

3.5 パルス管内ガス温度計測^{(60),(61)}

この節では、ベシック型パルス管冷凍機、オリフィス型パルス管冷凍機、ダブルインレット型パルス管冷凍機のパルス管内ガス温度を計測し、可視化して視覚的に観察できるようにする。また、圧力とガス変位の位相差の大きさに対するパルス管低温端近傍のガス温度に注目する。

3.5.1 実験装置

実験装置は前節で示した実験装置にパルス管冷凍機を付加したものであり、エキシマレーザ、Makstov-Newtonテレスコープ、ICCDカメラは同一である。パルス管冷凍機への圧力波の供給は周期的圧力変動場における温度計測で行った方法と同様に圧縮機の高圧側、低圧側の2つにつないだ電磁弁を切り替えることで行った。図3.25に実験で用いたパルス管冷凍機の外観を示す。

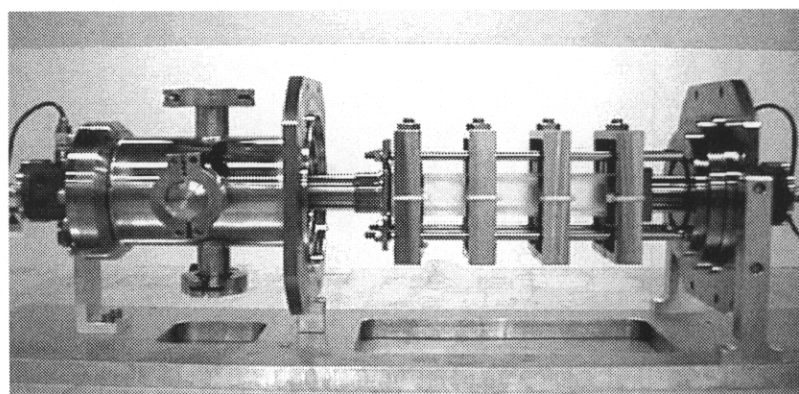


図3.25 温度計測用パルス管冷凍機の外観

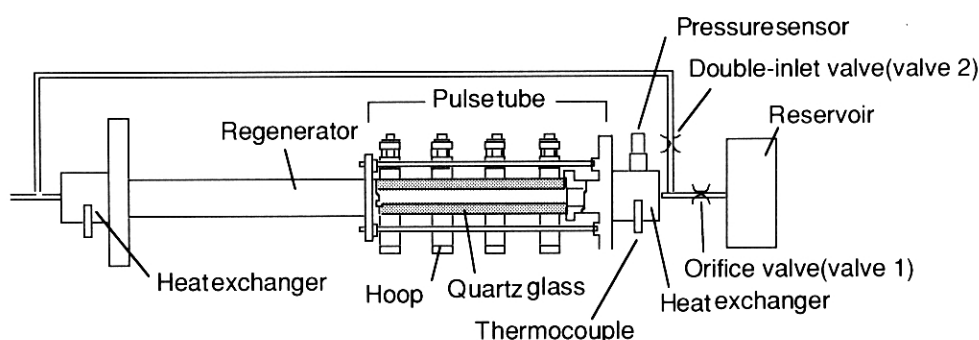


図3.26 温度計測用パルス管冷凍機の構成

実験は大気中で行い蓄冷器部分にのみ断熱材を巻いて実験する。冷凍機の構成は図3.26に示すように石英ガラス製パルス管、ステンレス製蓄冷器からなっている。パルス管高温端熱交換器内には圧力センサが取り付けられている。蓄冷器には図3.27に示すように蓄冷器の低温端から 5×10^{-3} m位置に外径 13×10^{-6} mの熱電対がメッシュに接触しな

いように配置されている。石英ガラス製のパルス管は4枚の石英の平板（厚さ $8 \times 10^{-3} \text{m}$ ）を組み合わせタガにより締め付けられている。詳細を図3.28に示す。

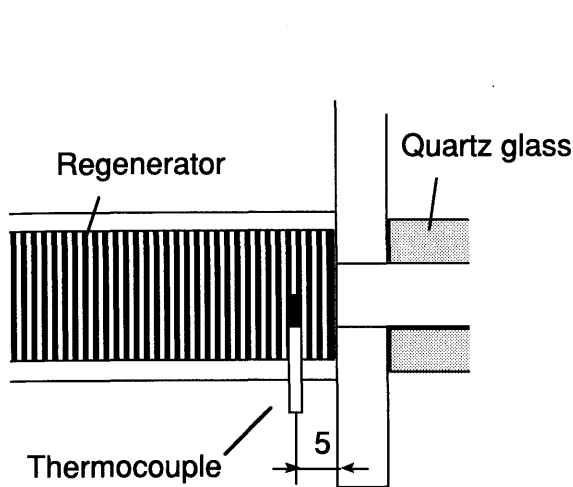


図3.27 熱電対の配置

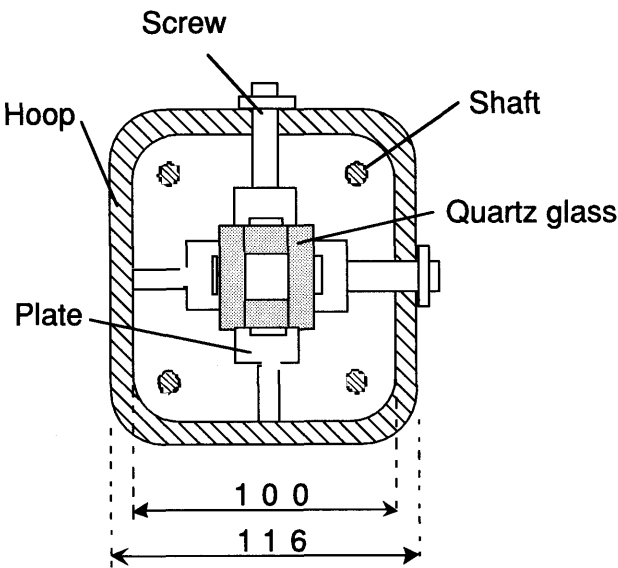


図3.28 タガの構成

シールは厚さ $0.2 \times 10^{-3} \text{m}$ インジウム箔を用いている。タガの締め付けは直径 $10 \times 10^{-3} \text{m}$ のネジで行っている。本実験の場合は $1300 \text{N} \sim 1900 \text{N}$ 程度の締め付け力となっている。表3.5にこの冷凍機の仕様を示す。

表3.5 温度計測用パルス管冷凍機の仕様

Gas	N2	Pulse tube	$\square 19 \cdot 10^{-3} \text{m} \times L 200 \cdot 10^{-3} \text{m}$ quartz glass tube + $\phi 15 \cdot 10^{-3} \text{m} \times 55 \cdot 10^{-3} \text{m}$ stainless tube
Mean Pressure	0.64MPa	Regenerator	$\phi 32 \times L 224$ stainless steel # 200
Operating frequency	1Hz		
Orifice	NUPRO ss-4MG		

3.5.2 計測の準備

前項で述べた通り石英ガラス製パルスには金属のタガが4カ所に設置されているためパルス管全体にわたり計測はできない。本実験において温度を計測した場所はパルス管の軸方向にA、B、Cおよびa、b、cの6箇所である。さらにパルス管の厚み方向にⅠ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ、Ⅴの5カ所において計測を行う。図3.29、図3.30にこれらの位置的関係を示す。図中の長さの単位は 10^{-3}m である。

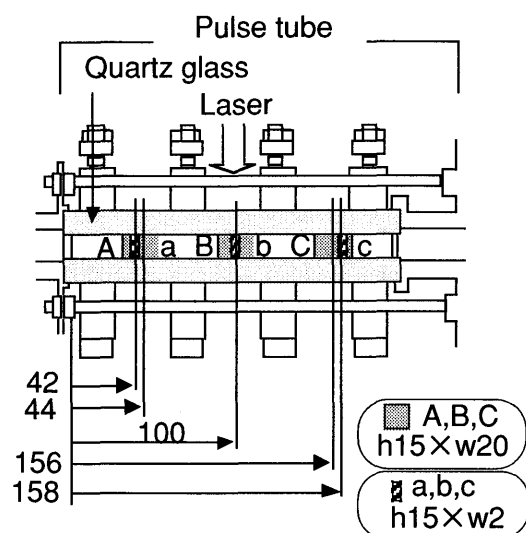


図3.29 A,B,C,a,b,cの位置

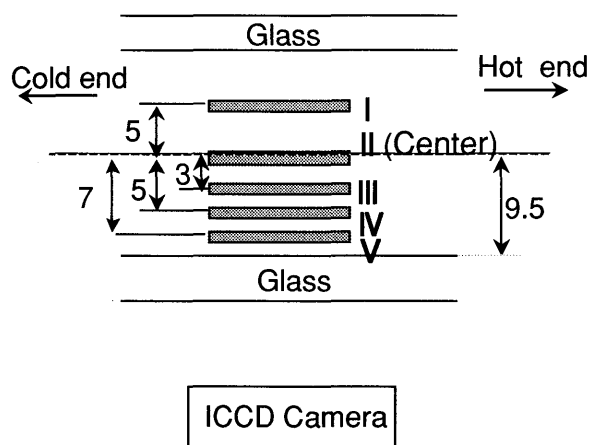


図3.30 I, II, III, IV, Vの位置

A、B、Cにおける計測はパルス管内をできるだけ広範囲に計測しいろいろな運転条件における温度分布を可視化する目的のために行う。図中の縦 $15 \times 10^{-3} \text{m}$ 、横 $20 \times 10^{-3} \text{m}$ の領域の散乱光強度を測定周波数19Hzで測定している。

a、b、cにおける計測はパルス管内のある時刻における各断面の温度変動をA、B、Cよりも狭い領域で早い周期で計測する目的のために行う。図中の縦 $15 \times 10^{-3} \text{m}$ 、横 $2 \times 10^{-3} \text{m}$ の領域の散乱光強度を測定周波数45Hzで測定している。

I、II、III、IV、Vにおける計測は垂直方向の壁近傍と中心での計測温度の差を確認するために行う。図3.31にベイシック型パルス管冷凍機のBの位置においてI、II、III、IV、Vの5カ所の計測を行った結果を示す(図中1～19の縦の数字は図3.33に示す1周期中の時間経過を示す)。図中、測定領域内の上下の温度差は大きいところで約50K程度あるのに対して、中心軸上と中心軸から $7 \times 10^{-3} \text{m}$ 離れた位置とではあまり違いが見られない。しいていえば高温端側の領域Cで温度が最大になるときに5K～10K中心軸上の温度が高くなることが認められる。低温端側の領域Aでは温度が低下する際にわずかに $7 \times 10^{-3} \text{m}$ での測定値が早く低下していることが観察されてる。とはいえ概略IIの部分で計測した結果がパルス管内全体の温度変化を表しているといえる。また、図3.32は領域a,cのIIとV位置での各時刻での平均温度をプロットしたものであり、これからも壁に近い部分と中心の部分の計測結果にはあまり大きな差がないことが解る。以後、A、B、Cとa、b、cの計測はなにも併記しない場合は中心(IIの位置)での計測を意味するものとする。

また、測定周波数を19Hzと45Hzと分けるのはICCDカメラの応答性によっている。測定範囲をA、B、Cのように縦 $15 \times 10^{-3} \text{m}$ 、横 $20 \times 10^{-3} \text{m}$ と広くすると19Hz程度までしか測定できないためである。本実験ではパルス管内の圧力は1Hzで変動しているが正弦波ではない。したがって時間軸で温度変動を検討する場合にはできるだけ測定周波数が高いほうが忠実な波形の再現が可能である。そのためa、b、cでは測定領域を狭めて測定周波数を45Hzまであげている。

散乱光強度の計測以外には圧力と熱電対を用いた温度測定を実施する。

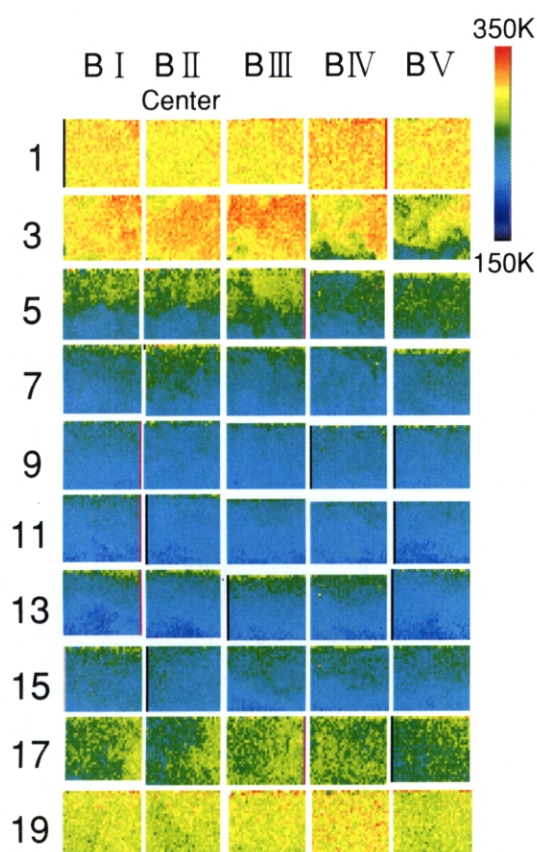


図3.31 B I～B Vにおける温度分布

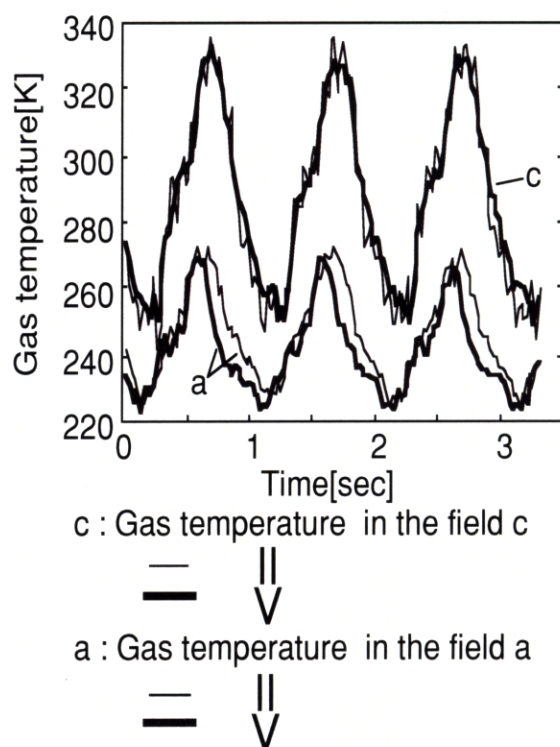


図3.32 a II, a V, c II, c Vの平均温度

3.5.3 パルス管内のガスの温度分布の計測結果

まず圧力波形を図3.33に示す。●で示した時間と数字は温度分布の計測ポイントを表している。また、パルス管の型や運転条件により波形がこの波形とは少しずつ異なるが本装置は圧力波の供給を圧縮機の高圧側、低圧側の2つにつないだ電磁弁を切り替えることで行うタイプであるため実験時の圧力波形は概ね図3.33に示した波形となり正弦波とは異なる。

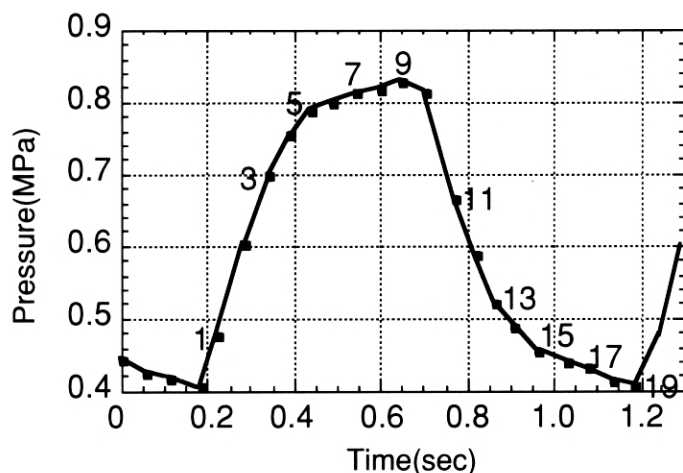


図3.33 圧力波形と温度分布の計測ポイント

A、B、Cにおける計測結果を図3.34と図3.35に示す。本計測法では複数箇所の計測を同時に行えないため圧力や熱電対の値が十分安定した状態の異なった時間の温度を計測している。図3.34はベシック型パルス管冷凍機の場合、図3.35はオリフィス型パルス管冷凍機の場合を示している。縦に振られた番号は図3.33の圧力波形に示した時間に対応する。各計測は19Hzで行っているが1つおきに間引いて示してある。領域Aでは上下に比較的大きな温度差が見られる。これは重力の影響により2層流のような状態で高温側のガスと低温側のガスが混じりあっているものと考えられる。ベシック型では低温側の領域Aの一部(5~9)以外では圧力と温度の位相がほとんどあっているが、オリフィス型ではタイミング1から9で圧力が上昇しているにも関わらず、低温端側の領域Aでは温度が低下しており、13から19までは圧力が低下しているにも関わらず温度が上昇していることが視覚的な観察により解る。

また、図3.36にベシック型パルス管冷凍機、図3.37にオリフィス型パルス管冷凍機のa、b、cにおける温度変化の計測結果を示す。これらにより上記の観察結果を定量的に知ることができる。

