研究論文

高温超電導用スターリング型パルス管冷凍機のエネルギーフロー分析

中野 恭介^{*,†}, 平塚 善勝^{*}

Analysis of Energy Flow in Stirling Pulse Tube Cryocooler for HTS Devices

Kyosuke NAKANO^{*,†} and Yoshikatsu HIRATSUKA^{*}

Synopsis: For the purpose of cooling high-temperature superconductor (HTS) devices, superconducting motors, SMES and fault current limiters, a large cooling capacity Stirling pulse tube cryocooler (SPTC) has been developed by Sumitomo Heavy Industries, Ltd. (SHI). The design concepts of the cryocooler are high efficiency, compact size, light weight and high reliability. According to the experiment results, with an in-line expander, a cooling capacity of 210 W at 77 K, and a minimum temperature of 37 K have been achieved. The compressor is operated at 49 Hz and the input power is approximately 3.8 kW when a heat load of 210 W is added to the cold-end. The compressor efficiency is approximately 74% and COP is approximately 0.055. However, a cryocooler with a COP of 0.1 is very important to realize the widespread use of HTS devices worldwide. In order to further improve the cooling efficiency, we study the energy flow and losses in the SPTC. The experiment results and the theoretical analysis are reported in this paper.

Keywords: high-temperature superconductor, Stirling pulse tube cryocooler, coefficient of performance, energy flow

(Some figures in this article may appear in color only in the electronic version)

1. はじめに

高温超電導線材の技術革新に伴い回転モータ、限流器、SMES 等の研究が各研究機関ならびに企業で行われている。これら高温超電導線材を用いたデバイスの冷却には液体窒素温度である 77 K にて数十 W から数百 W もの冷凍能力を持つ冷凍機が必要であり、デバイス側からの要求仕様は、効率はもとより小型軽量かつ高い信頼性が求められている。既存技術との兼ね合いから高温超電導デバイスが経済的な合理性を得るためには、高効率な冷凍機 (COP 0.1 以上) の開発が重要な鍵となる¹⁾。スターリング型パルス管冷凍機は、膨張器部に可動部品の無い構造から低振動で高い信頼性、ならびに冷却サイクルにおいても可逆過程を基本としており高効率化が期待できる。

我々は 2012 年、高温超電導デバイスの冷却用として、冷凍能力 200 W at 77 K を仕様値としたスターリング型パルス管冷凍機を試作製作し、性能試験結果についての報告を行った²⁾。圧縮機は振動を低減するために二気筒対向型リニア圧縮機を使用し、膨張器はパルス管と蓄冷器が直

線上に並ぶインライン型スターリング型パルス管冷凍機を試作した。冷凍性能は、電気入力 3.8 kW で到達温度 37 K が得られ、冷凍能力 210 W at 77 K、冷凍機効率 COP 0.055 となり、先で述べた高温超電導の実用化となる値に対し大きな乖離があり、改善するべく課題となる。

液体窒素温度領域における冷凍能力数 W クラスの小型冷凍機は、電気入力数百 W であるため放熱量も小さく、さらに設置空間やその用途 (可搬性) から積極的な熱交換器を設けることが無く、その多くは放熱部にフィンやファンによる強制対流冷却もしくは放射冷却が主な放熱の方法となる。高温超電導機器冷却を目的とした試作機は、冷凍能力数百 W で電気入力数 kW となり、そのエネルギー量から二次冷媒を使用した積極的な放熱を行う必要があり、冷却水等の冷媒を使用した熱交換器の設置が必須条件となる。これにより、冷凍能力数 W クラスの小型冷凍機では評価が難しくなる冷凍機内部のエネルギー流れを熱交換器放熱量を計測することで理解することが可能となる。さらに、その結果を分析することで効率改善の指標が露わとなり、特に膨張器部にピストンの無いパルス管冷凍機に対して大変意味のある結果となる。

本論文では、試作試験結果を受け、高温超電導デバイスの実用化に向けてさらなる冷凍機性能の高効率化を目指すために、冷凍機内部の損失分析を行い性能向上のための課題を抽出し評価検討を行った。さらに熱音響理論による損

