

圧力波形による小型パルスチューブ冷凍機の評価

山田知枝* 滝口雄太* 藤中潤也* 増山新二**

Evaluation of a small pulse tube cryocooler by pressure waves

Chie YAMADA*, Yuta TAKIGUCHI*, Junya FUJINAKA* and Shinji MASUYAMA**

Abstract

This paper describes the experimental results of a small size pulse tube cryocooler (PTC) with three types of phase shifters. The phase shifter plays a key role in the cooling performance of the PTCs. The basic, orifice and double inlet phase shifters have been tested. In particular, we take notice of temperature at the cold end, and pressure at the hot-end of regenerator and pulse tube. The inner diameter and length of pulse tube are 14 mm ϕ and 22 cm, respectively. Copper screens (200 mesh) of diameter of 18 mm were filled in the regenerator as a regenerator material. The PTC is operated at 4.5 Hz with an air cooled compressor of 800 W. Attained temperature at the cold end of basic, orifice and double inlet phase shifters were 205.6, 133.7 and 84.5 K, respectively. The characteristics pressure wave curves were observed in each phase shifter.

Key words: Pulse tube cryocooler, Phase shifter

1. はじめに

小型蓄冷式冷凍機に分類されるパルスチューブ冷凍機 (Pulse Tube Cryocooler 以降は PTC と呼ぶ) は 1960 年代中頃, Gifford と Longsworth によって発明された [1]。近年, 小型冷凍機は, Gifford-McMahon (G-M) サイクルや Stirling サイクルを使用した冷凍機が超電導マグネット, 核磁気共鳴画像装置 (MRI), リニアモーターカなどの分野で利用されている。PTC は, 機械的駆動部を持たないため, 低振動, 低価格, 長寿命等の特徴があり, 今後も普及していくことが期待されている。しかしその為にはさらに高性能な PTC の開発や, 今の冷凍機では適応しにくい分野に応用出来るようになることも重要である。

PTC には, 位相制御装置 (オリフィスやダブルインレットなど) を設けないベーシック型, ベーシック型パルスチューブの閉端部にオリフィスを介してバッファ容器を接続させたオリフィス型, さらに蓄冷器をバイパスするような流路を設けたダブルインレット型がある。本研究では, 位相制御装置を調節し, 温度測定と圧力波形を測定する。蓄冷器高温端とパルスチューブ高温端に注目し測定した圧力波形からパルスチューブ冷凍機の冷凍能力を評価する。

2. パルスチューブ冷凍機

2.1 パルスチューブ冷凍機の概要

図 1 に PTC の概略図を示す。PTC の構成要素は主に, 圧縮機 (コンプレッサー), 圧力切替バルブ, 蓄冷器, パルスチューブ, 位相制御機構である。圧縮機から送られた高圧ヘリウムガスが, 圧力切替バルブにより, 高・低圧の振動流に変換され, 冷凍機内に導入される。PTC では, パルスチューブ内のガスが, あたかも固体ピストン (ガスピストンと言われる) のように振る舞うことにより, ガスを膨張させている。このガスピストンの動きを振動流に同期して制御するために, 位相制御機構が設置される。室温側から導入されるガスと, 膨張空間により冷却されたガスが, 同一経路を通過する。そのため, 膨張空間により冷却されたガスが蓄冷器に戻り, 蓄冷器内ではヘリウムガスと蓄冷材の間を熱交換しながらサイクルを繰り返す。このサイクルを繰り返すことで, 蓄冷器とパルス管の間の低温部の温度を低下させる。

ここでベーシック型, オリフィス型, ダブルインレット型について説明する。

(1) 図 1 より, ベーシック型は, 位相制御装置を用いないのでオリフィスとダブルインレット両方のバルブを閉める。

- (2) オリフィス型は、ベーシック型パルスチューブの閉端部にオリフィスを介してバッファ容器を接続させたもので、オリフィスバルブのみを開け流量係数を調節する。ダブルインレットは閉じておく。
- (3) ダブルインレット型は、オリフィス型にさらに蓄冷器をバイパスするような流路を接続させたもので、オリフィスとダブルインレット両方のバルブを開け流量係数を調節する。

