クライオクーラ [5]

— 極低温冷凍機の基礎 —

松原 洋一

Cryocooler [5]

— Fundamental Review of Cryogenic Refrigerators —

Yoichi MATSUBARA

Synopsis: Part V of this study covers the basic characteristics of pulse tube coolers. In the first section, energy flow concepts are reviewed using graphical representations. Three different categories of the cooling effect obtained by flow oscillations without having a solid expansion piston are described based on the phase difference between the pressure and gas displacement within the system. In the second section, numerical calculations for different types of pulse tube coolers are performed to clarify the loss mechanisms. Consequently, the method of thermodynamic efficiency improvement is discussed.

Keywords: cryocooler, regenerator, Gifford-McMahon cycle, Stirling cycle, pulse tube

(前回²⁹⁾までのあらまし)

第1回、第2回はGM冷凍機、第3回、第4回はスターリング冷凍機を取り上げ、その基本構造や動作原理を述べると共に、主要構成要素の機能と特性評価方法を検討してきた。特に基本構成要素のひとつである蓄冷器については、エンタルピー流、仕事流、熱流（エントロピー流）などのエネルギー流の概念を用いて冷凍機の熱力学的効率に与える影響を調べてきた。さらに各構成要素の適切な組み合わせによって%カルノーがどのように向上するか具体例をもって検討してきた。今回はパルス管冷凍機を取り上げるが、これらの評価方法を用いて、その基本特性とGM冷凍機やスターリング冷凍機との類似性について述べる。

なお、図、表、式の番号は前回から継続した値を用い、要所で参照することを了解していただきたい。

(お詫びと訂正：第1回 p345 右段4行目(誤) $T_{re} = (T_a - 3T_e)/4$ 、→ (正) $T_{re} = (T_a + 3T_e)/4$ 。第3回 p6 左段1行目(誤) 蓄冷材、→ (正) 蓄冷器。同 p7 の Fig.38 (誤) G、→ (正) Γ 、(誤) L、→ (正) Λ 。)

4. パルス管冷凍機

パルス管冷凍機（パルスチューブ冷凍機、パルスチューブクーラ等とも呼ばれ、PTR、PTC で略記されることもある）はGM冷凍機の発明者である、W. E. Gifford が1963年に始めて発表したときに用いた名前に由来している³⁰⁾。彼は、一端を閉じた管の他端から気体をパルス的に出し入れするとき、管壁にそった熱輸送現象が発生することを見出し、その現象を巧みに冷凍機に応用し、その管をパルス管と名づけた。しかし、現在生産されているパルス管冷凍機は、確かにこの流れを汲んではいるものの、その動作原理は全く異なるものになっており、外見上は前出のGM冷凍機やスターリング冷凍機と酷似しているものが多い。

そのひとつのきっかけになったのは1984年にE. L. Mikulin（露）によって提案された方式で、上述のパルス管の閉端に細孔を設け、ある程度の容積を持った容器に接続する、という構造になっている³¹⁾。現在はこの方式はオリフィス型パルス管冷凍機（Orifice pulse tube cooler）と呼ばれ、その後この方式の改良型が幾つか提案されてきている。ここでは歴史的背景にはあまりこだわらずに、むしろGM冷凍機やスターリング冷凍機との類似性や、その効率の評価方法等について調べていくことにするが、動

Received June 4, 2007

高エネルギー加速器研究機構

〒305-0801 茨城県つくば市大穂1-1

High Energy Accelerator Research Organization (KEK)

1-1 Oho, Tsukuba, Ibaraki 305-0801, Japan

E-mail: cryo@nifty.com

Fig. 65 Schematic model of energy flow within a tube.

作原理の理解を深めるために振動流におけるエネルギー流の概念について簡単な説明を加えておく。

4. 1 振動流体のエネルギー輸送能力³²⁾

Fig. 65 のように断面が一樣な円管の両端に、ある周波数で同期調和振動しているピストンを設ける。管内には一定量の流体（理想気体）が封入されている。ピストンは仮想的なものであって、軸方向に振動する気体の位置を表しているものと捉えてよい。

一般に、例えば左のピストンに仕事 W_{in} を加えれば、右のピストンから W_{out} の仕事を取り出せるであろうことは感覚的にでも理解できよう。さらに途中の管内で摩擦や伝熱による損失がなければ、 $W_{in}=W_{out}$ となるであろうことも理解できる。以下、このエネルギーの流れをもう少し定量的に調べてみる。

調和振動するピストンで囲まれた空間内の圧力は調和振動ではないが、以下、表記を簡単にするため調和振動近似を用いる。さらに径方向の分布を無視し、位置 x での軸方向振幅 x_a の気体と圧力との位相差を φ とし、

$$x = -x_a \cos(\omega t + \varphi) \quad (161)$$

$$P = P_0 + P_a \sin(\omega t) \quad (162)$$

において位相差が仕事流に与える影響を考える。ここで P_0 : 平均圧力、 P_a : 圧力振幅、 f : 周波数 ($\omega = 2\pi f$)。

1) 管内気体が断熱過程（壁との熱伝達が無視できる場合）で、流れに基づく摩擦が無視できる場合。

はじめに $\varphi=0$ の場合を考える。 Px の時間変化はそれぞれ Fig. 66 (a) のようになり、気体は Px 平面上で図(b)のように時計周りの軌道を示す。図から明らかなように

$\left| \int_a^b P dx \right| = \left| \int_b^a P dx \right|$ であり、仕事の流れとして、

Fig. 66 Basic expression of work flow in the case of $\varphi=0$.