Received March 29, 2013

^{*} 住友重機械工業株式会社 技術研究所

〒188-8585 東京都西東京市谷戸町 2-2-1

Technology Research Center, Sumitomo Heavy Industries, Ltd.,

2-2-1, Yato-cho, Nishitokyo, Tokyo 188-8585, Japan

[†] E-mail: Kys_Nakano@shi.co.jp

失分析結果の検証も行ったので、その内容について報告する。

2. 試作機概要と測定方法

2.1 試作機概要

Table 1, Fig. 1 には、高温超伝導機器冷却用として開発したスターリング型パルス管冷凍機の仕様値と試作機概要図が示されている。膨張器と圧縮機を含めた冷凍機全体の高さは約 1700 mm、幅約 670 mm、重量約 150 kg となる。

圧縮機は一次振動を低減するために二気筒対向型とし、リニアモータ部の高効率化を図るためにマグネット可動型方式を採用している。また、可動部の支持構造は、横剛性の高いカンチレバー方式のフレクシャベアリングを採用し、ピストンとシリンダのクリアランスを数十 μm に保っている。さらに、信頼性を向上させるために、シリンダ可動式とし、可動部重心位置を軸受間に位置させた構造としている。圧縮機の運転周波数は 49 Hz で、圧縮機効率は 74%、圧縮機側壁からの放熱は冷却水によって行っている。圧縮機単体での重量は約 100 kg である。

膨張器は、アフタークーラ、蓄冷器、コールドヘッド（低温部熱交換器）、パルス管、ホットエンド（常温部熱交換器）、イナータンス管、バッファタンクの順に接続構成されている。アフタークーラならびにホットエンドの二箇所熱交換器部には、圧縮機と同様に一定温度の冷却水によって放熱を行っている。アフタークーラには多管式熱交換器を採用し放熱量効果を高めている。蓄冷材には数種類のステンレスメッシュを積層したハイブリッド構造を採用しており、低温部ではメッシュ数を大きくし、高温部では小さくしている。また外部からの輻射熱侵入ならびに対流による熱侵入を防ぐために蓄冷管とパルス管には Super-Insulation (SI) を施工し、真空断熱を行っている。

2.2 計測システム

冷凍機システムの効率と内部のエネルギー収支を把握するために冷凍能力、圧縮機の P-V 仕事（以後仕事流）ならびに各熱交換器の放熱量を計測した。冷凍能力の評価はコールドヘッドにヒータによる熱負荷を与え、定常時の温度を Pt-Co センサにて計測した。圧縮機での仕事流ならびにパルス管部での仕事流や各部の圧力損失を計算するために、圧縮空間、圧縮機背圧空間、パルス管常温端、バッファ空間のそれぞれに水晶式圧力センサを設置した。またピストンの変位はレーザ変位計を用いて測定し、圧縮機、アフタークーラ、ホットエンドには、各部の放熱量を計算するために、それぞれ冷却水の流量と入口・出口の温度（PT100 センサ）を測定した。冷凍機内部ガスの流れ（偏流）や静的なロスを計算するためパルス管、蓄冷器壁面に T 型熱電対を軸方向ならびに径方向に設置しそれぞれの温度分布を計測した。温度、圧力の計測システム概要を **Fig. 2** に示す。

Table 1 Prototype in-line SPTC specifications

Maximum cooling capacity	210 W at 77 K
Maximum electric input power	3.8 kW (200VAC)
COP	0.055
Lifetime (at design)	> 50,000 hours
Cooling	Water (20 degrees Celsius)
Operating frequency	49 Hz
Initial gas pressure	2.1 MPa (helium)
Regenerator	90×100 mm (ID×L)
Pulse-tube	40×250 mm (ID×L)
Inertance-tube	11×1,800 mm (ID×L)
Buffer-tank volume	0.0035 m ³
Weight	150 kg

Fig. 1 Photograph of the prototype in-line SPTC.

Fig. 2 Schematic of the SPTC measurement system.

2.3 圧縮機仕事流と放熱量の測定

圧縮機仕事流は、計測した圧力ならびにピストン変位から式 (1) により算出している。

$$W_{cp} = f_o \cdot \oint P_{cp} \cdot A_{cp} \cdot dX_{cp} \quad (1)$$

ここで運転周波数 f_o 、測定されるピストン変位 X_{cp} 、二気筒分のピストン断面積 A_{cp} 、圧縮機吐出口圧力 P_{cp} である。

また同様に圧縮機ピストンの背部空間で生じる容積と圧力の変動から、圧縮機背圧で生じる損失仕事 W_{cb} も算出する．次に圧縮機の放熱量 Q_{cp} 、アフタークーラの放熱量 Q_{ac} 、ホットエンドの放熱量 Q_{he} は、各熱交換器の冷却水流量 G 、ならびに入口温度 T_{wi} と出口温度 T_{wo} を測定し、水の熱容量 C_w から式 (2) より求める．

