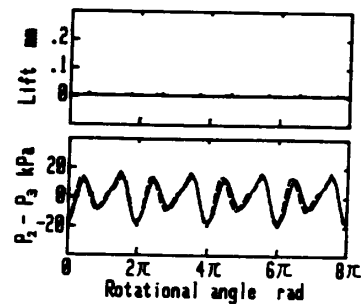
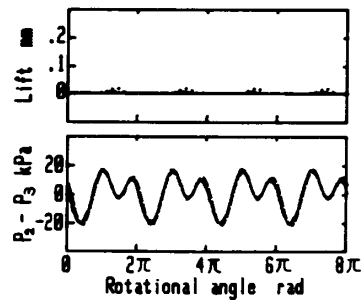
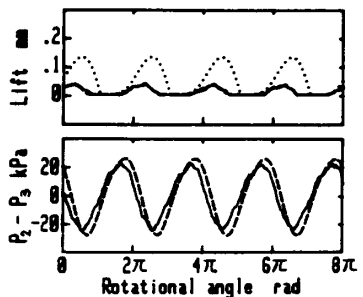
(a) $N=60 \text{ s}^{-1}$ (b) $N=90 \text{ s}^{-1}$ (c) $N=120 \text{ s}^{-1}$

図8 差圧および振動変位の比較 (実線: 測定, 破線: 計算, 点線: 無減衰時の計算変位)

ラスト部での油膜形成状態ひいては油膜減衰力の変化により回転子系の振動にはばらつきが生じる可能性のあることに留意する必要がある。

5. 結 言

小形空調機用のローリングピストン形回転圧縮機における吐出し系内の圧力脈動およびそれに起因する電動機回転子系の軸方向上下振動の測定ならびに解析を行った。その結果、この形式の圧縮機では間欠的な吐出し流動に応じて密閉容器内の電動機上下空間で少なからぬ圧力脈動が発生し、その様子は本研究で示した管路と容積よりなる簡単な配管系モデルにより予測できることがわかった。またこの圧力脈動が電動機回転子系の上下振動の原因となることが確かめられた。なお今回の解析計算には流動や振動に付随する減衰係数が含まれており、それらに関する詳細な考察が望まれ

文 献

- (1) 進士・野沢, 冷凍, 48-547(1973), 403.
- (2) Singh, R. and Nieter, J. J., *Proc. 1984 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1984-7), 418.
- (3) Farstad, J. E. and Singh, R., *Proc. 1990 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1990-7), 362.
- (4) Kim, J. and Soedel, W., *Proc. 1990 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1990-7), 641.
- (5) 柳沢・清水, 冷凍講義集, (1980), 103.
- (6) Hirano, H., *Proc. 1984 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1984-7), 427.
- (7) Kakuda, M., ほか3名, *Proc. 1988 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1988-7), 591.
- (8) 阿部・ほか2名, 機論, 35-277(1969), 1910.
- (9) 宗形・ほか3名, 石川島播磨技法, 15-3(1975), 311.
- (10) Binder, R. C., *J. Acoust. Soc. Am.*, 15-1(1943), 41.
- (11) 葉山・ほか2名, 機論, 42-364(1976), 3825.