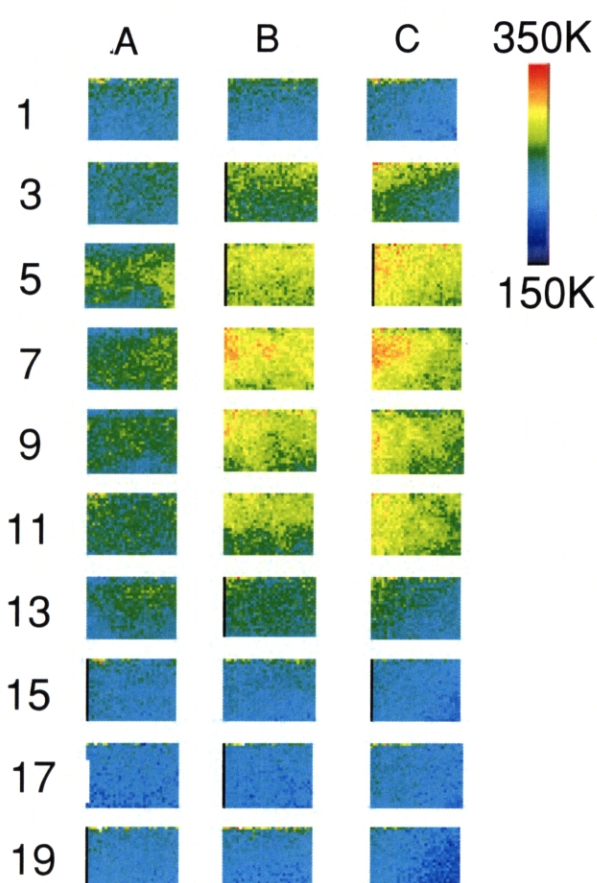


図3.34 ベシック型の温度分布

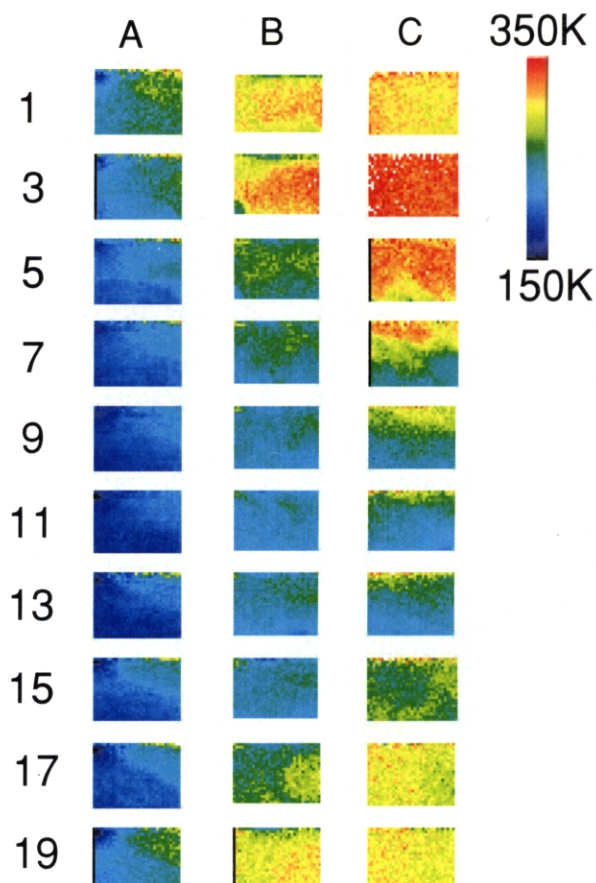


図3.35 オリフィス型の温度分布

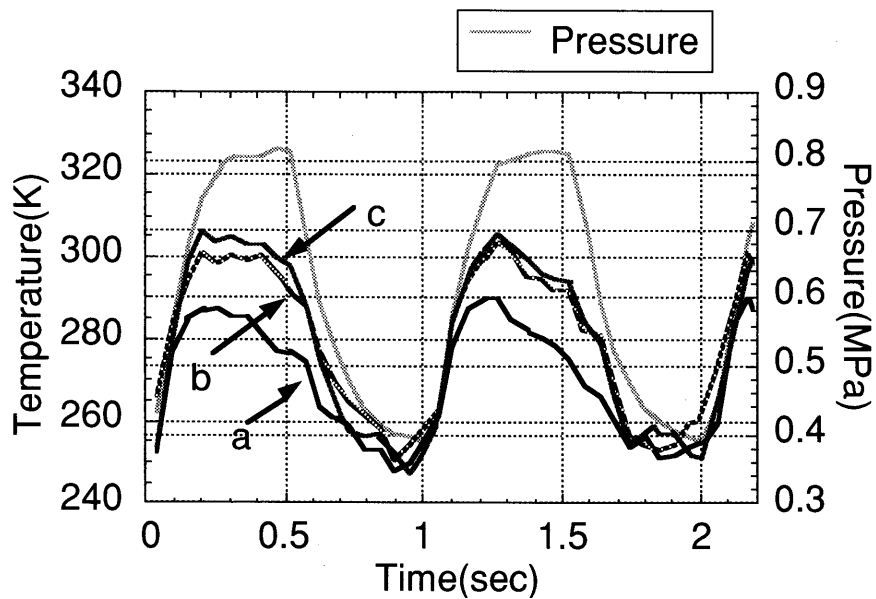


図3.36 ベイシック型のパルス管内温度変化

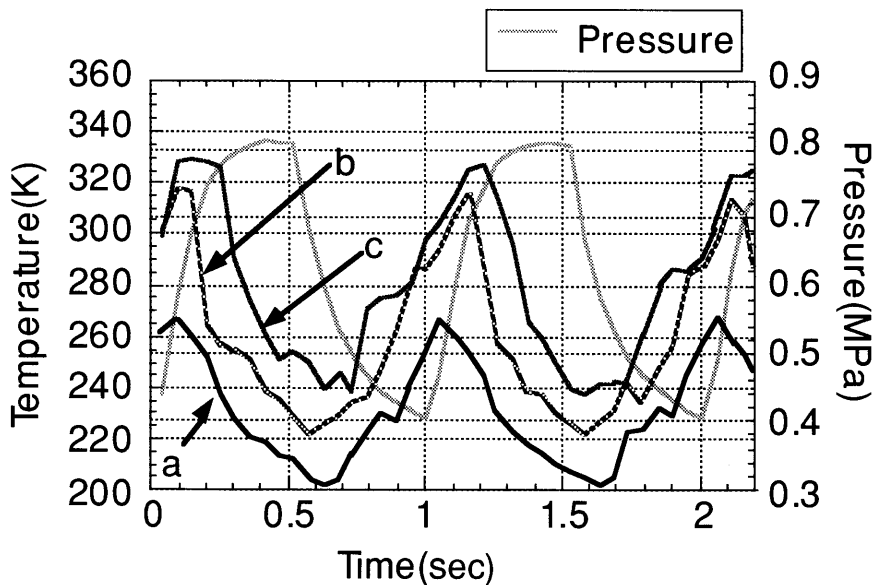


図3.37 オリフィス型のパルス管内温度変化

3.5.4 パルス管低温端近傍の温度計測結果

図3.38にオリフィス型パルス管冷凍機バルブ開度にもなう低温端近傍aにおける温度変化に注目した計測結果を示す。バルブ開度は次項で解析解との比較を行うため圧力とガス変位の位相差 θ の値が 30° , 40° , 50° となるように徐々に開度を大きくしていった。位相差 θ の値 50° は図3.37に示した場合に相当している。なお、位相差 θ の値は軽量シャトルと高速度カメラを用いて計測しているが断面が円形でなく1辺が $18.8 \times 10^{-3} \text{m}$ の角型のものを使用していることと蓄冷器からパルス管に流入する質量流量が正弦波状からかなりずれているため誤差は多少大きくなっているものと思われる。

また図3.39にダブルインレット型パルス管冷凍機バルブ開度にもなうaにおける温度変化の計測結果を示す。しかしながら角型軽量シャトルを用いた計測時にシャトルの中

心が不安定に低温端から高温端に向かう循環流が観測されており、図3.39に得られた温度変化の1例を示すが安定したデータではない。

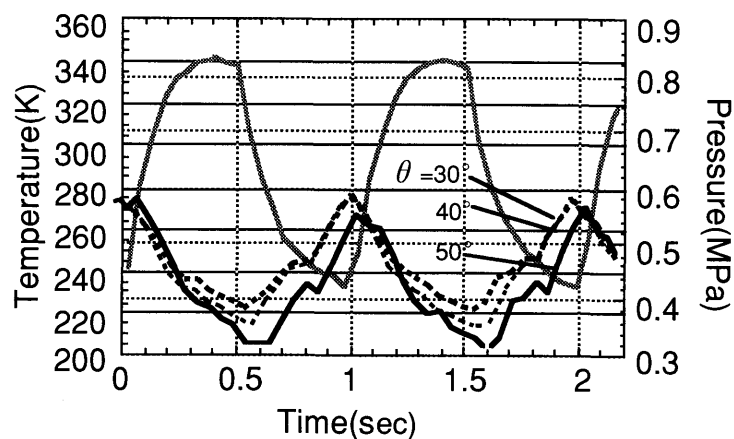


図3.38 オリフィス型の位相差変化にともなう低温端近傍の温度変化

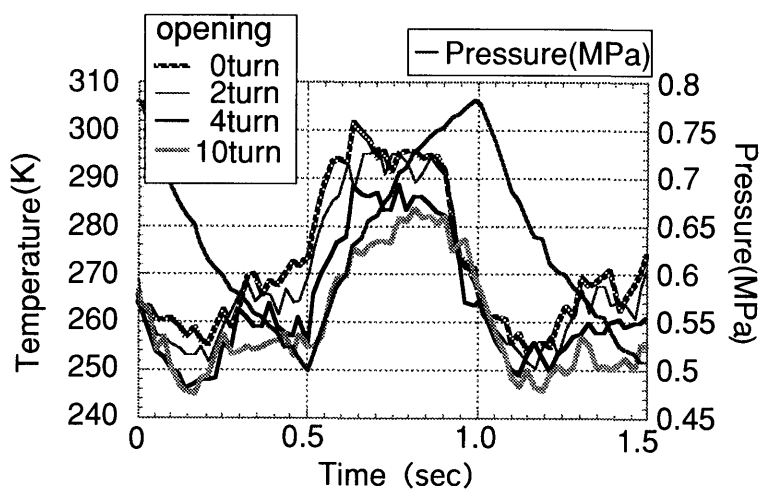


図3.39 ダブルインレット型のバルブ開度にもなう低温端近傍の温度変化

3.6 温度計測の結果に対する考察

この節ではまず、2章で動作解析を行った方法を用いて低温端近傍の温度変化を解析的に求める。その後計測結果と比較し考察を加える。

3.6.1 低温端近傍温度の解析解

低温端近傍には一周期中、蓄冷器低温端熱交換器を通過したガスとそれ以外のガスが存在するがここでは蓄冷器低温端熱交換器を通過したガスが低温端近傍の定まった位置に存在する時の温度を求める。パルス管内に停留するガスの温度について言及しない理由は、第2章においても冷凍能力に理想的には関係しないことによりふれていないためである。以下、図3.40を参考にしてガスの温度の求め方を述べる。

図3.40の縦軸はパルス管冷凍機の軸方向の位置を示しており、太い横線は蓄冷器低温端熱交換器を示している。この線より上方はパルス管内、下方は蓄冷器内の各位置を示している。以下パルス管低温端近傍位置を Y で表す。 Y_c は低温端近傍にある温度計測点で蓄冷器低温端熱交換器を通過したガスがこの位置に存在する時の温度を検討する。

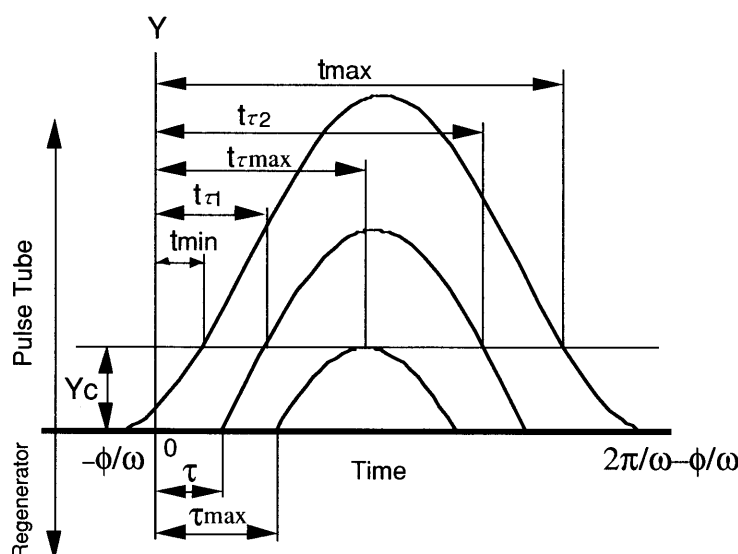


図3.40 蓄冷器低温端熱交換器を通過したガスのパルス管内位置と時刻

横軸は時間で一周期は $-\phi/\omega$ から $2\pi/\omega - \phi/\omega$ で、山状の曲線は蓄冷器低温端熱交換器を通過したガスの先端の軌跡を表している。また、 $-\phi/\omega$ でパルス管に流入したガスは t_{\min} で Y_c に達し、流出時 t_{\max} で Y_c に達することを示している。さらに時刻 τ で流入したガスはそれぞれ $t_{\tau 1}$ 、 $t_{\tau 2}$ で Y_c に達すること、そして、 τ_{\max} で流入したガスは $t_{\tau \max}$ で Y_c に達することをそれぞれ示している。

2章と同様に圧力を $P = P_0 (1 + a \sin \omega t)$ 、質量流速を $\dot{m} = m_0 \sin (\omega t + \phi)$ とすると時刻 τ でパルス管に流入したガスが存在する位置 Y は次のように書ける。

$$Y = R T_c P(t)^{-1/k} \int_{\tau}^t P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}(\tau) d\tau \quad (-\phi/\omega \leq t \leq \pi/\omega - \phi/\omega) \quad (3.11)$$

$$Y = R T_c P(t)^{-1/k} \int_{\tau}^{2\pi/\omega - \phi - t} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}(\tau) d\tau$$

$$(\pi/\omega - \phi/\omega \leq t \leq 2\pi/\omega - \phi/\omega) \quad (3.12)$$

以上のことを用いて以下の順で低温端近傍 Y_c における温度の時間的変化を求めることができる。

① τ で流入したガスは時刻 $\pi/\omega - \phi/\omega \leq t$ で最大位置に達するため、(3.12)式を用いて τ を適当に増加させながら $Y=Y_c$ となる t が存在する最大の τ を τ_{\max} とする。

② τ の範囲を $-\phi/\omega \leq \tau \leq \tau_{\max}$ とし、 $\tau_0 = -\phi$ 、 $\tau_1 = \tau_0 + \Delta t$ 、 \dots 、 $\tau_n = \tau_{\max}$ となるように時間増分 Δt を設定する。

③ τ_0 から τ_n に対して(3.11)式、(3.12)式を用いてそれぞれ $t\tau_1$ 、 $t\tau_2$ を求める。

④ $t\tau_1 = F_1(\tau)$ 、 $t\tau_2 = F_2(\tau)$ となる近似関数 F_1 および F_2 を求める。

$$\textcircled{5} T(t\tau_1) = T_c \left(\frac{P(t\tau_1)}{P(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad T(t\tau_2) = T_c \left(\frac{P(t\tau_2)}{P(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{つまり}$$

$$T(F_1(\tau)) = T_c \left(\frac{P(F_1(\tau))}{P(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad T(F_2(\tau)) = T_c \left(\frac{P(F_2(\tau))}{P(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{を用いて } \tau \text{ の範囲}$$

$$-\phi/\omega \leq \tau \leq \tau_{\max} \text{ までのガス温度を求める。}$$

ここで、上記の方法を用いて2章の図2.7を描いた条件 $P_0=1$ 、 $a=0.2$ 、 $\omega=1$ 、 $m_0=1$ 、 $k=5/3$ 、 $T_c=70$ 、 $T_h=300$ で $Y_c=10/R$ の位置における (図3.41に位置関係を示す。) ガス温度の時間変化を求め図3.42に示す。図中 ϕ は 0 (圧力とガス変位の位相差 $\theta=90^\circ$) および $\pi/3$ ($\theta=30^\circ$) の2通りとしている。

尚、この方法では $Y_c=0$ でない時蓄冷器低温端から流出したガスが Y_c に至らない時間、つまりパルス管内に停留するガスが Y_c を通過する時間が存在するため1周期分全体の温度は求まらない。

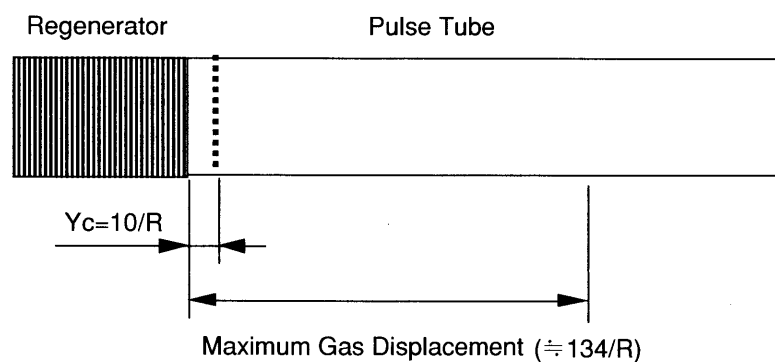


図3.41 $Y_c=10/R$ の位置関係

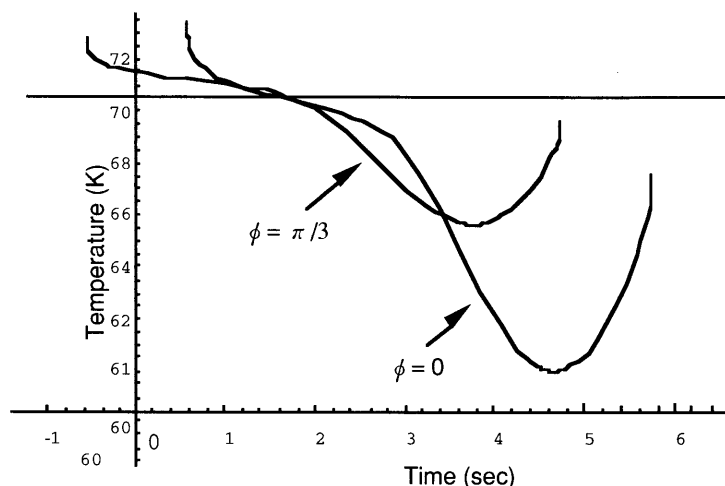


図3.42 低温端近傍 ($Y_c=10/R$) における温度と時間

3.6.2 計測結果と解析解との比較検討

ベイシック型およびオリフィス型の低温端近傍で計測した結果と解析解との比較を行う。解析解を求めるための条件はつぎの通りである。

- ①圧力および質量流速の変化は正弦波状とする。
- ②圧力の振幅はパルス管高温端熱交換器内に取り付けた圧力計による計測結果を用いる。
- ③質量流量は1辺が $18.8 \times 10^{-3} \text{m}$ の角型軽量シャトルを用いて計測した最大位置から求める。
- ④蓄冷器低温端温度は蓄冷器低温端近傍の管中央に取り付けられた熱電対の計測結果を用いる。
- ⑤温度計測点 Y_c は軽量シャトルを用いて計測した最大位置と実験における温度計測点aとの相対位置より求める。
- ⑥圧力とガス変位の位相差 θ は軽量シャトルを用いて計測し求める。