$$Q_{cp} = C_w \cdot G_{cp} \cdot (T_{wic} - T_{woc}) \quad (2-A)$$

$$Q_{ac} = C_w \cdot G_{ac} \cdot (T_{wia} - T_{woa}) \quad (2-B)$$

$$Q_{he} = C_w \cdot G_{he} \cdot (T_{wih} - T_{woh}) \quad (2-C)$$

3. 試作機性能と損失分析

3.1 試作機試験結果

Fig. 3 には、本試作機の電気入力に対する 77 K 時の冷凍能力と COP が示されている．

同図より、冷凍機の封入圧 2.1 MPa、運転周波数 49 Hz、電気入力 3.8 kW 時に、冷凍能力 $Q_{ch}=210$ W、COP 0.055、17.4% Carnot (低温側温度 $T_{ch}=77$ K、常温側温度 $T_h=320$ K 時) が得られている．また電気入力 2.0 kW 時に、冷凍能力 119 W の COP 0.06 (18.8% Carnot) と本試作機で最も良い効率が得られており、冷凍機の仕様値に対し、現行の冷凍機サイズが若干小さいことが示唆される．

3.2 静的損失の計測

膨張器の静的な損失として、常温から 77 K まで温度分布を有するパルス管容器と蓄冷器ならびに蓄冷材の固体壁、ガスの伝導損失、さらに膨張器周囲の対流輻射損失、測定線からの侵入熱が考えられる．

静的損失を測定する方法は、任意の負荷をかけた後、冷凍機運転を停止 (77 K 以下の温度) し、77 K に達するまでの昇温時間を測定することにより算出する．得られた測定結果から各負荷における等しい温度の線を結びその直線の延長と熱負荷の軸との交点が静的な損失となる．交点は昇温に無限の時間がかかる熱負荷であり、外部からの負の負荷 (吸熱) があると仮定した場合、静的損失と平衡状態になることを意味している³⁾．

Fig. 4 に本試験装置の静的損失の測定結果を示す．同図より、77 K 時における静的損失は 33 W となった．またパルス管と蓄冷器の温度分布をもとに、常温部 (320 K) から低温部 (77 K) への温度差によって生じる容器固体壁の伝導熱を単純に計算した場合、パルス管 2 W、蓄冷器 19 W であり、さらに真空容器からの輻射熱 2 W、蓄冷材の伝導熱 1.6 W、ヒータ・温度センサ等の配線からの伝導熱 3 W となり、合計 26 W の侵入熱となる．この値は、測定結果より若干少ない値となるが、簡便な計算による誤差を考えるとほぼ一致している．

Fig. 3 Graph of the SPTC input power vs. cooling capacity and COP.

Fig. 4 Graph of the SPTC static loss test.

3.3 パルス管常温部仕事流の算出

パルス管冷凍機は膨張空間に可動部がないために、信頼性は向上するものの、ピストンを有するスターリング冷凍機と異なり、膨張器の仕事量の算出ができない．そのため、冷凍機の最適化を行う際の指標が困難となる．また、膨張器の仕事量は、パルス管内のエネルギー流を算出検討する上で必要な値となる．パルス管内の仕事流 (膨張器の仕事流と等価) を計測することは、他の研究機関で様々な方法で検討されているが、実機でのレーザを用いた可視化などによる計測は、温度条件や冷凍機の構造状の問題などから、内部にシーディングなど介在物を混入させるため極めて困難となる⁴⁾．

そこでパルス管常温部の仕事流を低温部とほぼ同等と考え、パルス管常温部分とバッファ空間内の圧力差から流量を算出し、仕事流を計算することを検討した⁵⁾．蓄冷器側からの計算も考えられるが、蓄冷材をハイブリッド構造としているため、蓄冷器の温度分布が非線形となり計算が煩雑となるため、イナータンス管・バッファタンクからの算出を検討した．イナータンス管を移動する作動流体の運動方程式は LR 回路と等価とみなし、パルス管常温部の圧力 P_{pt} とバッファタンク出入口の圧力 P_{bf} を測定し、式 (3) を用い、イナータンス管内部のガス変位 X_{it} を算出する．

$$P_{pt} - P_{bf} = \left(L_{it} \cdot \frac{d^2 X_{it}}{dt^2} + R_{it} \cdot \frac{dX_{it}}{dt} \right) \cdot A_{it} \quad (3-A)$$

$$L_{it} = \frac{\rho_{it} \cdot \ell_i}{A_{it}} \quad (3-B)$$

$$R_{it} = \frac{8\pi \cdot \eta \cdot \ell_i}{A_{it}^2} \quad (3-C)$$

ここで L_{it} は慣性要素となり、 A_{it} はイナータンス管断面積、 ℓ_i はイナータンス管の長さ、 ρ_{it} はイナータンス管内部のガス密度である。 R_{it} は Hagen-Poiseuille の法則から求められる抵抗要素で、 η は作動流体の粘性係数である。