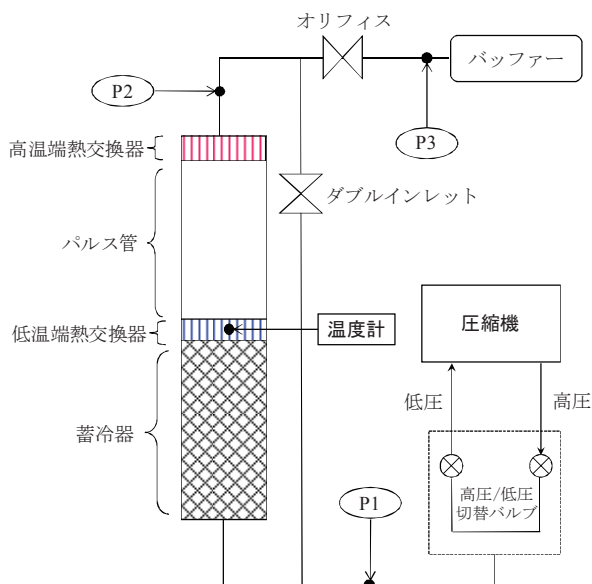


図1 パルスチューブ冷凍機の概略図

2.2 実験装置

図2(a)にパルス管と蓄冷器の写真を示す。右側がパルスチューブ(内径14mmφ,長さ220mm,厚さ0.5mm),左側が蓄冷器(内径18mmφ,長さ120mm,厚さ0.5mm)である。低温部を有効に利用するために、パルスチューブと蓄冷器がU字型構造(実際は上下反対に運転される)となっている。図3に実際の実験装置の写真を示す。実際は、真空容器をかぶせ内部を真空に保って実験を行う。

本研究で使用したコンプレッサーTAC 101Jと切替バルブは、いずれもアイシン精機株式会社製、圧力センサはKYOWA製PCD-300Aを使用した。また、温度計はLake Shore社のシリコン温度計を使用し、オリフィスバルブとダブルインレットはともにSwagelok社製メータリングバルブMシリーズを使用した。

図2(b)は、蓄冷材として蓄冷器に充填した銅メッシュ(#200)である。



図2 パルスチューブ,蓄冷器,メッシュの写真

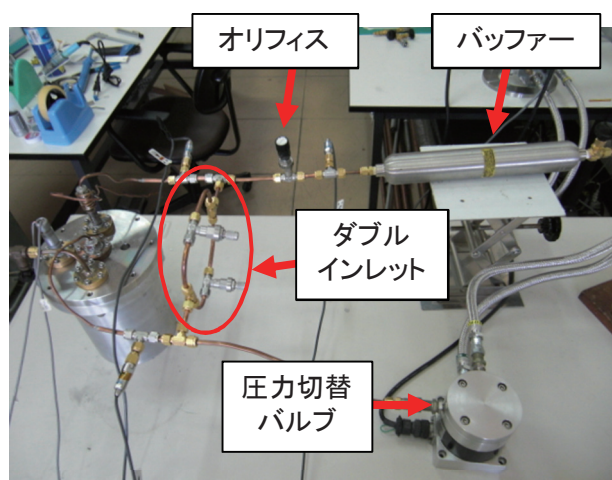


図3 実験装置の写真

2.3 蓄冷材

蓄冷材には冷凍機の動作温度において最も体積比熱(単位体積当たりの比熱)が大きい材料が一般に選択される。蓄冷材は通常メッシュや球に加工して用いられる。メッシュの線径や球の直径を小さくすることによって十分大きな伝熱面積が得られ、蓄冷材とヘリウムガスとの効率的な熱交換が可能になる。銅と鉛は多くの冷凍機で用いられている蓄冷材である。その理由は、これらの物質が安価で加工性に富んでいると同時に、体積比熱が比較的大きいためである。銅や鉛以外に、ステンレス鋼やナイロンなども用いられることがある。図4に銅と鉛の体積比熱を示す。銅は約60K以上で比較的大きな体積比熱を有する。鉛は約60K以下になると銅より大きな体積比熱を有する[2]。