図3.43の左側に図3.36に示したベイシック型の計測結果（aにおける計測結果）と右側に解析解を示す。解析に用いた位相差 θ は 20° である。

両者を比較すると圧力が上昇し定常になり圧力が低下する範囲（図中 \longleftrightarrow ）においてガス温度が下がる勾配と温度範囲（およそ290K～250K）について概略一致していることが解る。これは、実機の低温部の温度が断熱モデルでほぼ表せることを意味している。また、その他の範囲（図中 \longleftrightarrow ）においては圧力変化と温度変化が対応しているがこれはパルス管内に停留するガスの影響とみられる。

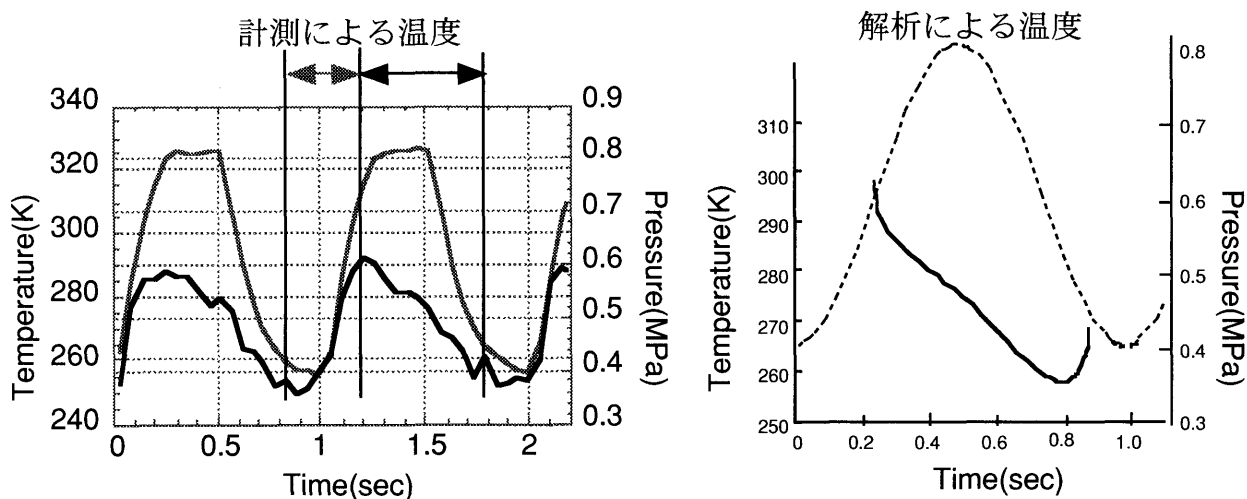


図3.43 ベイシック型の計測結果と解析解

図3.44の左側に図3.37に示したオリフィス型の計測結果（aにおける計測結果）と右側に解析解を示す。

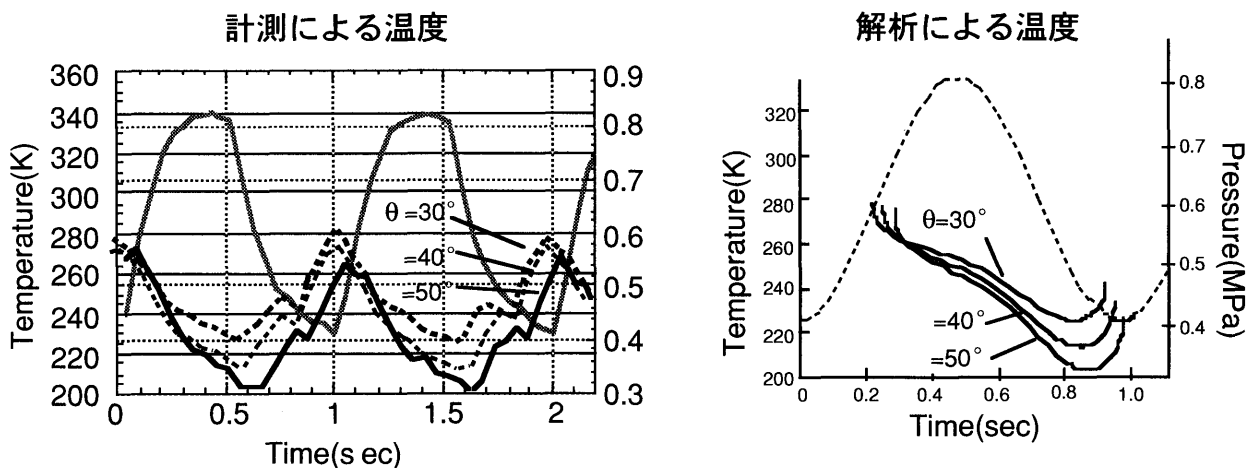


図3.44 オリフィス型の計測結果と解析解

両者を比較するとどのバルブ開度においても温度変化の範囲は良く一致していることが解る。この結果からも実機の低温部の温度が断熱モデルでほぼ表せるといえる。

また、計測結果、解析解ともにオリフィスバルブ開度を大きくし位相差 θ を大きくしていくとともに最低温度が低下し最低温度となる時刻が圧力が最低となる時刻に近づいてい

ることが解る。

これは図3.45を使って説明できる。図3.45には圧力と位相差 $\theta = 30^\circ$ および $\theta = 50^\circ$ におけるガスの変位が示されており、 $\theta = 30^\circ$ では t_{30in} で入ったガスが t_{30out} で出ていく時膨張比(= P_{30max}/P_{30min})が最高となる。一方、 $\theta = 50^\circ$ では時刻 t_{50in} で入り時刻 t_{50out} で出ていくガスの膨張比(= P_{50max}/P_{50min})が最高となる。この時 t_{50out} は t_{30out} に比べて圧力が最低となる時刻に近い時刻である。また膨張比も $\theta = 30^\circ$ の時と比べて小さくなり最低温度も低くなることが解る。つまり、計測結果は位相差 θ が大きくなると冷凍性能が向上する解析結果を裏付けている。

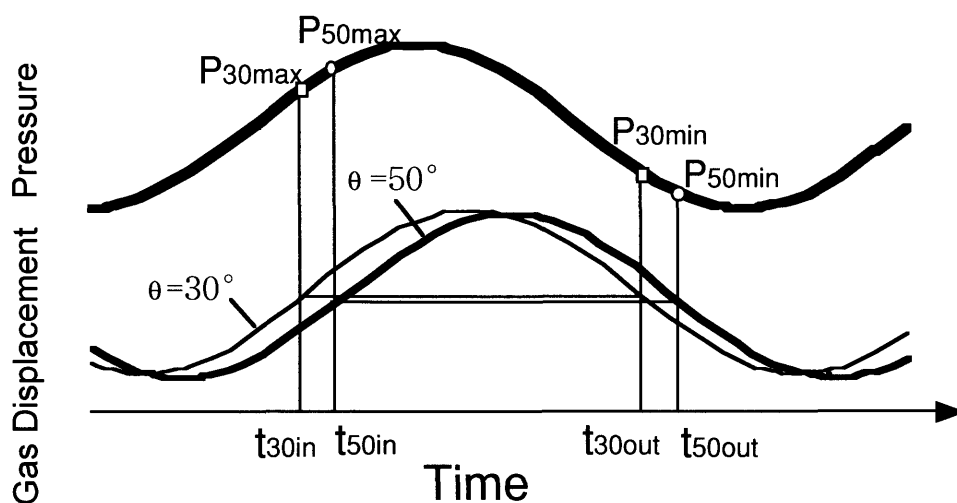


図3.45 位相差 θ と低温端近傍のガス温度との関係

なお、計測結果と解析結果では最低温度になる時刻が異なっているがこれは計測時の圧力波形とガス変位がが正弦波状ではなく非対称形であることが影響していると思われる。

3.7 章のまとめ

オリフィス型、ダブルインレット型パルス管冷凍機として作動中の、パルス管内のガス変位を、パルス管内に外径がパルス管内径より少し小さく軽量のシャトルと呼ぶ球状物体を入れ高速度カメラで撮影する方法により計測した。その結果蓄冷器低温端からパルス管に流入するガスのPV仕事が増加すると冷凍性能が増加することを明らかにした。そして、PV仕事が増大し過ぎ蓄冷器の熱交換が悪くなると冷凍性能が低下することも示した。さらに圧力とパルス管低温端のガス変位の位相差 θ が大きくなると冷凍性能が増加することを示した。これらの実験結果は第2章で示した理論的な解析結果を検証するものである。

パルス管内のガス温度を2次元で精度良く計測する方法として新たにレイリー散乱を用いる方法を提案し、測定精度について種々の検討を加え高精度で計測できるように実験装置を改良した。

また、石英ガラス製の角型パルス管を有するパルス管冷凍機を作製して、パルス管内の温度分布を測定した。ベッシック型、オリフィス型のパルス管内のガスの温度分布を可視化画像として表現し、圧力と温度の位相差を明らかにした。

そして、パルス管低温端近傍のガス温度の計測結果と2章で述べた解析手法を用いて求めたガス温度を比較して、実機の低温部の温度が断熱モデルでほぼ表せることを確認するとともに、圧力とガス変位の位相差 θ が増加すると冷凍性能が向上することを明らかにした。

第4章

イナータンス型パルス管冷凍機 に関する検討

4.1 はじめに

前章でガス変位や位相およびガス温度を計測し理論的な解析結果を検証したオリフィス型パルス管冷凍機とダブルインレット型パルス管冷凍機の位相調整機能について簡単にまとめると次のようになる。

- ・オリフィス型パルス管冷凍機
 - ・圧力とガス変位間の位相差 θ は 90° 未満。
 - ・位相差 θ を増加させるとガス変位も増加する。
- ・ダブルインレット型パルス管冷凍機
 - ・原理的には圧力とガス変位間の位相差 θ を 90° 以上にできる。
 - ・ある程度ガス変位を増加させることなく位相差 θ を増加させることができる。
 - ・循環流が発生する可能性がある。

一方、第1章で述べたようにパルス管高温端とリザーバタンクの間をイナータンスチューブと呼ばれる長い細管で繋いだイナータンスチューブ型パルス管冷凍機の位相調整機能は電氣的等価回路による検討から次に示すように理想的な位相調整が可能といわれている。

- ・イナータンスチューブ型パルス管冷凍機
 - ・圧力とガス変位間の位相差 θ を 90° 以上にできる。
 - ・イナータンスチューブの内径と長さを変えることによりガス変位と位相差 θ を独立に変化できる。
 - ・ダブルインレット型のようにバイパス管がないため循環流の発生がない。

そこで、この章ではまず低い運転周波数で運転されるイナータンスチューブ型パルス管冷凍機のパルス管低温端におけるガス変位と位相差の関係を前章で述べたシャトルを用いた変位計測法を用いて計測し、電氣的等価回路による計算結果と比較することによりイナータンスチューブ型パルス管冷凍機の位相調整機能について考察する。

次に、高い運転周波数におけるイナータンスチューブの位相調整機能を調べるため、小型のパルス管冷凍機用の圧縮機を用いて圧力と位相差 θ と圧力振幅を計測する。再び、この結果と電氣的等価回路による計算結果との比較を行い両者の差について考察する。さらにイナータンスチューブを巻かない状態と巻いた状態で計測を行い、両者の差を検討することにより、イナータンスチューブ型パルス管冷凍機の改良についても言及する。

イナータンスチューブ型パルス管冷凍機についての実験的研究はほとんどなく、Zhuら⁽⁶²⁾によるイナータンスチューブによる位相調整効果についての報告やRavikumarら⁽⁶³⁾

による運転周波数とイナータンスチューブの径と長さが到達温度や冷凍能力に与える影響についての報告などが挙げられるにすぎない。

4.2 イナータンスチューブ型パルス管冷凍機の位相調整機能⁽⁶⁴⁾

4.2.1 電氣的等価回路⁽⁶⁵⁾

イナータンスチューブ型パルス管冷凍機のパルス管、イナータンスチューブ、リザーバタンク部分の電氣的等価回路を図4.1に示す。パルス管を容量Cpuと抵抗Rpで表し、イナータンスチューブを抵抗RcとインダクタンスLcで表し、リザーバタンクを容量Cbで表している。また、Uはパルス管低温端のガスの体積速度であり、Pinはパルス管内の圧力である。またXをパルス管低温端のガス変位とするとXはパルス管に流入する体積速度Uを積分したものであるから、ラプラス変換された形で(4.1)式のように表される。この式からイナータンスチューブ型パルス管冷凍機のパルス管低温端におけるガス変位と位相差の関係が導かれる。

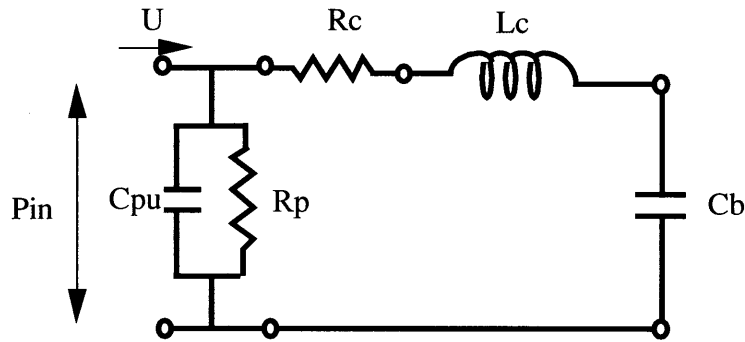


図4.1 イナータンスチューブ型パルス管冷凍機の電氣的等価回路

$$\frac{X(s)}{sPin(s)} = \frac{s^3 LcCbCpuRp + s^2 (CbCpuRp) Rc + LcCb + s (CbRc + CpuRp + CbRp) + 1}{s^3 LcCbRp + s^2 CbRcRp + s Rp} \quad (4.1)$$

また、各パラメータの電気系と流体系の等価変換式は前述の熱音響理論⁽⁶⁵⁾より導かれた式を用い、これらを表4.1に挙げる。

表4.1 電気系と流体系の等価式

Capacitance of the buffer tank $Cb = Kb V$	Kb : Bulk modulus V : Buffer volume
Capacitance of the pulse tube $Cpu = A_p \delta z_1 \text{Re}\{KE\}$	A_p : Cross section area of the pulse tube A_i : Cross section area of the inertia tube
Parallel resistance of the pulse tube capacitor $Rp = \frac{-1}{A_p \delta z_1 \text{Im}\{KE\} \omega}$	KE : Available compressibility δz_1 : Length of the pulse tube δz_2 : Length of the inertia tube ρm : Gas density χ_v : Index number for the viscosity effect
Series resistance of the inertia tube inductor $Rc = -\frac{\rho m \delta z_2 \omega}{A_i} \text{Im}\left\{\frac{1}{1 - \chi_v}\right\}$	
Inductance of the inertia tube $Lc = \frac{\rho m \delta z_2}{A_i} \text{Re}\left\{\frac{-1}{1 - \chi_v}\right\}$	

4.2.2 実験装置

実験装置は前章に示した装置とほぼ同じでイナータンスチューブの周辺だけが置き換わっている。構成を図4.2に示す。使用するイナータンスチューブの内径は 1.2×10^{-3} m、 1.8×10^{-3} m、 2.15×10^{-3} mの3種類を用い、長さはおよそ16mまで用いる。作動ガスはHe、封入圧力0.7MPa、運転周波数は計測精度の関係より3Hzまでとしている。

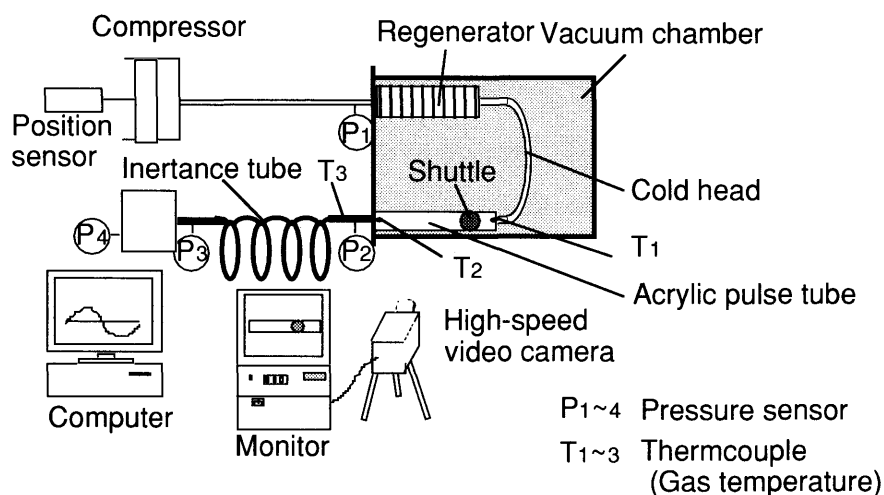


図4.2 イナータンスチューブ型パルス管冷凍機の計測用実験装置

4.2.3 電氣的等価回路による計算結果および計測結果

図4.3にイナータンスチューブの内径は 1.2×10^{-3} mにおける電氣的等価回路による計算結果を示す。左図は運転周波数に対する位相差を示し、本節の実験は運転周波数が低いため位相差 θ の値が 90° を越える結果はでていない。また、右図は運転周波数に対する質量流速を示している。両図とも波線は表4.2より求めた各電氣的パラメータの値を使って計算した結果を示しており、実線はイナータンスチューブの抵抗 R_c の値のみを2.8倍して計算した結果である。