算出されたイナータンスの X_{it} をもとに、式 (4)、(5) によりパルス管内の仕事流を求める。 A_{pt} はパルス管断面積、 X_{pt} はパルス管常温部のガス変位である。

$$X_{pt} = \frac{A_{it} \cdot X_{it}}{A_{pt}} \quad (4)$$

$$W_{pt} = \oint P_{pt} \cdot A_{pt} \cdot dX_{pt} \quad (5)$$

Fig. 5 には、実験で得られた圧縮機、パルス管常温端ならびにバッファ入口部の圧力と圧縮機ピストン変位（片側圧縮機のみ）が示されており、この実験値を使ってパルス管内常温部の仕事流を算出する。

4. 損失分析による高効率化検討

4.1 損失分析（エネルギーフロー）

先にも述べたように、高温超電導デバイス実現化のためには、冷凍機の高効率化が鍵となる。そこで、試作機冷凍機内のエネルギーの流れを把握し、低温端温度 77 K における高効率化のための課題を抽出し評価検討を行う。

まずは、損失分析を行うにあたり、冷凍機内部のエネルギー流を算出する。冷凍機内部のエンタルピ流は、仕事流 W と熱流 Q の和であり式 (6) で表される。

Fig. 5 Graph of the pressure fluctuation and piston displacement.

$$H = W + Q \quad (6)$$

電気入力 3.8 kW は、圧縮機の冷却部からモータ内部の銅損と鉄損分として、熱量 $Q_{cp}=668$ W が放熱され、さらに圧縮機背圧側での損失仕事 $W_{cb}=140$ W が排熱される。

膨張器側へは、圧縮機から生成される仕事流として $W_{cp}=2883$ W が流入される。膨張器の各熱交換器で計測された熱量は、それぞれアフタークーラ $Q_{ac}=2609$ W、ホットエンド $Q_{he}=549$ W となる。アフタークーラから放熱される熱量は、エネルギーフロー線図をもとに、圧縮機から流入される仕事流から蓄冷器へのエンタルピ流を差し引いた値となる。このエンタルピ流は、蓄冷器の熱損失（静的な熱損失を含む）と考えることができ、式 (7) で求められる。

$$H_{re} = W_{cp} - Q_{ac} \quad (7)$$

測定結果から $H_{re}=274$ W の値が得られた。

さらに、**Fig. 5** の実験結果から計算したパルス管常温端仕事流は $W_{pt}=598$ W となり、ホットエンドからの冷却量から式 (8) によりパルス管を流れる熱流（個体壁からの静的な熱損失） Q_{pt} を計算した結果、

$$Q_{pt} = W_{pt} - H_{pt} \quad (8)$$

$Q_{pt}=49$ W が得られた。以上の各諸量の計算結果をエネルギーフロー線図としてまとめた図を **Fig. 6** に示す。

同図より、低温端熱交換器では外部から $Q_{in}=210$ W の熱負荷を吸熱し内部エネルギーが増加し、パルス管内で等エンタルピ状態となる。パルス管常温部からイナータンス管へ流入する仕事流は、最終的に摩擦によって消散されていることが理解できる。

Fig. 6 Energy-flow chart of the SPTC.

4.2 数値計算による損失分析の検証

これまでの試験結果と数値計算（熱音響理論）による結果を比較し実験による分析結果の定性的な理解を検証する．熱音響理論は、線形近似による計算のため、ガス変位振幅の大きなパルス管冷凍機などのような強制振動系の計算に適合するかどうか懸念される．また、吸放熱器において冷凍機内部ガスの径方向熱伝導を計算しているが、固体壁熱伝導と二次冷媒との熱交換（熱交換効率）を考慮していないために実験結果に対し差異が生じてしまう．しかし、冷凍機内部のエネルギー流を定性的に理解するためには非常に有意義な解析方法と考える．熱音響理論（Thermoacoustica）による数値計算は、Fig. 6 に示す実験結果から得られた圧縮機の境界における初期条件（圧力振幅、変位振幅、位相差）を入力することにより冷凍機内のエネルギー流を計算した⁶⁾．圧縮機仕事流の測定結果から位相差 θ_{pv} は式 (9) から算出した．

$$\theta_{pv} = \sin^{-1} \left(\frac{4 \cdot W_{cp}}{\pi \cdot P_{cps} \cdot X_{cps} \cdot A_{cp} \cdot f_o} \right) \quad (9)$$