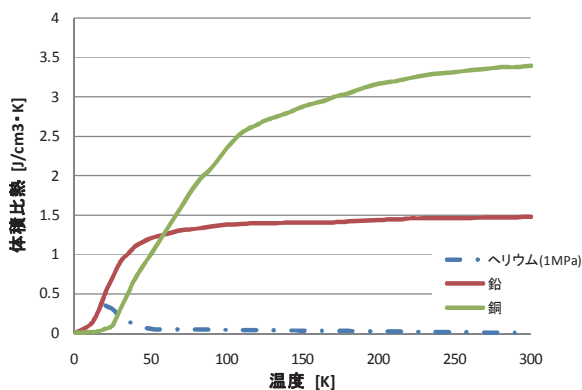


図4 銅, 鉛, およびヘリウムの体積比熱

3. 実験方法と実験結果

3.1 実験方法

図2(a)の蓄冷器の内部に蓄冷材として銅#200のメッシュを680枚積層した。運転周波数4.5Hz, 封入圧力1.6MPa, バッファタンク容量は500ml, 冷媒にはヘリウムガスを用いる。コンプレッサの電気入力は800Wである。

圧力測定は, 図1に示すようにコンプレッサから入ってくる蓄冷器高温端(入力圧)P1, パルスチューブ高温端(出力圧)P2, バッファ圧(中間圧)P3の3点の圧力を測定する。温度測定は, 図1の低温部に取り付けたシリコンダイオード温度計で測定を行う。

3.2 実験結果

(1)冷却温度

オリフィス型

オリフィス型の流量係数を調節し温度測定を行った。図5に温度とオリフィス型の流量係数 $Cori$ を示す。ベーシック型 ($Cori=0$) の時の温度は205.6Kであった。オリフィス型では, オリフィス型流量 $Cori=0.0101$ (校正曲線より算出) でオリフィス型最低冷却温度133.7Kを得ることができた。

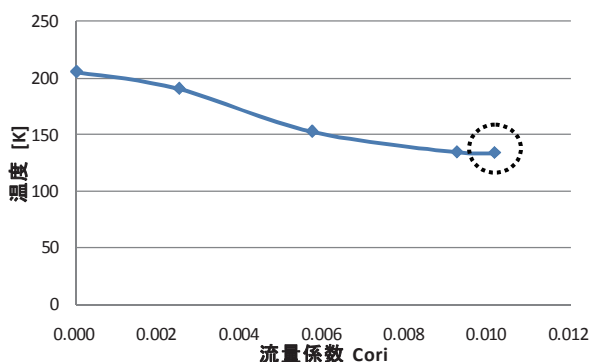


図5 温度とオリフィス流量係数 $Cori$

ダブルインレット型

オリフィス型で最も低い冷却温度を得ることのできた流量をオリフィス型の流量最適値として固定し, ダブルインレット型の流量係数を調整し, 最低冷却温度を求めた。図6に温度とダブルインレット型の流量係数 C_{double} を示す。ダブルインレット型では, $Cori=0.0101$, $C_{double}=0.0101$ で最低冷却温度84.5Kを得ることができた。これ以上流量係数を増やすと温度が上昇することを確認した。

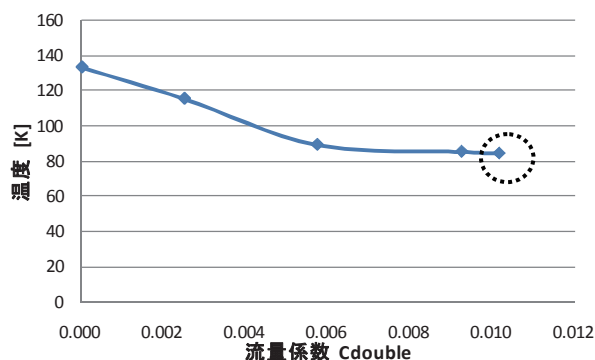


図6 温度とダブルインレット流量係数 C_{double}

(2)圧力測定と位相

位相は, 入力圧 P1 を基準として, 入力圧 P1 と出力圧 P2 の位相のズレを位相差としている。

オリフィス型

図7にオリフィス型流量最適値 ($Cori=0.0101$) での圧力波形を示す。図8にオリフィス型の流量係数を調節した時の温度と入力圧 P1-出力圧 P2 の位相差を示す。オリフィス型では, 温度が下がるにつれて位相差が大きくなった。