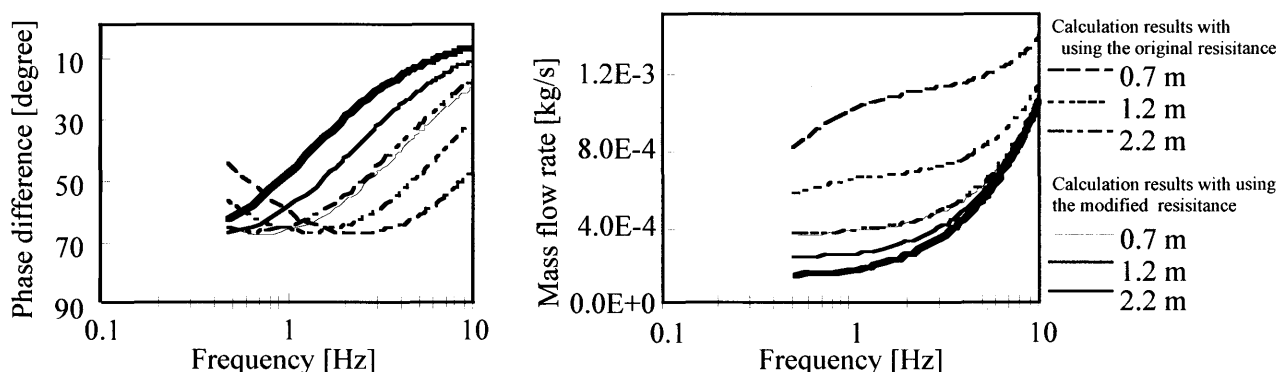


図4.3 電氣的等価回路による計算結果（イナータンスチューブ内径 $D=1.2 \times 10^{-3}$ m）

表4.2 電氣的パラメータ（イナータンスチューブ内径 $D=1.2\times10^{-3}\text{m}$ ）

Tube length	Lc (Pa · s ² /m ³)	Rc (Pa · s/m ³)	Cb (m ³ /Pa)	Cp (m ³ /Pa)	Rp (Pa · s/m ³)
0.7 m	9.2e+5	9.2e+9	1.2e-9	5.4e-11	1.5e+10
1.2 m	1.6e+6	1.6e+9	1.2e-9	5.4e-11	1.5e+10
2.2 m	2.9e+6	2.9e+9	1.2e-9	5.4e-11	1.5e+10

図4.4はイナータンスチューブの内径 D が $1.2\times10^{-3}\text{m}$ で運転周波数がそれぞれ1Hz、2Hz、3Hzの時の計測結果から位相差と質量流速を求め R_c の値のみを2.8倍して計算した結果と併せて示したものである。図中黒印はパルス管冷凍機の蓄冷器を取り外しパルス管内に温度勾配がなかった場合を表し、白抜きは蓄冷器を取り付け温度勾配がパルス管内にある（高温端300K、低温端170K程度）場合を表している。温度勾配の有無を計測条件に入れた理由は電氣的等価回路による計算には温度勾配の影響は加味されていないことによる。また、質量流速 \dot{m} は計測されたシャトルの変位 X 、パルス管内断面積 A_p 、ガス密度 ρ_m 、角速度 ω を用いて次のように求めている。

$$\dot{m} = \frac{X}{2} A_p \rho_m \omega \quad (4.2)$$

また、温度勾配がある時のガス密度 ρ_m はパルス管高温端温度 T_h と低温端温度 T_c により次式のように定めるパルス管内流入平均温度 T_0 より求める。

$$T_0 = \frac{X}{2} \left(\frac{T_h - T_c}{\delta Z_1} \right) + T_c \quad (4.3)$$

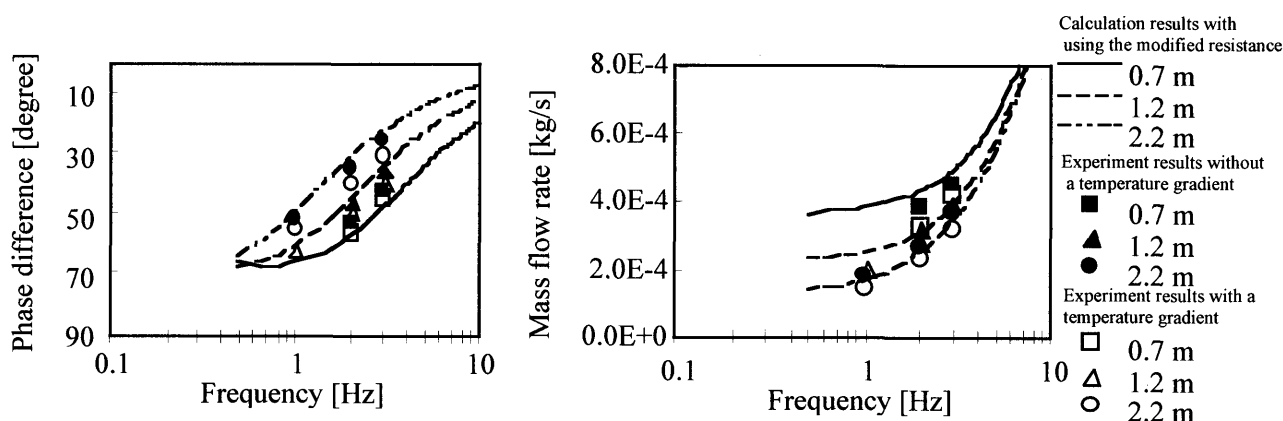


図4.4 電氣的等価回路による計算結果および計測結果
(イナータンスチューブ内径 $D=1.2\times10^{-3}\text{m}$)

図4.4から R_c の値のみを2.8倍して計算した結果と計測結果が位相差および質量流速がほぼ一致することが解る。

同様に図4.5と図4.6にイナータンスチューブの内径 $D=1.8 \times 10^{-3} \text{ m}$ の時の結果を示す。この場合 R_c の値のみを2.7倍して計算している。さらに、図4.7にイナータンスチューブ内径 $D=2.15 \times 10^{-3} \text{ m}$ の時の電氣的等価回路による計算結果と計測結果の比較を示す。この場合 R_c の値のみを3.0倍して計算している。

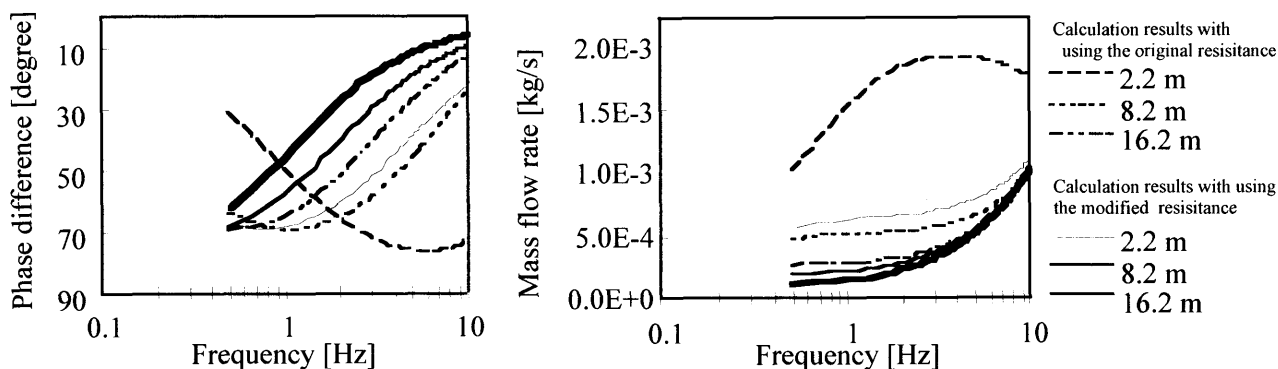


図4.5 電氣的等価回路による計算結果 ($D=1.8 \times 10^{-3} \text{ m}$)

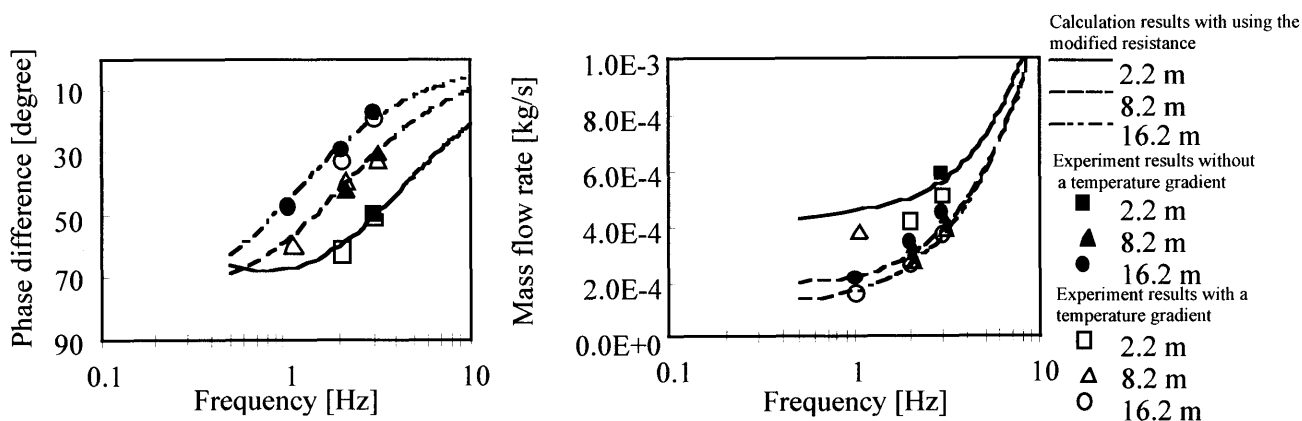


図4.6 電氣的等価回路による計算結果および計測結果 ($D=1.8 \times 10^{-3} \text{ m}$)

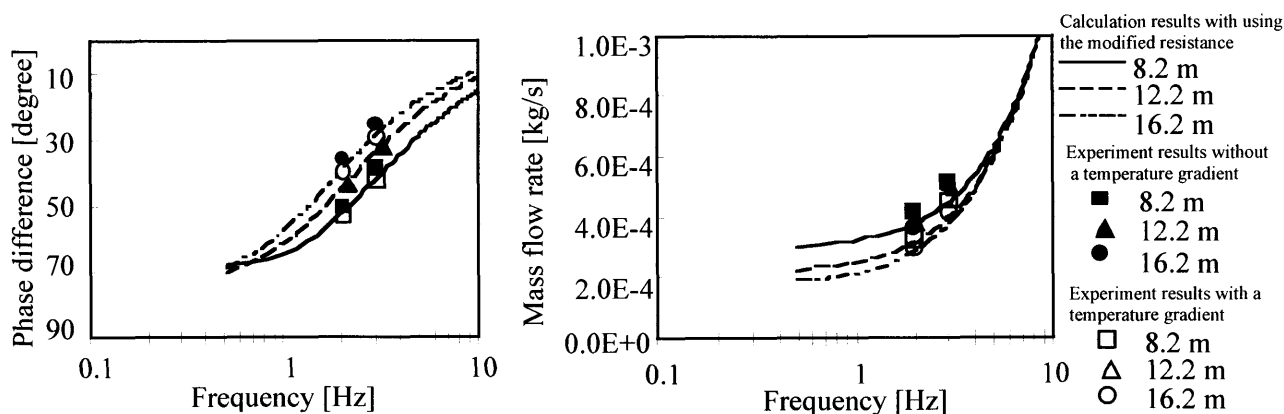


図4.7 電氣的等価回路による計算結果および計測結果 ($D=2.15 \times 10^{-3} \text{ m}$)

4.2.4 位相調整機能についての考察

前項の結果からイナータンスチューブの抵抗 R_c を増加させ補正すると電氣的等価回路による計算結果と計測結果がほぼ一致することが解った。そこでまず、その理由について考察する。

表4.1に挙げられた電気系と流体系の等価式のうちイナータンスチューブの抵抗 R_c は次のように表されている。

$$R_c = -\frac{\rho_m \delta Z_2}{A_2} \omega I_m \left\{ \frac{1}{1 - \chi_v} \right\} \quad (4.4)$$

(4.4) 式中の $-I_m \left\{ \frac{1}{1 - \chi_v} \right\}$ はイナータンスチューブ内を流れる流体の粘性によるエネルギー散逸に比例する量であり角速度 ω と粘性緩和時間 τ_v の関数である。厳密にはベッセル関数で表されるが $\omega \cdot \tau_v$ の値によって次のように近似できる。

$$\begin{aligned} -I_m \left\{ \frac{1}{1 - \chi_v} \right\} &= \frac{4}{\omega \tau_v} && \text{for } \omega \tau_v \ll \pi \\ &= \frac{1}{\sqrt{\omega \tau_v}} && \text{for } \omega \tau_v \gg \pi \end{aligned} \quad (4.5)$$

(4.5)式に示された近似の程度を図4.8と図4.9に示す。

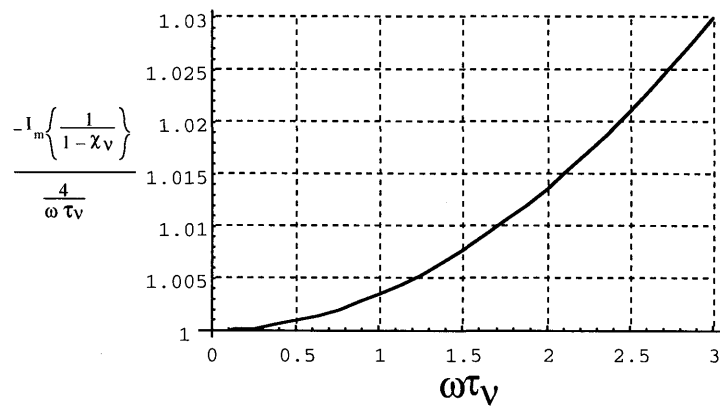


図4.8 $-I_m \left\{ \frac{1}{1 - \chi_v} \right\}$ と $\frac{4}{\omega \tau_v}$

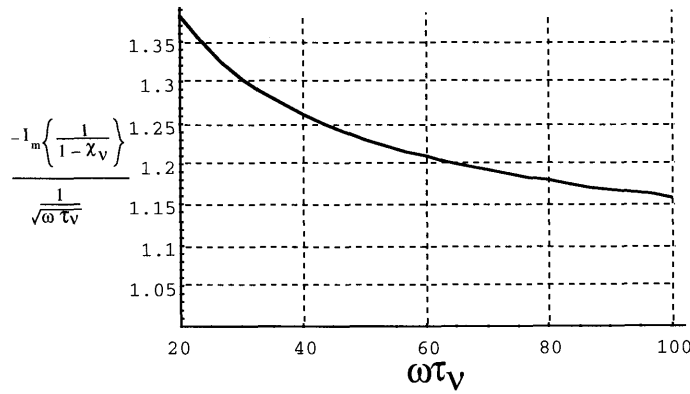


図4.9 $-I_m \left\{ \frac{1}{1-\chi_v} \right\}$ と $\frac{1}{\sqrt{\omega \tau_v}}$

また、粘性緩和時間 τ_v はイナータンスチューブ内径 D と動粘性係数 ν により次のように表される。

$$\tau_v = \frac{D^2}{8\nu} \quad (4.6)$$

よって前項の計測における $\omega \tau_v$ は最も大きい場合で0.55程度であるから、すべての条件において $-I_m \left\{ \frac{1}{1-\chi_v} \right\} = \frac{4}{\omega \tau_v}$ と近似できる。そこでイナータンスチューブの抵抗 R_c は粘性係数 μ を使って次のように表される。

$$R_c = \frac{\rho_m \delta Z_2}{A_2} \omega \frac{4}{\omega \tau_v} = \frac{128 \mu \delta Z_2}{\pi D^4} \quad (4.7)$$

(4.7)式は円管内のハーゲンポアズイユ流れによる粘性抵抗でイナータンスチューブの抵抗を表したことを示している。

一方、前項の実験においてパルス管内圧力はおよそ0.5MPaから0.9MPaまで変動しているためイナータンスチューブの両端には最大0.2MPaの圧力差が生じる。そこで各イナータンスチューブの両端に最大圧力差の半分の圧力差0.1MPaが定常的にかかりハーゲンポアズイユ流れが生じたと仮定した場合のレイノルズ数を求めてみると表4.3のようになる。計算に用いたヘリウムガスの物性値は温度300K、圧力0.7MPaの時の値を用いている。

表4.3 各イナータンスチューブのレイノルズ数

Inertance tube inner Diameter	Inertance tube Length	Reynolds numbers
$1.2 \times 10^{-3} \text{ m}$	0.7 m	21000
	1.2 m	13000
	2.2 m	6900
$1.8 \times 10^{-3} \text{ m}$	2.2 m	23000
	8.2 m	6300
	16.2 m	3200
$2.15 \times 10^{-3} \text{ m}$	8.2 m	10700
	16.2m	5400

表4.3よりレイノルズ数は管内定常流れの場合層流になる値2000よりも大きい値である。イナータンスチューブ内は振動流であるため断定的にはいえないが乱流的な複雑な流れが発生し抵抗が大きくなっていると考えられ前項の場合その増加分がおおよそ3倍になったと思われる。もともと音響流は圧力振幅が0.01MPa以下の場合が多く粒子速度が音速に比べ低いことを前提にしているためパルス管冷凍機のように圧力振幅がワンオーダー大きい場合には流れの性状が異なってくるものと思われ、この領域の振動流れの研究が必要とされるであろう。

次に抵抗値が計算値よりも大きくなった場合の位相調整機能について考える。

まず、電氣的等価回路による計算に補正を加えない場合の位相調整機能について調べてみる。ここでは前項の実験におけるパラメータを用いて運転周波数が3Hzの場合と10Hzの場合に冷凍機が最適な状態になるイナータンスチューブの内径Dと長さがどのような値になるかを求めることにする。ここでは冷凍機が最適な状態として圧力とガス変位間の位相差 θ が 90° でありパルス管低温端のガス変位がパルス管長さの1/2になる(100mm)状態と仮定する。この計算ではガス温度300K、圧力0.7MPaの物性値を使用する。

図4.10は周波数3Hzで内径Dが 3.5×10^{-3} mから 4.3×10^{-3} mのイナータンスチューブの長さを変化させた時の位相差とパルス管低温端のガス変位の調整具合を示している。これよりイナータンスチューブの内径Dが約 3.9×10^{-3} m、長さ115.6mの時最適状態になることが解る。また、図4.11に周波数10Hzの時の調整具合を示す。イナータンスチューブの内径Dが約 2.1×10^{-3} m、長さ2.84mの時最適状態になることが解る。

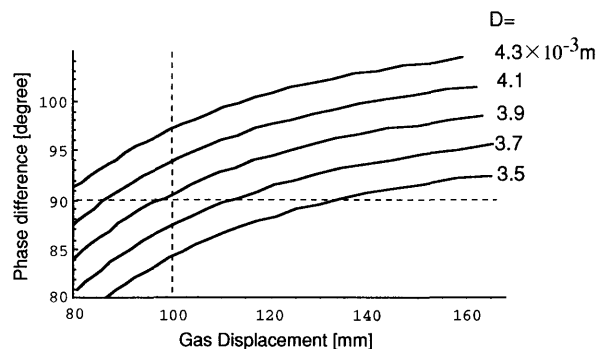


図4.10 イナータンスチューブによる位相調整 (3Hz 補正無し)