P_{cps} は圧力振幅、 X_{cps} はピストン振幅とする．

Table 2 に計算条件、Table 3 には実機試験と計算結果が示されている．

同表より、エネルギー流の実験から得られた値と計算結果は、おおよそ近い値となっていることが確認でき試作機における損失分析の妥当性が検証される．

4.3 効率改善のための課題

得られた損失分析の結果から、蓄冷器内の損失（熱損失、摩擦損失）が冷凍能力低減に大きく寄与していると考えられる．膨張器内の仕事流に対する損失割合が Fig. 7 に示されている．同図より、蓄冷器の熱損失が膨張器仕事流の 46% を占めていることが分かる．

摩擦損失は、蓄冷器を通過する際の粘性抵抗による損失であり、流量が既知ではないので実験結果から直接出すことは困難となる．そこで、パルス管の仕事流 W_{pt} が常温側温度 T_h （＝圧縮機温度 T_{cp} ）とコールドヘッド温度 T_{ch} の比で、増幅された仕事量が摩擦損失の無い賞味の仕事量 W_{ei} と考え、式 (10)、(11) から簡易的に摩擦損失によるエネルギー量 W_{fi} を算出した⁷⁾．

$$W_{ei} = W_{pt} \cdot \left(\frac{T_h}{T_{ch}} \right) \quad (10)$$

$$W_{fi} = W_{cp} - W_{ei} \quad (11)$$

その結果、 $W_{ei}=2485$ W、 $W_{fi}=398$ W と計算され、先の蓄冷器熱損失と同様に、摩擦損失が過大であることが分かり、この値を低減するべく蓄冷材の改善を検討する必要性

Table 2 Simulation input parameter of compressor

Pressure amplitude		0.52 MPa
Piston displacement amplitude		14.6 mm
P-V phase		28.4 deg.
Temperature	Compressor	320 K
	Cold-head	77 K
	Hot-end	320 K

Table 3 Experiment results vs. simulation results

	Experiment results	Simulation results
W_{cp}	2883 W	2970 W
Q_{ac}	2609 W	2613 W
H_{re}	274 W	354 W
Q_{ch}	210 W	230 W
W_{pt}	598 W	592 W
Q_{he}	549 W	498 W
Q_{pt}	49 W	14 W

Fig. 7 Percent of the cooling capacity and energy loss in the SPTC.

があると考えられる．

本試験機におけるパルス管冷凍機は、位相制御機構にイナータンス管を使用しているため、そこに流れ込む分の仕事流を回収することができない仕組みとなっている．これに対しディスプレイサピストンを使用したスターリング冷凍機では、このパルス管常温部で消散される仕事流分を回収し高効率化が可能となる．

そこで本試作機における試験結果から、パルス管常温部に位相制御機構を併用した仕事回収ピストンを装着した場合の冷凍性能を簡易的に検討した⁸⁾． W_{pt} を全て回収したと仮定した場合の冷凍能力 Q_{st} は次式より計算される．

$$Q_{st} = \eta_{pv} \cdot (W_{cp} + W_{pt}) = Q_{ch} / W_{cp} \cdot (W_{cp} + W_{pt}) \quad (12)$$

η_{pv} は圧縮機仕事流 W_{cp} に対する冷凍能力効率である．

その結果、 $Q_{st}=254$ W、COP 0.067 となり効率は改善されるが、仕事だけを回収するだけでは最終的な目標値には至らない事が示唆される．しかし、実際は回収ピストンを

装着することにより作動ガスの流量が変わり各種損失のあり方が変わるので、この値以上になることも考えられる。

冷凍機効率の最適化を表す指標として次式によることが考えられる⁹⁾。

$$\eta_{ch} = \frac{W_{ch}}{m_{ch}} \quad (13)$$

この指標は、冷凍機低温部へと流入する作動流体の最大質量 m_{ch} に対する低温部での仕事流 W_{ch} との割合である。パルス管冷凍機では、基本的に系内のガスの流れをピストンの容積変動にて形成しているため、仕事流を増加させるためには、圧縮機から多くのガス流量を膨張器側へ投入することとなる。しかし、パルス管の存在のために、ガス量は増加し尚更この傾向は顕著となる。このような観点でスターリング冷凍機ではパルス管分の無効容積が存在せず、少ないガス流量で同等の仕事流を得ることができるためさらなる効率化が期待できる。