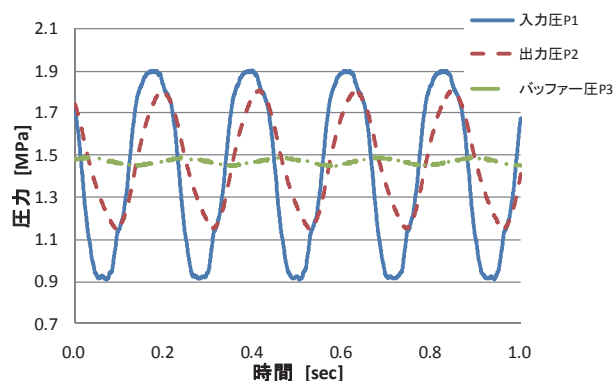


図7 オリフィス最適値での圧力波形

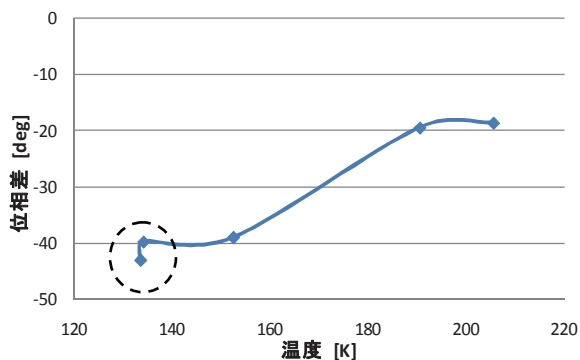


図8 温度と位相差 (オリフィス型)

ダブルインレット型

図9に最低到達温度84.5Kでの圧力波形を示す。図10にダブルインレット型の流量係数を調節した時の温度と入力圧P1-出力圧P2の位相差を示す。ダブルインレット型では、オリフィス型とは逆に温度が下がるにつれて位相差が小さくなった。

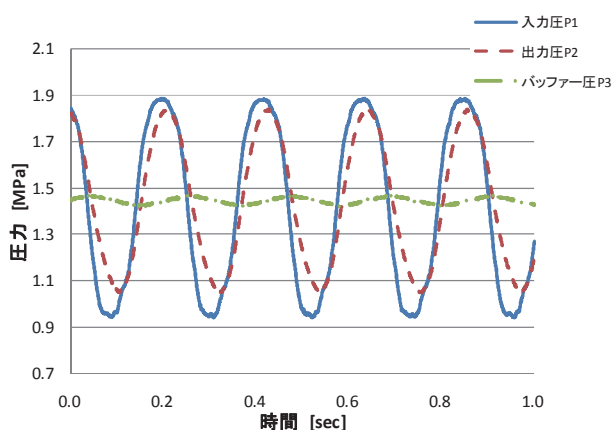


図9 最低温度での圧力波形

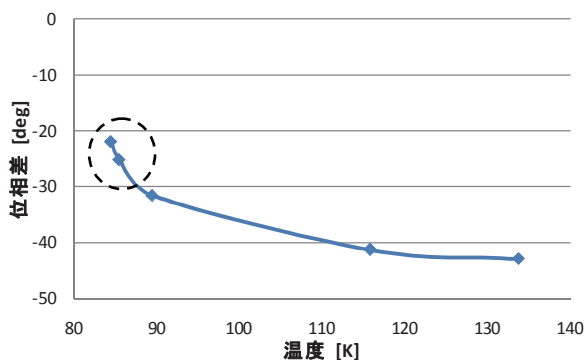


図10 温度と位相差 (ダブルインレット型)