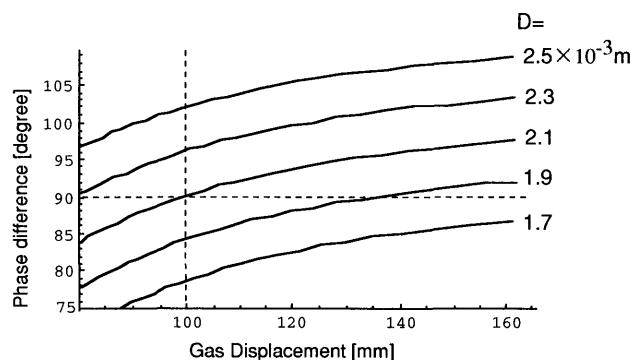


図4.11 イナータンスチューブによる位相調整 (10Hz 補正無し)

次に、電氣的等価回路による計算に補正を加える場合の位相調整機能について調べてみる。上記と同様に冷凍機の最適な状態を仮定し運転周波数が3Hzの場合と10Hzの場合、イナータンスチューブの内径Dと長さがどのような値になるかを求めることにする。ただし、10Hzの場合管内流速が増すことを考慮し補正係数を10と仮定する。

図4.12に3Hzの場合の結果を示す。最適となる内径は約 7.0×10^{-3} m,長さ353.4mとなる。また、図4.13に10Hz場合の結果を示す。内径は約 9.1×10^{-3} m,長さ52.4mで最適な調整状態となる。

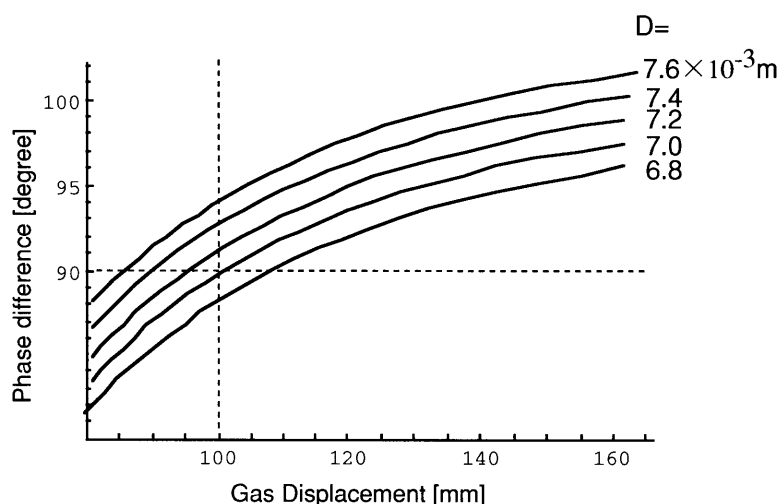


図4.12 イナータンスチューブによる位相調整（3Hz 補正あり）

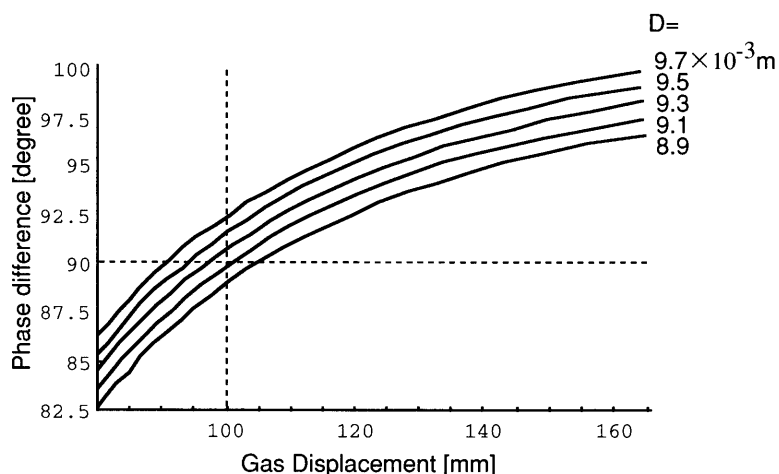


図4.13 イナータンスチューブによる位相調整（10Hz 補正あり）

以上の結果より計算上はイナータンスチューブの内径と長さを変化させれば圧力とガス変位間の位相差とパルス管低温端のガス変位を調整し最適な状態にできることを示している。また、運転周波数が大きくなるとインダクタンス成分の効きが強くなり細く短いチューブの使用が可能となり実際に使用しやすい位相調整器となることが解る。しかし、抵抗成分が電気系と流体系の等価変換式で求めた値よりも大きくなるとかなり長いチューブを

使用しなければならないことを示している。

そして、実際にはチューブ長さが2m以上になると螺旋状に曲げるか直管と曲がり管の連続にして使用する必要がある、先に挙げた乱流の影響のほかに遠心力による2次流れや渦、剥離が生じて⁽⁶⁶⁾イナータンスチューブが直線状態で配置される場合とは異なった現象が起こることが予想される。こうなると最終的に最適化が図れなくなる、つまりイナータンスチューブの内径と長さを変化させ圧力とガス変位間の位相差とパルス管低温端のガス変位を調整し最適な状態にすることに限界があることを示していると思われる。

4.3 インータンスチューブ単体の位相調整機能の検討

この節ではインダクタンス成分の効きが強くなる、小型パルス管冷凍機に通常用いられる運転周波数である50Hz～60Hz程度での実験および解析を進める。実験では、インータンスチューブ単体の圧力とガス変位との位相差および圧力振幅に与える影響を調べる。また、これまでは圧力振幅の変化には注目してこなかったが一定排気容積の圧縮機を用いた場合、インータンスチューブのインピーダンスに応じて圧力振幅にも影響を与え、結局冷凍機の性能にも影響することから圧力振幅の変化にも注目する。この節でも実験的に計測した結果と電氣的等価回路による計算結果との比較を行い両者の差について考察する。特にインータンスチューブを巻かない状態と巻いた状態での差を検討することにより、インータンスチューブ型パルス管冷凍機改良の方策についても言及する。

4.3.1 実験装置

運転周波数が高くなると、計測精度の関係からシャトルを用いた実験ができないので、熱線流速計を用いて位相差を求める。図4.14に実験装置の概要を示す。圧力変動は小型パルス管冷凍機に通常用いられる定排気量型圧縮機から供給し、この吐出口に取り付けたインータンスチューブ手前に熱線プローブ、圧力センサーを配置しインータンスチューブ入り口における圧力振幅とガスの流速を計測する。この実験装置はインータンスチューブ単体の位相調整機能を計測するものであり蓄冷器部分はない。また、ガスの流速はガスの圧力や温度を計測し補正を加えないと定量的には捉えられないため、この実験では、ガスの圧縮膨張の切り替わるタイミングを得るにとどめ位相差 θ の計測に利用する。尚、圧縮機の最大吐出量は $7.3 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ であり、使用するガスは純粋なHeガスで充填圧力は3MPaである。

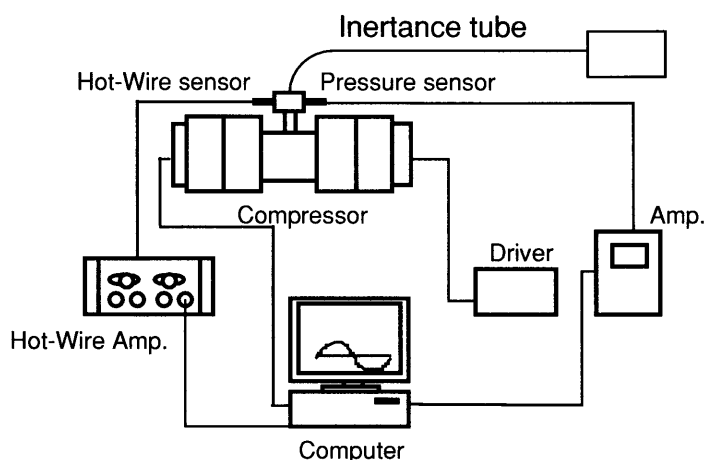


図4.14 インータンスチューブの位相調整機能計測装置概要

4.3.2 計測結果

図4.15にイナータンスチューブの長さをパラメータとした計測結果を示す。運転周波数が55Hzと高く、位相差 θ の計測点もパルス管高温端の相当する点であることから位相差の値は 90° を越えている。破線で囲んだデータは同一の排気量における計測結果であり、Dv: 4.7などの表記は圧縮機の1周期あたりの排気量が $4.7 \times 10^{-6} \text{m}^3$ であることを、 $\phi 1.74 \times 1$ などの表記は、内径 $1.74 \times 10^{-3} \text{m}$ 、長さ1mのイナータンスチューブを用いた実験結果であることをそれぞれ意味する。

図より長さが長いほど、圧力振幅も位相差が増加する傾向にあることが解る。これは、イナータンスチューブの長さが増すと抵抗とインダクタンス成分が増すためであることが定性的に理解できる。

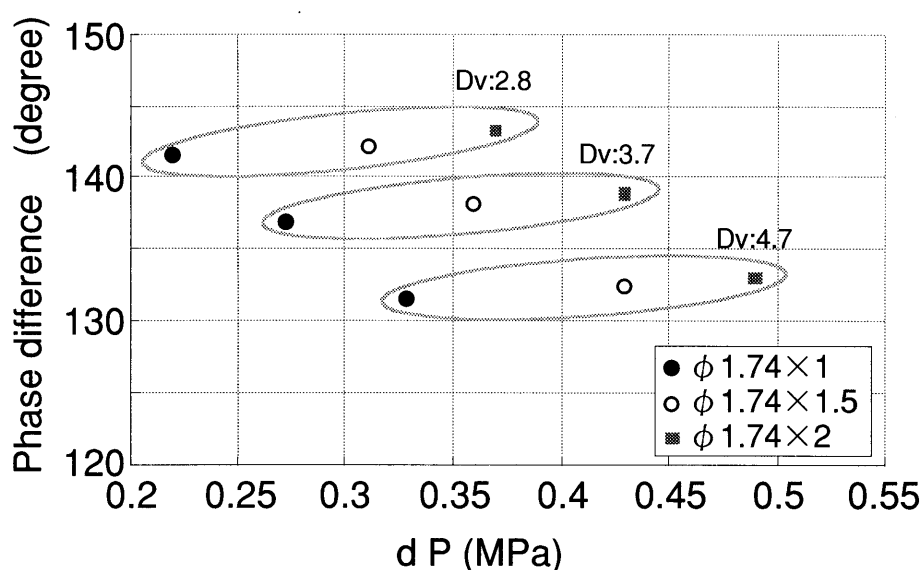


図4.15 イナータンスチューブ長さの影響

図4.16にイナータンスチューブの内径を変化させ、さらにチューブを巻いた場合の位相差と圧力振幅の計測結果を示す。巻きと表記してあるものは、圧縮機吐出口から出てすぐに $500 \times 10^{-3} \text{m}$ と $200 \times 10^{-3} \text{m}$ の長方形、曲げ $R 20 \times 10^{-3} \text{m}$ にイナータンスチューブを曲げてあることを意味する。また破線で囲んだデータは同一の排気量における計測結果である。排気量が同一であれば、内径が小さい方が圧力振幅が大きく位相差が小さい。また、イナータンスチューブを巻くと位相差、圧力振幅ともに大きく減少してしまう。この計測結果はイナータンスチューブ型パルス管冷凍機において直線のイナータンスチューブを用いて位相差やガス変位の調整を行った後で、イナータンスチューブを巻いてしまうと冷凍機の性能が低下するという現象が起きる原因を裏付けている。

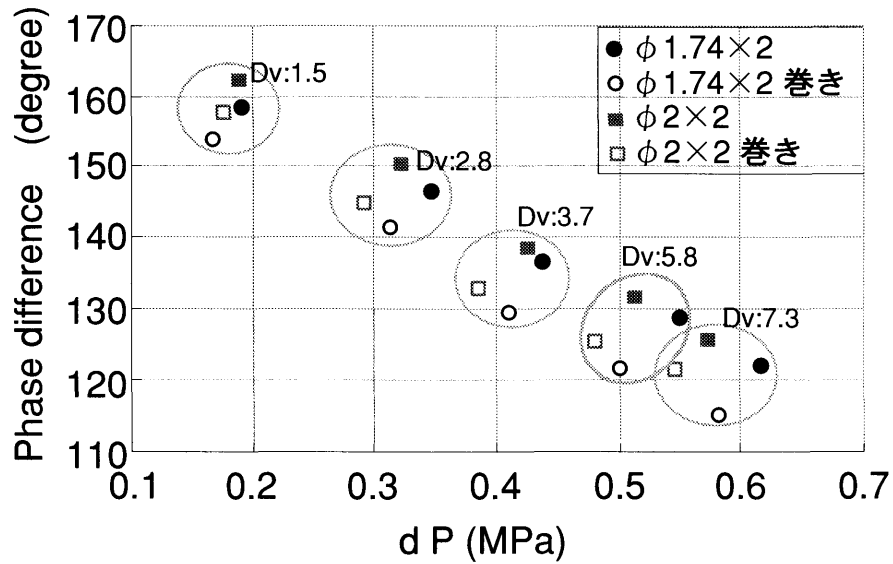


図4.16 イナータンスチューブ内径変化と巻きの影響

4.3.3 電氣的等価回路

本実験の電氣的等価回路を図4.17に示す。また、イナータンスチューブ入り口（図中の○の場所）における位相差 θ 、圧力振幅 dP を算出する式を式(4.8)、式(4.9)に示す。

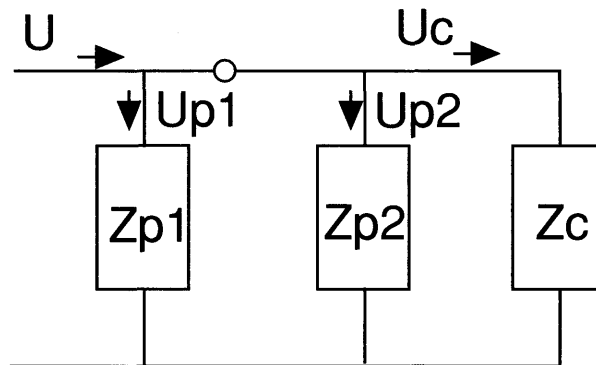


図4.17 電氣的等価回路

$$\theta = \tan^{-1} (C_2 / C_1) \quad (4.8)$$

$$dP = \frac{U_c}{C_3} \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \quad (4.9)$$

ただし C_1 、 C_2 、 C_3 はイナータンスチューブとバッファタンクの等価回路のインピーダンス Z_c の係数で $Z_c = (C_1 + j C_2) / C_3$ と表される。また図4.17中の記号の意味をそれぞれ以下に示す。

U ：圧縮機排気量(体積速度) (m^3/s)

U_c ：イナータンスチューブを通過する体積速度 (m^3/s)

U_p : 吐出口とイナータンスチューブ間を通過する体積速度 (m^3/s)

U_{p1} 、 U_{p2} : それぞれ図4.18に示す部分P1,P2を通過する体積速度 (m^3/s)

Z_p : 吐出口とイナータンスチューブ間のインピーダンス

Z_c : イナータンスチューブとバッファタンクのインピーダンス

Z_p はキャパシタンスのみを考慮した。また、 Z_p が Z_{p1} と Z_{p2} に分けられている理由は図.4.18に示すように熱線風速計が吐出口とイナータンスチューブの間に設置されているからである。また、 Z_c はイナータンスチューブの抵抗、インダクタンス、そしてバッファタンクのキャパシタンスを考慮した。イナータンスチューブの抵抗 R_c は式(4.10)に示すようにチューブ内を一方向に乱流が流れる時の圧力損失から求めた。前述したようにチューブ内の流を一方向の層流と仮定した場合には、ガスの物性値とイナータンスチューブの寸法から抵抗が求まったが、今回は U_c から抵抗 R_c を求める繰り返し計算を行った後、抵抗 R_c を求めることができる。

$$R_c = \frac{2\lambda\rho U_c l_c}{\pi D^3} \quad \text{但し} \quad \lambda = \frac{0.3164}{U_c D / \nu^{0.25}} \quad (4.10)$$

D : イナータンスチューブ内径、 l_c : イナータンスチューブ長さ、 U_c : イナータンスチューブを通過する体積速度、 ρ : 密度、 ν : 動粘性係数

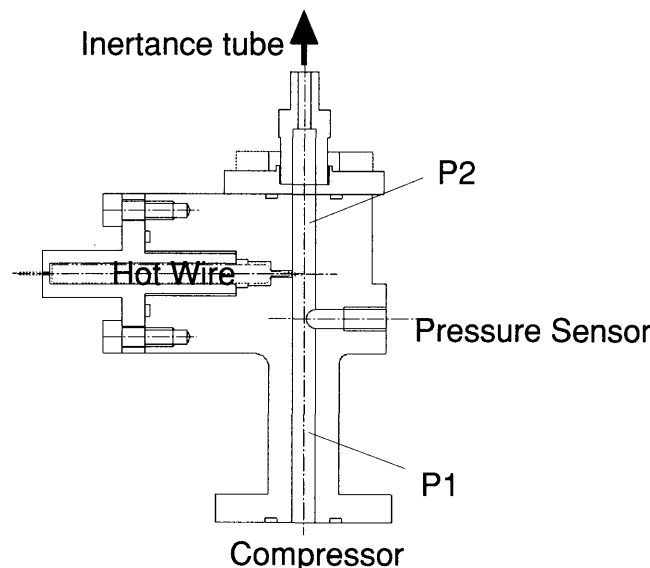


図4.18 圧縮機とイナータンスチューブの接続部分詳細

4.3.4 計算結果と位相調整に関する考察

図4.19はイナータンスチューブの長さをパラメータにした場合の計算結果と図4.15に示

した実験結果を示す。これも定性的には合うが定量的には大きく異なっている。表4.4に各計算結果を実験値と合うようにした場合の抵抗とインダクタンスの補正係数を示す。この結果、抵抗値は一方向の層流を仮定した場合の10倍ほど高い値になっているが一方向の乱流を仮定した値とほぼ等しい値になっていることが解る。インダクタンスは低運転周波数の場合ほとんど等しいという結果を得たが、高運転周波数では2倍弱の補正が必要であることが解る。