以上の分析結果から更なる効率の改善には、仕事を回収するための機構の付加ならびに存在する諸損失の低減が必要であり、最終目標の到達には冷凍方式の変更も検討の余地があると考えられる。しかし、膨張部における可動部品の存在は、冷凍機を長期使用する上での信頼性や振動の点で課題が残る。

5. おわりに

高温超伝導機器冷却用として、スターリング型パルス管冷凍機を試作した。インライン型膨張機における試作機の冷凍性能は、冷却温度 77 K 時に冷凍能力 210 W, COP 0.055 を得られたが、高温超伝導機器実用化のための将来的な目標となる COP 0.1 とは大きな乖離が見られた。そこで冷凍効率改善のため、冷凍機内部に生じるエネルギーフロー分析を行い、さらに Thermoacostica を使用し得られた値の妥当性を確認した。その結果、蓄冷器損失（熱損失、摩擦損失）が内部損失の多くを占めていることを確認し、今後の改善箇所を明確化した。また分析結果からパルス管冷凍機で消散される仕事流を回収した場合の冷凍能力を検討し、現行方式での最大冷凍効率を試算した。今後さらなる効率改善を行い、高温超伝導デバイスへの実機搭載を目指す。

本研究を行うにあたり、多くの助言ならびにご支援を頂きました日本大学 山本寛教授に心より感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 佐藤謙一：「高温超伝導技術・過去・現在・未来」、SEI テクニカルレビュー177号 (2010)
- 2) K. Nakano and Y. Hiratsuka: “Development of high power Stirling-type pulse tube cryocooler for HTS devices”, Abstracts of CSSJ Conference **86** (2012) 82
中野恭介, 平塚善勝：「高温超伝導用スターリングパルスチューブ冷凍機の開発」, 第 86 回 2012 度秋季低温工学・超電導学会講演概要集 (2012) 82
- 3) A.H. Orlowska: “Shuttle heat transfer,” ICEC **11** (1986) 285-289
- 4) T. Ki and S. Jeong: “Separation of pulse tube losses based on measurement of energy flow and computational fluid dynamics analysis,” Cryocoolers **17** (2012) 161-168
- 5) N. Okuyama, Y. Hiratsuka and K. Hamaguchi: “Effect of regenerator entrance shape on performance of compact pulse tube cryocooler,” JSME **78** (2012) 1798-1809
奥山 昂, 平塚善勝, 濱口和洋：「小型パルス管冷凍機の蓄冷器出入口形状が冷凍性能に及ぼす影響」, 日本機械学会論文集 (B 編) **78** (2012) 1798-1809
- 6) 富永 昭：「熱音響工学の基礎」, 内田老鶴圃, 東京 (1998)
- 7) M. Ono, K. Yamada and S. Fujimoto: “Performance analysis of free-piston free-displacer Stirling cryocooler”, 5th Thermal Engineering Symposium (1992) 54-55
大野正雄, 山田勝彦, 藤本 悟：「フリーピストンディスプレーサースターリング冷凍機の性能分析」, 日本機械学会第 5 回熱工学シンポジウム講演論文集 (1992) 54-55
- 8) 松原洋一：「パルス管冷凍機の誕生と変遷」, 国際超伝導産業技術研究センター 超電導 Web21 (2003)
- 9) 荻原宏康：「低温工学概論」, 東京電機大学出版局, 東京 (1999) 176-180

中 野 恭 介 1983 年 9 月 5 日生。2006 年明治大学理工学部機械工学科卒業。2008 年同大学院理工学研究科修士前期課程（機械工学専攻）修了。2008 年住友重機械工業株式会社技術研究所勤務。主に小型極低温冷凍機の研究開発に従事。低温工学・超電導学会、日本機械学会会員。

平 塚 善 勝 1963 年 5 月 2 日生。1989 年明治大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程修了。2004 年大阪市立大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。1989 年ダイキン工業株式会社に勤務。現在住友重機械工業株式会社に勤務し、主に小型極低温冷凍機の研究開発に従事。低温工学・超電導学会、日本機械学会会員。博士（工学）。