(3) 圧縮比

オリフィス型

図11にオリフィス型での温度と入力圧P1-出力圧P2の圧縮比を示す。温度が下がるにつれ入力圧P1-出力圧P2の圧縮比の差が大きくなって

いる。ベーシック型 (Cori=0) での入力圧 P1-出力圧 P2 の圧縮比の差は 0.143 であるのに対し、オリフィス型最適値 (Cori=0.0101) では 0.456 の差があった。

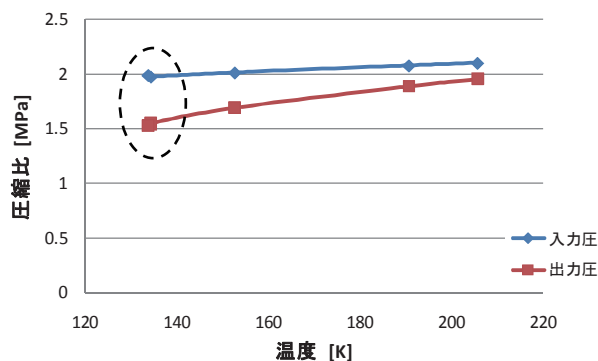


図11 温度と圧縮比 (オリフィス)

ダブルインレット型

図12にダブルインレット型での温度と圧縮比を示す。ダブルインレット型は、オリフィス型とは逆に温度が下がるにつれて入力圧-出力圧の圧縮比の差が小さくなっている。ダブルインレット型流量 Cdouble=0 での入力圧 P1-出力圧 P2 の圧縮比の差は 0.456 であるのに対し、最低冷却温度を得ることができた Cdouble=0.0101 では 0.216 の差であった。

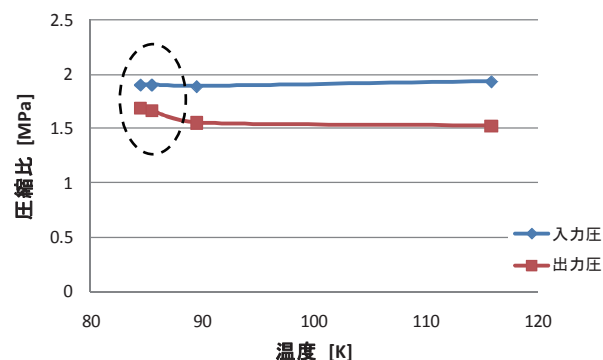


図12 温度と圧縮比 (ダブルインレット)

4. まとめ

ダブルインレット型パルスチューブ冷凍に蓄冷材として銅#200を680枚充填し、温度測定と圧力波形の測定を行った。

ベーシック型では205.6K、オリフィス型では、流量係数 Cori=0.0101 で133.7K、ダブルインレット型では、Cori=0.0101, Cdouble=0.0101 で最低到達温度84.2Kを得ることができた。

圧力測定では、コンプレッサーから入ってくる蓄冷器高温端 (入力圧) P1, パルスチューブ高温端 (出力圧) P2, バッファ圧 (中間圧) P3 の3点の圧力

測定を行った。オリフィス型では、温度が低下するにつれて位相差が大きくなり、ダブルインレット型では、温度が低下するにつれて位相差が小さくなることがわかった。

圧縮比で比較するとオリフィス型では、温度が低下するにつれて入力圧 P1ー出力圧 P2 の圧縮比の差が大きくなり、ダブルインレット型では、温度が低下するにつれ入力圧 P1ー出力圧 P2 の圧縮比が小さくなることがわかった。

圧力波形より、オリフィス型では、入力圧 P1ー出力圧 P2 の位相差が大きく、圧縮比の差が大きい。

ダブルインレット型では、入力圧 P1ー出力圧 P2 の位相差が小さく圧縮比の差が小さいと冷凍能力を向上させることができると言える。

参考文献

- [1] W.E.Gifford and R.C.Longsworth, Pulse-tube refrigeration, Trans. ASME, 1964, p. 264-268.
- [2]松原洋一ら, 超電導・低温工学ハンドブック 4章 冷凍技術(1993) p.259