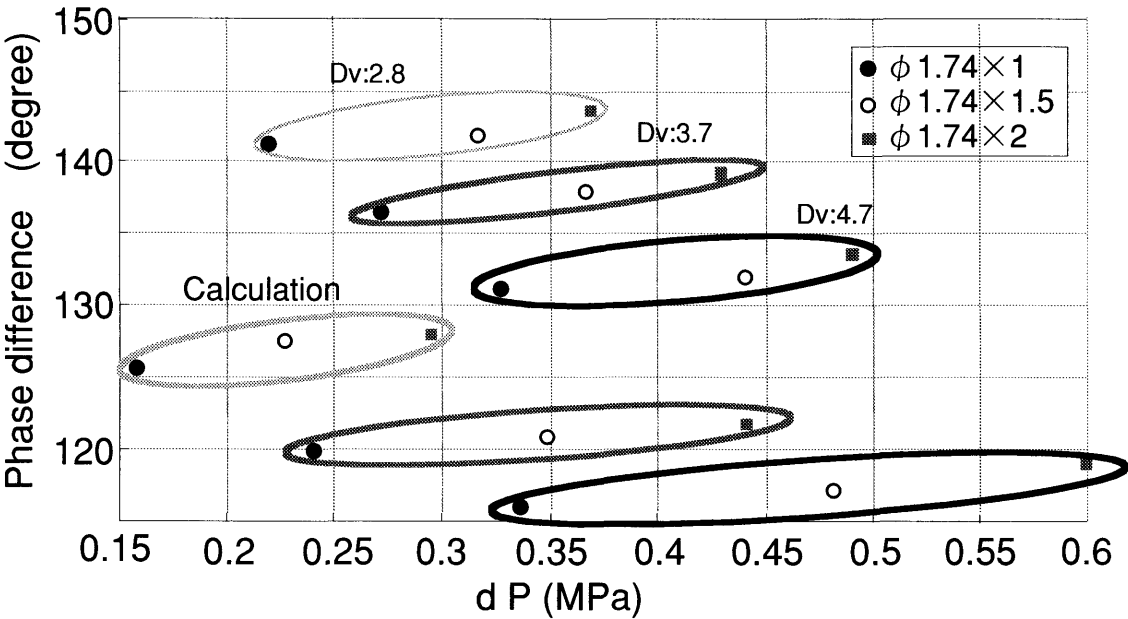


図4.19 長さをパラメータとした計算結果

表4.4 抵抗とインダクタンスの補正係数

Operation frequency:55Hz Inertance tube diameter:1.74×10⁻³m

Inertance tube length(m)	Dv (10 ⁻⁶ m ³)	Modification rate of resistance		Modification rate of inductance
		Based laminar flow	Based turbulent flow	
1.0	2.8	10.7	1.10	1.83
	3.7	10.2	1.08	1.82
	4.7	9.10	1.00	1.67
1.5	2.8	10.7	1.10	1.83
	3.7	10.2	1.08	1.82
	4.7	9.10	1.00	1.67
2.0	2.8	10.7	1.10	1.83
	3.7	10.2	1.08	1.82
	4.7	9.10	1.00	1.67

図4.20にイナータンスチューブ内径を変化した場合の計算結果を実験値とともに示す。楕円で囲ったデータは同一の排気量に対する位相と圧力振幅の計算結果である。実験結果と比較すると定性的にはあう。表4.5に各計算結果を実験値と合うようにした場合の抵抗

とインダクタンスの補正係数を示す。定量的に合わないのは、計算に用いたイナータンスチューブの抵抗とインダクタンスを算出する式が十分表現できていないためと考える。

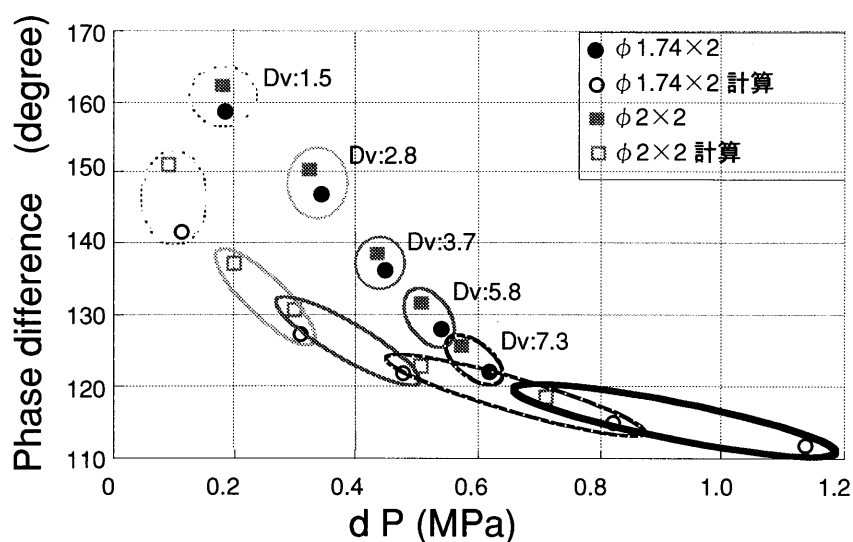


図4.20 内径をパラメータとした計算結果

表4.5 抵抗とインダクタンスの補正係数

Operation frequency:55Hz Inertance tube Length:2m				
Inertance tube diameter(10 ⁻³ m)	Dv (10 ⁻⁶ m ³)	Modification rate of resistance		Modification rate of inductance
		Based laminar flow	Based turbulent flow	
1.74	1.5	5.5	0.98	1.90
	2.8	7.5	0.79	1.55
	3.7	8.5	0.71	1.25
	5.8	8.3	0.51	0.93
	7.3	8.7	0.42	0.73
2.0	1.5	9.0	1.83	2.29
	2.8	11.2	1.35	1.90
	3.7	14.2	1.31	1.85
	5.8	13.0	0.90	1.11
	7.3	12.0	0.68	0.98

表4.6に図4.16に示したイナータンスチューブを直線のまま使用した場合と巻いた場合の実験値から抵抗およびインダクタンスをそれぞれどのくらい補正すれば両者が一致するかを示した。この結果、イナータンスチューブの抵抗は巻いた場合あまり変化せず、インダクタンスのみが約0.8倍に減少していることが解る。つまり、行った実験範囲ではイナータンスチューブを巻くとインダクタンス成分だけが減少することが解る。

表4.6 イナータンチューブを巻いた場合の補正值の変化

Operation frequency:55Hz Inertance tube Length:2m			
Inertance tube diameter(10^{-3}m)	Dv (10^{-6}m^3)	Modification rate of resistance (Coiled / Linear)	Modification rate of inductance (Coiled / Linear)
1.74	1.5	1.06	0.83
	2.8	1.05	0.83
	3.7	1.07	0.83
	5.8	0.96	0.76
	7.3	0.95	0.74
2.0	1.5	0.98	0.82
	2.8	0.99	0.82
	3.7	0.98	0.80
	5.8	0.98	0.83
	7.3	1.01	0.82

図4.21に内径が $2.0 \times 10^{-3}\text{m}$ 、長さが2mのイナータンチューブを使用し、排気量Dvが $2.8 \times 10^{-6}\text{m}^3$ と $7.3 \times 10^{-6}\text{m}^3$ である場合の計測値(■で表示)を用いて、それぞれの抵抗とインダクタンスの補正值を独立に変化させた時の位相差と圧力振幅の変化の計算結果を示す。図では抵抗の補正值M.R.Rを0.5から3.0、インダクタンスの補正值M.R.Iを0.5から3.0まで変化させている。これより抵抗の補正值を増加させると圧力振幅は増加するが位相差は減少することが解る。またインダクタンスの補正值を増加させると圧力振幅と位相差ともに増加することが解る。この結果からもイナータンチューブを巻くとインダクタンス成分だけが減少したことが理解できる。

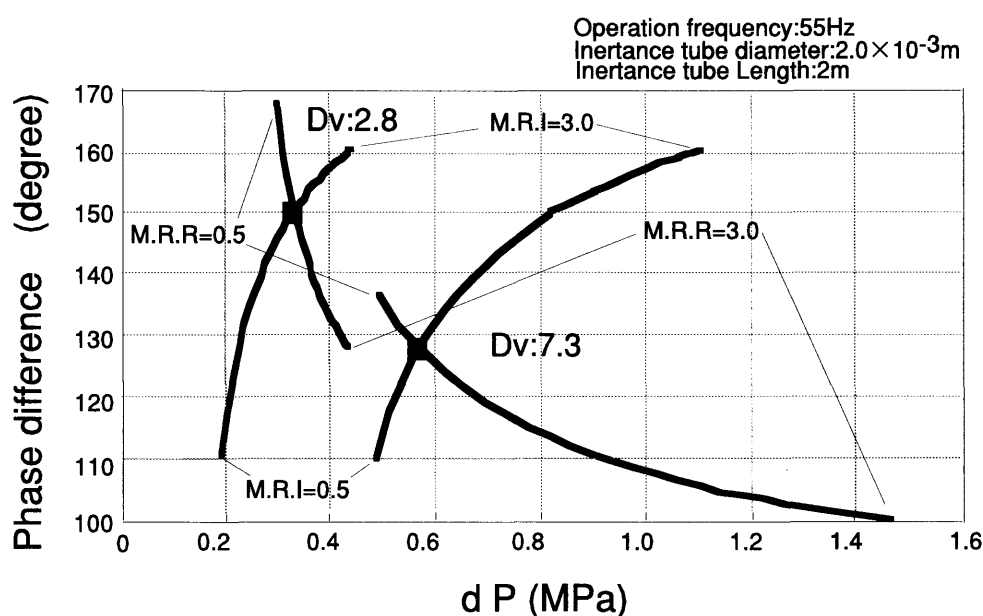


図4.21 補正值を単独で変化させた場合の位相差、圧力振幅に与える影響

一方、図4.22にはイナータンチューブの内径が $1.74 \times 10^{-3}\text{m}$ から $3.0 \times 10^{-3}\text{m}$ で長

さが1mから3mまで変化させた時の位相差と圧力振幅の変化を計算した結果を示す。この結果よりイナータンスチューブを巻いたことにより減少する位相差と圧力振幅をもとに戻すためには内径と長さを増加させれば良いことを示しているが、内径と長さを換えるとそれぞれの補正值も変化しかつ、一般に入手できる内径の種類からも限界があると思われる、実際には調整が困難であると思われる。

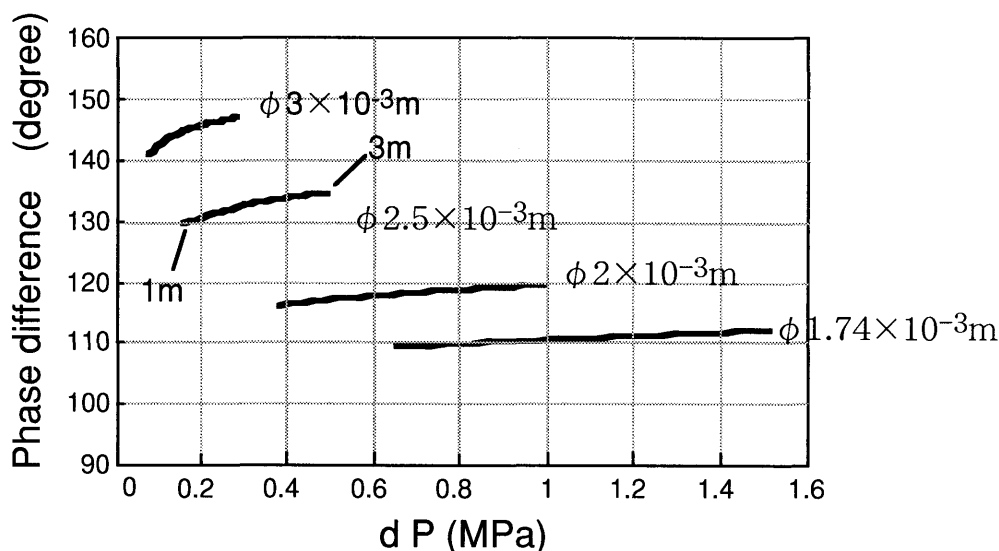


図4.22 位相差と圧力振幅の変化

これまでの検討により、イナータンスチューブを巻いた影響を取り除き冷凍機のパフォーマンスを低下させないためには、巻いた状態で抵抗値を保ちインダクタンスのみを適当に増加させれば良いことが解った。そこでイナータンスチューブの内径と長さを直線状態でマッチングした後、同じ内径のイナータンスチューブを途中まで使用しその後少し内径の大きいイナータンスチューブを組み合わせることで巻けば良いと推測される。そこで、その特性を次に調べてみる。

図4.23に1例を示す。図中 $\phi 1.74 \times 1.5 + \phi 2 \times 0.7$ と $\phi 2 \times 1.5 + \phi 2.5 \times 0.8$ はそれぞれ内径 $1.74 \times 10^{-3} \text{m}$ 、長さ1.5mと内径 $2 \times 10^{-3} \text{m}$ 、長さ0.7mのイナータンスチューブ、内径 $2 \times 10^{-3} \text{m}$ 、長さ1.5mと内径 $2.5 \times 10^{-3} \text{m}$ 、長さ0.8mのイナータンスチューブを組み合わせたものを表している。これらは直線状態の内径 $1.74 \times 10^{-3} \text{m}$ 長さ2mのもの、内径 $2 \times 10^{-3} \text{m}$ 長さ2mのものとはほぼ同等のパフォーマンスを有していることが解り、イナータンスチューブの内径の異なるものを組み合わせることで冷凍機のパフォーマンス低下を防ぐことが可能であることを示している。

上記の結果は1種類のイナータンスチューブでは達成できない位相と変位の調整を内径の異なるイナータンスチューブを組み合わせることにより可能とすることを示唆しており、組み合わせたイナータンスチューブの使用がパルス管冷凍機のパフォーマンス向上に対する対策の一つになると考えられる。

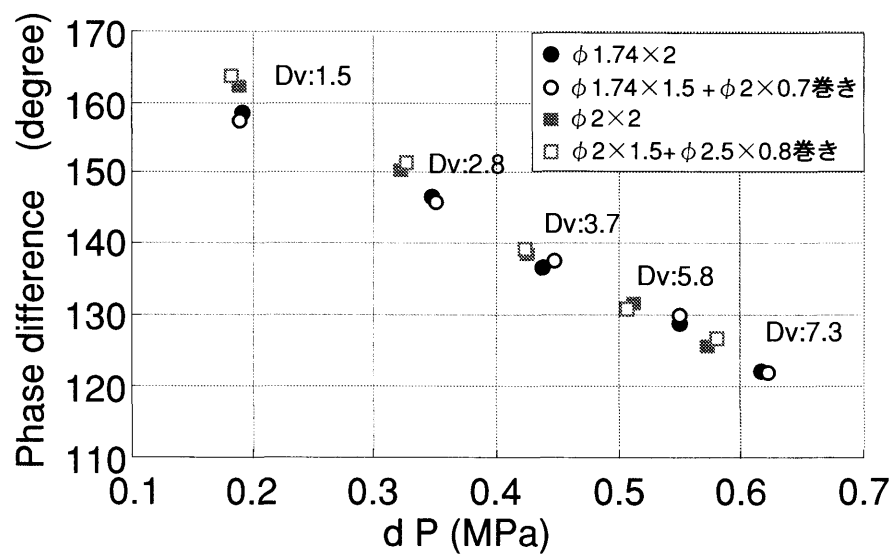


図4.23 インナータンスチューブを組み合わせた例

4.4 章のまとめ

まず、運転周波数が低いイナータンスチューブ型パルス管冷凍機のガス変位を計測し電氣的等価回路から導かれる解と比較検討し、実際のイナータンスチューブの抵抗値が等価変換式の値より大きくなることを明らかにするとともに抵抗値が大きい場合のイナータンスチューブ型パルス管冷凍機の位相調整機能について考察した。

また、運転周波数が高い場合のイナータンスチューブの圧力とガス変位との位相差および圧力振幅を計測し、電氣的等価回路による計算結果との比較を行い両者の抵抗とインダクタンスの差について考察した。また、イナータンスチューブを巻かない状態と巻いた状態での差を検討することにより、この実験範囲ではイナータンスチューブを巻くとインダクタンス成分だけが減少することがわかった。さらに、イナータンスチューブの内径の異なるものを組み合わせ巻くことによりインダクタンスの減少を防ぐことができ冷凍機の性能を低下させないことが可能であることが解った。

このことから1種類のイナータンスチューブでは達成できない位相と変位の調整を内径の異なるイナータンスチューブを組み合わせることにより可能とし、組み合わせたイナータンスチューブの使用がパルス管冷凍機の性能向上に対する対策の一つになる可能性を見出した。

第5章

結論

本論文では今後一層の普及が見込まれる移動体通信に革新的な技術向上をもたらすといわれている高温超電導フィルタの冷却用に用いられる小型冷凍機としてパルス管冷凍機に着目し、動作解析を行い未だ明確にされていなかった冷凍機としての動作係数COPおよび蓄冷器内ガスの役割およびガスと蓄冷材との熱交換量を明らかにした。さらに、パルス管内のガスの変位および温度を計測しグラフ化、可視化するとともに観察した結果から上記動作解析条件や結果との定性的な検証を行った。さらに、イナータンスチューブ型パルス管冷凍機の変位、位相差、圧力振幅を計測し電氣的等価回路から導かれる解と比較検討し位相調整機能の特徴について考察するとともにパルス管冷凍機の性能向上に対する対策の一つについて言及した。以上の研究の成果を以下にまとめ本論文の結論とする。

(1)パルス管冷凍機に対する研究はこれまでいろいろとなされてきたがベイシック型、オリフィス型、ダブルインレット型など個々の冷凍機の動作解析がなされ、理想的なパルス管冷凍機としての解析は従来のスターリング冷凍機を基にした等温モデルによる解析に留まりあまり進められていなかった。そのため実機開発の重要な指標となる動作係数COPや蓄冷器内ガスの役割およびガスと蓄冷材との熱交換量も求められていなかった。そこでそれらを明らかにするため、解析手法としてラグランジェ法を用いてパルス管内、蓄冷器内、圧縮機内の軸方向1次元の解析を行った。

パルス管内の解析では蓄冷器低温端熱交換器からパルス管内に流入するガスの体積変化と圧力から求められるPV仕事と冷凍能力が等しいことを明らかにした。また、パルス管の長さによらずパルス管高温端熱交換器から冷凍能力と同じ量の熱を捨てていることを示した。

蓄冷器内の解析では、蓄冷器内ガスの役割およびガスと蓄冷材との熱交換量を明らかにするため、蓄冷器内のガス体積として低温側ガス、停留するガス、高温側ガスの3種類のガスを定義するとともに、蓄冷器内の熱交換に関する一般式を求め各ガスによる熱交換量を求めた。その結果1周期中低温端から流入するガスは蓄冷器低温端熱交換器から吸収した熱を蓄冷器内に放出し、さらに蓄冷器中に停滞するガスも蓄冷器内に熱を放出することが解った。一方、高温端から流入するガスがそれらの熱を吸収し、さらに高温端から圧縮内に入り蓄冷器高温端で熱を放出することが解り、これらにより蓄冷器内で低温側から高温側へ熱が運ばれていることが解った。

圧縮機内の解析では圧縮機から入力された仕事のすべてが蓄冷器高温端熱交換器で捨てられることを示した。

これらの結果からパルス管冷凍機の熱収支および動作係数COPを求めた。また、パルス管長さや圧縮比が動作係数COPに与える影響を明らかにした。これらは従来の等温モデルからは導かれないことである。

さらに、理想状態でない実際の場合の冷凍性能に与える影響をみるため、ガスの圧力と

質量流速との位相差 ϕ およびパルス管や蓄冷器の熱交換特性を変化させた場合について解析し、 ϕ が大きくなると冷凍性能が減少すること、蓄冷器の熱交換が悪くなると冷凍性能が低下することを明らかにした。

(2)パルス管冷凍機に対する理解を阻んでいる理由の一つにパルス管冷凍機内のガスの動きを精度よく計測し見やすい形にするという研究があまり行われていなかったことが挙げられる。そこで、外径がパルス管内径より少し小さく軽量のシャトルと呼ぶ物体を入れ高速度カメラで撮影する方法を用いてオリフィス型、ダブルインレット型パルス管冷凍機として作動できる実験装置によりパルス管内のガス変位を計測した結果、オリフィス型ではPV仕事の増加とともに冷凍性能が増加するがあまり大きくなり過ぎると逆に冷凍性能が低下することが解った。ダブルインレット型ではバイパスバルブを開くことによって変位が減少しPV仕事は減少するが、位相差が大きくなり圧力振幅が大きくなることによりPV仕事の減少が抑えられていることが解った。これらは、蓄冷器低温端からパルス管に流入するガスのPV仕事が増加すると冷凍性能が増加すること、PV仕事が増大し過ぎ蓄冷器の熱交換が悪くなると冷凍性能が低下すること、そして圧力とパルス管低温端のガス変位の位相差 θ が大きくなると冷凍性能が増加するとした理論的な解析結果を検証するものである。

また、パルス管内のガス温度を観ることは重要であると思われるが、これまで熱電対によるポイント計測が行われたに過ぎない。そこで、パルス管内のガス温度を2次元で精度良く計測する方法としてレイリー散乱を用いる方法を提案した。測定精度の向上を図るため検討を加え高精度で計測できるようにした。

この装置を用いて石英ガラス製の角型パルス管を有するパルス管冷凍機のパルス管内の温度分布を測定した。ベッシック型、オリフィス型のパルス管内のガスの温度変化を可視化画像として表現しオリフィス型では圧力と温度に位相差があることを明らかにした。さらに、解析結果とパルス管低温端近傍のガス温度の計測結果を比較することにより、実機の低温部の温度が理論的な解析条件として用いた断熱モデルでほぼ表せることを確認するとともに、位相差 θ が大きくなると冷凍性能が向上する解析結果を検証することができた。

(3)電氣的等価回路による検討により蓄冷器低温端からパルス管に流入するガスのPV仕事および圧力とパルス管低温端のガス変位の位相差 θ を理想的に調整することが可能といわれているイナータンスチューブ型パルス管冷凍機のガス変位を低い運転周波数で計測し、電氣的等価回路から導かれる解と比較検討した結果、実際のイナータンスチューブの抵抗値が等価変換式の値より大きくなり実機では位相調整の機能に限界があることを示した。

また、運転周波数が高い場合のイナータンスチューブ入口の圧力とガス変位との位相差および圧力振幅を熱線風速計と圧力計で計測し、電氣的等価回路による計算結果との比較を行い、イナータンスチューブの抵抗とインダクタンスを算出する式が十分表現できていないため両者に定量的な差が生じることが解った。また、イナータンスチューブを巻かない状態と巻いた状態での差を検討し、行った実験範囲ではイナータンスチューブを巻くとインダクタンス成分だけが減少することが解った。さらに、イナータンスチューブの内径の異なるものを選択し組み合わせ巻くことによりインダクタンスの減少を防ぐことができ、冷凍機の性能を低下させないことが可能であると解った。このことより1種類のイナータンスチューブでは達成できない位相と変位の調整が、内径の異なるイナータンスチューブを組み合わせることにより可能となり、これがパルス管冷凍機の性能向上につながる可能性があることを見出した。

付録

第2章における詳細な式の展開を以下に記載する。

付-1 $F(\tau) = \tau_0$ を満たす関数F

関数Fは次の3式を満たす τ と τ_0 を求めることにより多項式近似が可能となる。

$3\pi/\omega \leq \tau_0 \leq 2\pi/\omega + t_{pdi}$ 、 $t_{pdi} \leq \tau \leq 2\pi/\omega$ の時

$$V_{pm} - R T_c P(\tau_0)^{-1/k} \int_{2\pi/\omega}^{4\pi/\omega - \tau_0} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}(\tau) d\tau =$$

$$R T_p P(\tau_0)^{-1/k} \int_{t_{pdi}}^{\tau} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}_{ph}(\tau) d\tau \quad (1-1)$$

$$\text{但し } \dot{m}_{ph} = \frac{V_{pm}}{T_p} \frac{P_0 a \cos \omega t}{k} - \frac{T_c}{T_p} \left(\frac{1 - a \sin \omega t}{1 + a \sin \omega t} \right)^{(-k+1)/k} m_0 \sin \omega t$$

$2\pi/\omega \leq \tau_0 \leq 3\pi/\omega$ 、 $t_{pdi} \leq \tau \leq 2\pi/\omega$ の時

$$V_{pm} - R T_c P(\tau_0)^{-1/k} \int_{2\pi/\omega}^{\tau_0} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}(\tau) d\tau =$$

$$R T_p P(\tau_0)^{-1/k} \int_{t_{pdi}}^{\tau} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}_{ph}(\tau) d\tau \quad (1-2)$$

$$\text{但し } \dot{m}_{ph} = \frac{V_{pm}}{T_p} \frac{P_0 a \cos \omega t}{k} - \frac{T_c}{T_p} \left(\frac{1 - a \sin \omega t}{1 + a \sin \omega t} \right)^{(-k+1)/k} m_0 \sin \omega t$$

$2\pi/\omega \leq \tau_0 \leq 3\pi/\omega$ 、 $2\pi/\omega \leq \tau \leq 2\pi/\omega + t_{pdo}$ の時

$$V_{pm} - R T_c P(\tau_0)^{-1/k} \int_{2\pi/\omega}^{\tau_0} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}(\tau) d\tau =$$

$$R T_p P(\tau_0)^{-1/k} \int_{2\pi/\omega}^{\tau} P(\tau)^{(-k+1)/k} \dot{m}_{ph}(\tau) d\tau \quad (1-3)$$

$$\text{但し } \dot{m}_{ph} = \frac{V_{pm}}{T_p} \frac{P_0 a \cos \omega t}{k} - \frac{T_c}{T_p} m_0 \sin \omega t$$

(1-1),(1-2),(1-3)式から関数Fを求めることができる。

付-2 蓄冷器内に停留する質量mr

mrは蓄冷器内に存在する全質量Mrから低温側から流入する質量mrcと高温側から流入する質量mrhを差し引いた質量であり次式で表される。

$$Mr = \frac{C V_{rcm}}{R Th} P = \frac{C m_0}{\omega} \frac{2}{1-a^2} (1 + \sin \omega t) \quad (2-1)$$

$$m_{rc} = \int_{\pi/\omega}^t \dot{m}_{rc} dt = \frac{m_0}{\omega} (1 + \cos \omega t) \quad (2-2)$$

$$\begin{aligned} m_{rh} &= \int_{trdi}^t \dot{m}_{rh} dt \\ &= \frac{m_0}{\omega} \left(C \frac{2a}{1-a^2} \cos \omega t + \sin \omega t + \frac{\sqrt{a^4 + 2a^2(2C^2 - 1) + 1}}{1-a^2} \right) \end{aligned} \quad (2-3)$$

$$m_r = \frac{m_0}{\omega} \frac{\left[a^2 + 2C - 1 - \sqrt{a^4 + 2a^2(2C^2 - 1) + 1} \right]}{1-a^2} \quad (2-4)$$

付-3 低温側蓄冷器内体積Vrc

低温側から距離xまでに存在するガスの質量 mcxは

$$\begin{aligned} mcx &= \frac{P}{R} \int_0^x \frac{1}{T_c + Kx} dx \\ &= \frac{P}{R} \frac{1}{K} \text{Log} \left(\frac{T_c + Kx}{T_c} \right) \end{aligned} \quad (3-1)$$

となり、時刻 π/ω から時刻tまでに蓄冷器低温端から流入した低温側質量mrcは

$$\begin{aligned} m_{rc} &= \int_{\pi/\omega}^t \dot{m}_{rc} dt \\ &= \frac{m_0}{\omega} (1 + \cos \omega t) \end{aligned} \quad (3-2)$$

であるから、mcx=mrcとおくと時刻tにおけるガス先端の座標つまり低温側蓄冷器内体積Vrcは、

$$V_{rc} = \frac{T_c}{K} \left(e^{\frac{KR m_{rc}}{P}} - 1 \right) = \frac{T_c}{K} \left(e^{\frac{KR m_0 (1 + \cos \omega t)}{\omega P_0 (1 + a \sin \omega t)}} - 1 \right) \quad (3-3)$$

付-4 高温側蓄冷器内体積Vrh

蓄冷器内に存在する質量全体をMr、蓄冷器内に停留するガスの質量をmrとするとmrhは

$$\begin{aligned} \text{mrh} &= \text{Mr} - \text{mr} - \text{mrc} \\ &= \frac{P}{R} \frac{1}{K} \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right) - \text{mr} - \frac{m_0}{\omega} (1 + \text{Cos } \omega t) \end{aligned} \quad (4-1)$$

となる。またmrhは $\dot{\text{mrh}}$ を積分したものに定数項を加えたものであり、値が0となる時刻が存在することより

$$\dot{\text{mrh}} = \frac{1}{R K} \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right) P_0 a \omega \text{Cos } \omega t + m_0 \text{Sin } \omega t \quad (4-2)$$

を用いて

$$\begin{aligned} \text{mrh} &= C_1 \text{Cos } \omega t + C_2 \text{Sin } \omega t + \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \\ C_1 &= -\frac{m_0}{\omega}, \quad C_2 = \frac{1}{R K} \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right) P_0 a \end{aligned} \quad (4-3)$$

のように求まり、

$t = \text{trdi}$ の時 $\text{mrh} = 0$ となる。 trdi は次式で表される。

$$\text{trdi} = \frac{1}{\omega} \text{arcSin}\left(\frac{C_2}{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}\right) \quad (4-4)$$

また、mrは、次式で表される。

$$\text{mr} = C_1 + \frac{C_2}{a} - \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \quad (4-5)$$

一方、蓄冷器高温側から距離xまでに存在するガスの質量 mhxは

$$\begin{aligned} \text{mhx} &= \frac{P}{R} \int_0^x \frac{1}{T_h - K x} dx \\ &= \frac{P}{R} \frac{1}{K} \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_h - K x}\right) \end{aligned} \quad (4-6)$$

となり、 $m_{rh}=m_{hx}$ とおくと時刻 t におけるガス先端の座標つまり高温側蓄冷器内体積 V_{rh} が求まる。

$$V_{rh} = \frac{1}{K} \left(T_h - T_c e^{K R \frac{m_r + \frac{m_0}{\omega} (1 + \cos \omega t)}{P_0 (1 + a \sin \omega t)}} \right) \quad (4-7)$$

付-5 低温側蓄冷器内体積 V_{rc} 、高温側蓄冷器内体積 V_{rh} 、蓄冷器内に停留するガスの体積 V_{rm} （温度勾配が直線以外の場合）

低温側から距離 x までに存在するガスの質量 m_{cx} は、

$$\begin{aligned} m_{cx} &= \frac{P}{R} \int_0^x \frac{1}{T} dx \\ &= \frac{P}{R} \frac{L}{T_c \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right)} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{T_h}{T_c}\right)^{\frac{x}{L}}} \right) \end{aligned} \quad (5-1)$$

低温側から流入する質量 m_{rc} は、

$$\begin{aligned} m_{rc} &= \int_{\pi/\omega}^t \dot{m}_{rc} dt \\ &= \frac{m_0}{\omega} (1 + \cos \omega t) \end{aligned} \quad (5-2)$$

m_{rc} と m_{cx} を等しいとすると低温側蓄冷器内体積 V_{rc} が求まる。

$$V_{rc} = \frac{L}{\text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right)} \text{Log}\left(\frac{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t)}{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t) - T_c R m_0 \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right) (1 + \cos \omega t)} \right) \quad (5-3)$$

高温側蓄冷器内体積 V_{rh} を(付4)で示した方法により求める。

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{P}{R} \int_0^L \frac{1}{T} dx \\ &= \frac{P}{R} \frac{L}{T_c \text{Log}\left(\frac{T_h}{T_c}\right)} \left(1 - \frac{T_c}{T_h} \right) \end{aligned} \quad (5-4)$$

$$\begin{aligned} \text{mrh} &= \text{Mr} - \text{mr} - \text{mrc} \\ &= \frac{P}{R} \frac{L}{T_c \text{Log}(\frac{T_h}{T_c})} (1 - \frac{T_c}{T_h}) - \text{mr} - \frac{m_0}{\omega} (1 + \text{Cos } \omega t) \end{aligned} \quad (5-5)$$

より

$$\begin{aligned} \text{mrh} &= C_1 \text{Cos} \omega t + C_2 \text{Sin} \omega t + \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \\ C_1 &= -\frac{m_0}{\omega} \\ C_2 &= \frac{1}{R} \frac{L}{T_c \text{Log}(\frac{T_h}{T_c})} (1 - \frac{T_c}{T_h}) P_0 a \end{aligned} \quad (5-6)$$

$\text{mrh}=0$ となる時刻 trdi は

$$\text{trdi} = \frac{1}{\omega} \text{arcSin}(\frac{C_2}{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}) \quad (5-7)$$

である。また蓄冷器内に停留するガスの質量 mr は

$$\text{mr} = C_1 + \frac{C_2}{a} - \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \quad (5-8)$$

となる。また、蓄冷器高温端側から距離 x までに存在するガスの質量 mhx は

$$\text{mhx} = \frac{P}{R} \frac{L}{T_h \text{Log}(\frac{T_c}{T_h})} (1 - \frac{1}{(\frac{T_c}{T_h})^{\frac{x}{L}}}) \quad (5-9)$$

となり、 $\text{mrh}=\text{mhx}$ とおくと V_{rh} が求まる。

$$\begin{aligned} V_{rh} &= \frac{L}{\text{Log}(\frac{T_c}{T_h})} \cdot \\ &\text{Log}(\frac{L T_c \omega P_0 (1 + a \text{Sin} \omega t)}{T_h (L \omega P_0 (1 + a \text{Sin} \omega t) + T_c R \text{Log}(\frac{T_c}{T_h}) (m_0 + m_0 \text{Cos} \omega t + \text{mr} \omega))}) \end{aligned} \quad (5-10)$$

最後に、蓄冷器内に停留するガスの体積 V_{rm} 求める。 V_{rm} は mrc と mr を加えた質量のガスの体積から mrc のみの体積を引いたものであるから、以下のように求まる。

$$V_{rm} = \frac{L}{\text{Log}(\frac{T_h}{T_c})}$$

$$\begin{aligned}
& \cdot \left(\text{Log} \left(\frac{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t)}{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t) - T_c R \text{Log} \left(\frac{T_h}{T_c} \right) (m_0 + m_0 \cos \omega t + m r \omega)} \right) - \right. \\
& \left. \text{Log} \left(\frac{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t)}{L \omega P_0 (1 + a \sin \omega t) - T_c R m_0 \text{Log} \left(\frac{T_h}{T_c} \right) (1 + \cos \omega t)} \right) \right) \quad (5-11)
\end{aligned}$$

付-6 ガスが蓄冷材からもらう熱量 $-dQ_r$

蓄冷器中の熱交換量 Q_r は次のような考え方により求める。

- ①ガスは圧力変動により断熱的に温度を変化させる。
- ②次に定圧変化により蓄冷材と熱交換し蓄冷材と同じ温度になる。

時刻 t における単位時間あたりの熱交換量つまりガスが蓄冷材からもらう熱量を $-dQ_r$ とすると、

$$-dQ_r = C_p dm \Delta T$$

$$\begin{aligned}
& = R \frac{k}{k-1} dm \Delta T \\
& = R \frac{k}{k-1} dm \left[T_r(t) \left\{ \frac{P(t+dt)}{P(t)} \right\}^{\frac{k-1}{k}} - T_r(t+dt) \right] \\
& = R \frac{k}{k-1} dm \left[T_r(t) \left\{ \frac{P(t+dt)}{P(t)} \right\}^{\frac{k-1}{k}} - T_r(t) + T_r(t) - T_r(t+dt) \right]
\end{aligned}$$

両辺を時間 t で割ると

$$\begin{aligned}
-\frac{dQ_r}{dt} & = R dm \left[\frac{k}{k-1} \frac{P(t+dt)^{\frac{k-1}{k}} - P(t)^{\frac{k-1}{k}}}{dt} P(t)^{\frac{-k+1}{k}} T_r(t) - \frac{k}{k-1} \frac{dT_r}{dt} \right] \\
& = R dm \left(\frac{T_r(t)}{P(t)} \frac{dP}{dt} - \frac{k}{k-1} \frac{dT_r}{dt} \right) \quad (6-1)
\end{aligned}$$

$$= V_{dm}(t) \frac{dP}{dt} - R dm \frac{k}{k-1} \frac{dT_r}{dt} \quad (6-2)$$

付-7 時刻 τ で蓄冷器低温端から流入したガスの時刻 t における温度 $T_{c\tau}$

(3-1)式を次のように書き換えると x まで流入したガスの質量 m_{cx} と x における温度 T_{cx} の関係を表す式となる。

$$m_{cx} = \frac{P}{R} \frac{1}{K} \text{Log}\left(\frac{T_{cx}}{T_c}\right) \quad (7-1)$$

また、時刻 τ から t までに流入した低温側質量 $m_{rc\tau}$ は

$$\begin{aligned} m_{rc\tau} &= \int_{\tau}^t \dot{m}_{rc} dt \\ &= \frac{m_0}{\omega} (-\cos \omega \tau + \cos \omega t) \end{aligned} \quad (7-2)$$

$m_{cx} = m_{rc\tau}$ および $T_{cx} = T_{c\tau}$ とおけば $T_{c\tau}$ が次のように求まる。

$$T_{c\tau} = T_c e^{K \frac{R m_0 (\cos \omega t - \cos \omega \tau)}{\omega P_0 (1 + a \sin \omega t)}} \quad (7-3)$$

付-8 $T_r = T_h$ の時圧力振幅比 $a \rightarrow 1$ の Q_c の近似式

$a = 1 - \alpha$ において α が 0 に近いとすると

$$\cos(\omega \text{ trdi}) \doteq \alpha / (a C)$$

$$1 + a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 + \alpha / (a C) \sin \omega \tau + \cos \omega \tau$$

$$1 - a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 - \alpha / (a C) \sin \omega \tau + \cos \omega \tau$$

などから

$$\begin{aligned} Q_c &= -R \frac{k}{k-1} \int_{\pi/\omega - \text{trdi}}^{2\pi/\omega - \text{trdi}} m_0 \left(C \frac{2a}{1-a^2} \cos \omega t + \sin \omega t \right) \\ &\quad \cdot Th \left[\left(\frac{P(4\pi/\omega - 2\text{trdi} - t)}{P(t)} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] dt \end{aligned}$$

の近似式は次のように表される。

$$Q_c \doteq -R m_0 Th \int_0^{\pi/\omega} -2 \frac{(\sin \omega \tau)^2}{(1 + a \cos \omega \tau)} d\tau \doteq -R m_0 Th (-2\pi) \quad (8-1)$$

付-9 Tr=Thの時蓄冷器長さC → ∞の Qcの近似式

$$\cos(\omega \text{ trdi}) \doteq \frac{(1-a^2)}{2aC}$$

$$1+a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 + \frac{(1-a^2)}{2C} \sin \omega \tau + a \cos \omega \tau$$

$$1-a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 - \frac{(1-a^2)}{2C} \sin \omega \tau + \cos \omega \tau$$

などから

$$Q_c = -R \frac{k}{k-1} \int_{\pi/\omega - \text{trdi}}^{2\pi/\omega - \text{trdi}} m_0 \left(C \frac{2a}{1-a^2} \cos \omega t + \sin \omega t \right) \cdot \text{Th} \left[\left(\frac{P(4\pi/\omega - 2\text{trdi} - t)}{P(t)} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] dt$$

の近似式は次のように表される。

$$Q_c \doteq -R m_0 \text{Th} \int_0^{\pi/\omega} -2 \frac{a (\sin \omega \tau)^2}{(1+a \cos \omega \tau)} d\tau \doteq -2\pi \frac{1 - \sqrt{1-a^2}}{a} \quad (9-1)$$

付-10 蓄冷器内に直線的な温度勾配がある時蓄冷器長さL → ∞の Qcの近似式

$$\cos(\omega \text{ trdi}) \doteq \frac{1}{aL C_3} \quad \left(\text{ただし } C_3 = \frac{\text{Log}(\frac{\text{Th}}{\text{Tc}})}{\text{Th} - \text{Tc}} \right)$$

$$1+a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 + \frac{1}{L C_3} \sin \omega \tau + a \cos \omega \tau$$

$$1-a \sin \omega (\tau + \text{trdi}) \doteq 1 - \frac{1}{L C_3} \sin \omega \tau + \cos \omega \tau$$

などから

$$Q_c = -R \frac{k}{k-1} \int_{\pi/\omega - \text{trdi}}^{2\pi/\omega - \text{trdi}} \left(-\frac{1}{R K} \text{Log}(\frac{\text{Th}}{\text{Tc}}) P_0 a \omega \cos \omega t - m_0 \sin \omega t \right) \cdot \text{Th} \left[\left(\frac{P(4\pi/\omega - 2\text{trdi} - t)}{P(t)} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] dt$$

の近似式は次のように表される。

$$Q_c \doteq -R m_0 \text{Th} \int_0^{\pi/\omega} -2 \frac{a (\sin \omega \tau)^2}{(1+a \cos \omega \tau)} d\tau \doteq -R m_0 \text{Th} 2\pi \frac{1 - \sqrt{1-a^2}}{a} \quad (10-1)$$

付-11 蓄冷器内のガスと蓄冷材との熱交換が時間的に熱交換が完全な場合の

Cimp倍 ($0 \leq C_{imp} < 1$) になる時のガス温度Trimp

Trimpに関する線形微分方程式を以下のように解く。

$$\frac{k}{k-1} \frac{dTrimp}{dt} - \frac{Trimp(t)}{P(t)} \frac{dP}{dt} = -C_{imp} \left(\frac{Tr(t)}{P(t)} \frac{dP}{dt} - \frac{k}{k-1} \frac{dTr}{dt} \right) \quad (11-1)$$

線形微分方程式の一般解法に従い

$$\frac{k}{k-1} \frac{dTrimp}{dt} = \frac{Trimp(t)}{P(t)} \frac{dP}{dt} \quad \text{より}$$

$Trimp = C_4 P^{\frac{k-1}{k}}$ を得、これを(11-1)式に代入してC4を求めると

$$C_4 = C_{imp} P^{\frac{k-1}{k}} Tr + C_5 \quad \text{となり}$$

$$Trimp = C_{imp} Tr + C_5 P^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{を得る。}$$

時刻 $t = \tau$ の時ガスが蓄冷器に流入すると $Trimp = Tr = Tc$ であるから

$$C_5 = Tc (1 - C_{imp}) P(\tau)^{\frac{-k+1}{k}} \quad \text{となり}$$

$$Trimp = C_{imp} Tr + Tc (1 - C_{imp}) \left[\frac{P(t)}{P(\tau)} \right]^{\frac{-k+1}{k}} \quad (11-2)$$

参考文献

- (1) 伊東正篤 他、小型冷凍機の移動体通信への応用：低温工学 31 (1996) 636
- (2) 鈴木克己：応用物理 64 (1995) 335
- (3) D.Zhang,et al. : IEEE Trans.Appl. Supercond. 5 (1995) 2656
- (4) G.Tsuzuki,et al. ,Superconducting Filter for IMT-2000 :IEEE MTT-S Int. Microwave Sympo. Digest WEIC-5
- (5) 低温工学ハンドブック (1993) 内田老鶴圃 160
- (6) Ray Radebaugh , Development of the Pulse Tube Refrigerator as an Efficient and Reliable Cryocooler : Proc.Institute of Refrigeration (2000)
- (7) 低温工学ハンドブック (1993) 内田老鶴圃 162,164,168
- (8) 朱紹偉、松原洋一、パルス管冷凍機用熱圧縮機
：第52回秋季低温工学・超伝導学会講演概要集 (1994) 10
- (9) T.Yazaki,et al. , Traveling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube
：Phy.Rev. Lett. 81 (1998) 3128
- (10) S.Backhouse and g.W.Swift , A Thermoacoustic-Stirling Heat Engine
：Nature 399 (1999) 335
- (11) 富永昭、パルス管冷凍機の位相依存性：低温工学 27 (1992) 134
- (12) W.e.Gifford and R.C.Longsworth, Pulse-tube refrigeration
：Trans.ASME Ser.B J.Eng.Ind. 86 (1964) 264
- (13) W.e.Gifford and R.C.Longsworth, Surface heat pumping
：Adv. Cryog. Eng. 11 (1996) 171
- (14) R.C.Longsworth, An experimental investigation of pulse tube refrigeration
heat pumping rates: Adv.Cryog.Eng. 12 (1967)608
- (15) W.e.Gifford and G.H.Kyanka , Reversible pulse tube refrigeration
：Adv. Cryog.Eng. 12 (1967) 619
- (16) E.I.Mikulin,et al.,Low-temperature expansion pulse tubes
：Adv.Cryog.Eng. 29 (1984) 629
- (17) R.Radebaugh et al., A comparison of three types of pulse tube refrigerators
：new method for reaching 60K:Adv.Cryog.Eng. 31 (1986) 779
- (18) J.Liang et al. ,Developement of single-stage pulse tube refrigerator capable
of reaching 49K: Cryog. 30 (1990) 49
- (19) M.David and J.C.Marechal , An experimental investigation of pulse tube
refrigeration heat transfer rates : Adv.Cryog.Eng. 35 (1990) 1231
- (20) P.J.Storch and R.Radebaugh, Development and experimental test of an
analytical model of the orifice pulse tube refrigerator
：Adv.Cryog.Eng.33 (1988) 851

- (21) P.J.Storch et al. , Analtical model for the refrigeration power of the orifice pulse tube refrigerator : NIST Tech.Note 1343 (1990)
- (22) M.David et al. , Measurements of instantaneous gas velocity and temperature in pulse tube refrigerator : Adv.Cryog.Eng. 37 (1992) 939
- (23) M.David et al. , Theory of ideal orifice pulse tube refrigerator : Cryog. 33 (1993) 154
- (24) S.W.Zhu et al., Double-inlet pulse tube refrigerators:an important improvement : Cryog. 30 (1990) 514
- (25) Y.Matsubara et al., An experimental and analytical investigation of 4K pulse tube refrigerator: Proc.7th Int.Cryocooler Conf. 33 (1993) 166
- (26) Y.Matsubara et al.,Four-valve pulse tube refrigerator: Proc.4th Joint Sino-Japanese Seminar on Cryocoolers and Concerned Topics (JSJS-4) (1993)
- (27) P.Wu and S.Zhu, Mechanizm and numerical analysis of orifice pulse tube refrigerator with a valveless compressor : Proc.Int.Conf.Cryogenics and regrigeration (1989) 85
- (28) C.Wang et al., Numerical Modeling of an orifice pulse tube refrigerator : Cryog. 32 (1992) 785
- (29) P.Y.Wu et al., Numerical Modeling of orifice pulse tube refrigerator by using the method of characteristics : Adv.Cryog.Eng. 39 (1994) 1417
- (30) S.W.Zhu and Z.Q.Chen, Isothermal model of pulse tube refrigerator : Cryog. 34 (1994) 591
- (31) S.W.Zhu et al., A single stage double inlet pulse tube refrigerator capable of reaching 42K: Cryogenics Supplement (Proc.ICEC13) 30 (1990) 257
- (32) 松原洋一、パルス管冷凍機の進展 : Jour.HTSJ 36 (1997) 63
- (33) 矢崎太一、レーザードップラー流速計を用いたパルスチューブ冷凍機中の流速測定 : 第53回春季低温工学・超電導学会講演概要集 (1995) 12
- (34) K.Kanao et al.: Cryog. 34 ICEC 15 Suppl.(1994) 167
- (35) Y.Kakimi et al., Pulse tube refrigerator and Nitrogen Liquefier with Active Buffer System : 9th Int.Cryocooler Conf. (1996)
- (36) Y.Matsubara and A.Miyake ,Alternative methods of the orifice pulse tube refrigerator : Proc. 5th Int. Cryocooler Conf. (1988) 127
- (37) M.Kasuya et al., Work and heat flows in a pulse-tube refrigerator : Cryogenics 31 (1991) 786
- (38) N.Rott, Thermoacoustics : Adv.Appl.Mech. 20 (1980) 135
- (39) G.W.Swift, Thermoacoustic engines : J.Acoust.Soc.Am. 84 (1988) 1145

- (40) A.Tomonaga , Thermoacoustic theory and application to refrigerator
: Proc.3rd Japanese-Sino Joint Seminar on Small Refrigerators and Related
Topics (JsJs-3) (1989) 141
- (41) A.Tomonaga , Thermodynamic aspects of thermoacoustic theory
: Cryogenics 35 (1995) 427
- (42) 富永昭、粘性流体の熱音響理論 第1部 微小サイクルのエネルギー変換と
エネルギー流速：低温工学 27 (1992) 543
- (43) 富永昭、粘性流体の熱音響理論 第2部 流路断面での平均
：低温工学 27 (1992) 549
- (44) 富永昭、粘性流体の熱音響理論 第3部 流路断面内での流速とエントロピーの
分布：低温工学 28 (1993) 99
- (45) 富永昭、粘性流体の熱音響理論 第4部 軸方向の空間変化
：低温工学 28 (1993) 108
- (46) 富永昭、熱音響工学の基礎：内田老鶴圃 (1998)
- (47) J.H.Cai et al., Experimental Analysis of double-inlet principle in pulse tube
refrigerators : Cryogenics 33 (1993) 522
- (48) W.rawlins et al., Energy flows in an orifice pulse tube refrigerator
: Adv.Cryog.Eng. 39 (1994) 1449
- (49) 稲田孝明 他、オリフィス・ダブルインレット型パルス管冷凍機における
位相制御効果：低温工学 30 (1995) 468
- (50) 国友靖明 他、レーザードップラー流速計を用いたパルス管内の流速測定
：第52回秋季低温工学・超電導講演概要集(1994) 219
- (51) 白石正夫 他、可視化によるパルス管冷凍機内の流動状態の観察
:低温工学 33 (1998) 249
- (52) 白石正夫 他、ダブルインレット型パルス管冷凍機内に誘起される 2 次的な流れ
の可視化: 第62回春季低温工学・超電導講演概要集(2000) 42
- (53) J.M.Lee et al.,Flow patterns intrinsic to the pulse tube refrigerator
: Proc.7th Int.Cryocooler Conf. (1993) 125
- (54) J.M.Lee et al.,Steady secondary momentum and enthalpy streaming in the
pulse tube refrigerator
: Cryocoolers 8(Proc. 8th Int.Cryocooler Conf. (1995) 359
- (55) K.Seo et al.,Investigation of Radial Temperature and Velocity Profiles in
Oscillating Flows Inside a Pulse Tube Refrigerator :Cryocoolers 9 (1997) 365
- (56) 伊東正篤 他、パルス管内における流体変位の可視化と計測
：低温工学 31 (1996) 481

- (57) 八束真一 他、パルス管低温部における流体変位・位相差が性能に及ぼす影響
：低温工学 33 (1998) 242
- (58) 伊東正篤 他、レイリー散乱を用いたパルス管内温度計測法の検討
：低温工学 33 (1998) 225
- (59) La Vision 社 技術資料 (1995)
- (60) 萩原康正 他、レイリー散乱を用いたパルス管内の温度計測による
エンタルピーフローの算出：低温工学 33 (1998) 233
- (61) K.Nara et al., Measurement of Gas Temperature in the Pulse Tube using
Planar Laser Rayleigh Scattering Method
:10th Int. Cryocoolers Conf. (1998) 395
- (62) S.W.Zhu et al.,Phase shift effect of the long neck tube for the pulse tube
refrigerator : 9th Int. Cryocoolers Conf. (1997) 269
- (63) K.V.Ravikumar et al.,Experimental Results of Pulse Tube Cooler with
Inertance Tube as Phase Shifter :10th Int. Cryocoolers Conf. (1998) 291
- (64) K.Takizawa et al.,Investigation of Displacement and Phase Shift of the Gas
Piston in a Pulse Tube Refrigerator with a Neck Tube
: Int.Cryo. Eng.Conf. (1998) 303
- (65) 富永昭、春山富義、パルス管冷凍機の回路論的扱い：低温工学 31 (1996) 267
- (66) 油空圧便覧 第3章 (1991)

謝辭

本論文は（株）移動体通信先端技術研究所および（株）クライオデバイスにおいて平成7年から13年にかけて行われた研究をまとめたものです。研究の遂行や論文執筆にあたり、多くの方々のご指導とご支援を賜りました。ここにあらためて御礼申し上げます。

論文をまとめるにあたり、終始適切かつご懇篤なるご指導をいただきました東京大学生産技術研究所所長 西尾茂文教授に心から感謝の意を表します。

また、有益なご教示とご丁寧な検討をいただきました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 庄司正弘教授、松本洋一郎教授、金子成彦教授、東京大学大学院新領域創成科学研究科環境学専攻 飛原英治教授に厚く御礼申し上げます。

さらに、本研究の当初より振動する気体に関する基本的な扱いや温度計測等につきましてご指導をいただきました明星大学理工学部機械工学科 齋藤孝基教授（東京大学名誉教授）に深く感謝の意を表します。

また、ご自身により導かれた熱音響理論によりパルス管冷凍機の動作原理を追究され、熱音響研究会で多くの指導をいただきました筑波大学物理学系 富永昭博士に深く感謝いたします。

パルス管冷凍機の動作原理や性能向上に関して、熱音響研究会で丁寧なご教示をいただきました日本大学理工学部量子科学研究所 松原洋一教授に深く感謝いたします。

本研究の源になりました（株）移動体通信先端技術研究所の設立にご尽力された（株）デンソー元会長 田中太郎氏、本研究の遂行にあたり多大なご支援とご指導をいただいた（株）移動体通信先端技術研究所元社長 熊沢義美氏、（株）クライオデバイス元社長 青木賢之氏、元取締役清野哲弘（故人）に厚く御礼申し上げます。

また、本研究の遂行にあたり多大なご支援をいただいた（株）デンソー元会長 石丸典生氏、（株）デンソー元専務 小林久徳氏、（株）デンソー副社長 大森徳郎氏に深く感謝いたします。

本研究とともに遂行した萩原康正博士、鳥居明人氏、滝澤敬次氏、奈良健一氏、八束真一氏、小原公知氏の甚大なるご協力に深く感謝いたします。また、HTSフィルタシステムに関して多大なご教示をいただいた上野祥樹博士、榊原伸義博士、岡崎三也氏をはじめとする（株）移動体通信先端技術研究所および（株）クライオデバイスの研究員の皆様に心から感謝いたします。

さらに、本研究における試作や実験に甚大なご協力をいただきました（株）デンソー基礎研究所元部長 川村光彦氏、（株）デンソー基礎研究所試作実験課 花沢龍行氏、泉敏文氏、猪俣純明氏、桶本俊二氏をはじめとする多くの実験課の皆様心から感謝いたします。

本論文の作成にあたり多大なご支援、激励を賜った（株）デンソー常務 真鍋正巳氏に厚く御礼申し上げます。

最後に本研究を長年に亘り遂行し論文にまとめるにあたり、家庭において暖かい支援を与え続けてくれた妻に心から感謝いたします。