Fig. 67 Entropy and enthalpy flow of the adiabatic process with $\varphi=0$.

$$\langle W \rangle = f A \oint P dx \quad (163)$$

を定義すれば、 $dx = -x_a (-\sin(\omega t - \varphi)) d(\omega t)$ より、

$$\sin(\omega t) \sin(\omega t - \varphi) = \frac{1}{2} \{ \cos(\varphi) - \cos(2\omega t - \varphi) \} \quad (164)$$

であるから周積分の結果、第2項が落ちて、

$$\langle W \rangle = f \pi P_a A x_a \cos(\varphi) = f \pi P_a A x_a \quad (165)$$

を得る。これは短・長半径を $P_a x_a$ とする楕円の面積と周波数との積に相当し、仕事の流れの向きは x の増大する方向である。

一方この流体の動きを TS 線図上で現せば、断熱過程であるから Fig. 67 (a) のような温度変化を示す。これを流体の動きに注目して Sx 平面上に書き直すと図(b)のようになり、この過程ではエントロピーの流れが存在していないことを示している。

次に温度変化を Tx 平面で見ると図(c)のようになり、 Hx 平面上に書き直すと図(d)が得られる。すなわち仕事流と同様の考え方で、エンタルピー流が存在し、その流れの向きは仕事流と同じ x の増大する方向であることが示されている。このエンタルピー流の大きさは、以下のようにして求めることができる。

$$\langle H \rangle = f \oint d(mh) \quad (166)$$

で現せば、理想気体のエントロピー変化は、

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (167)$$

において $ds=0$ であるから、 $\frac{dP}{dT} = \frac{c_p}{R} \frac{P}{T}$ よりエンタルピーの流れは、

$$\begin{aligned} \langle H \rangle &= f \oint d(mh) = f \oint d(mc_p T) = f \oint \frac{mRT}{P} dP \\ &= f \oint V dP = -f \oint P dV \end{aligned} \quad (168)$$

となる。ここで V と x との関係は $V = -Ax$ であるから、断熱過程のエンタルピー流は上の Px 平面上に示された仕事流と同じ大きさと方向になっていることがわかる。これはエンタルピー流が仕事流成分のみを持っていることを示している。

一方 $\varphi = \pi/2$ の場合には、以上と同様な考察から Fig. 68 (a)~(d) で示されるように、いずれも有効なエネルギーの流れが存在しないことが分かる。 $\varphi = -\pi/2$ の場合にも位置 a と b とが入れ替わるだけでやはりいずれのエネル

Fig. 68 Energy flows of the adiabatic process in the case of $\varphi = \pi/2$.

ギー流も存在しない。熱音響理論では、このような圧力と変位が同位相および逆位相の状態を定在波(standing wave)と呼び、任意の位相においても、この同位相成分を定在波成分と呼ぶ。同様に $\varphi = 0$ に対応する成分を進行波成分(progressive wave component)と呼ぶ。すなわち仕事は進行波成分によって運ばれている、と表現することができる。冷凍機或いは膨張機としては、 $-\pi/2 < \varphi < \pi/2$ の範囲にあることが必要で、特に $\varphi \approx 0$ の場合は後述のオリフィス型以後のパルス管冷凍機の動作原理となっており、このような断熱的な管をパルス管と呼んでいる。

2) 管内流体と管壁との熱交換を考慮した場合。

流体要素と管壁との熱交換は主に流速の遅い領域で促進される。(161)式を流速で現せば、

$$\frac{dx}{dt} = v = v_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (169)$$

であるから、流速を縦軸に熱伝達の模様を図示すれば、**Fig. 69 (a)**のように流れの方向が逆転する領域で壁との熱交換が起こるので、位置を縦軸にした**(b)**で示せば変位の両端付近に伝熱領域があると解釈することができる。

$\varphi = \pi/2$ で初期状態として壁に温度勾配がない場合で、

Fig. 69 Enhancement of heat transfer.

Fig. 70 Heat transfer effect in the case of $\varphi \approx \pi/2$

Fig. 71 Entropy flow and local refrigeration cycle of the non-adiabatic process in the case of $\varphi \approx \pi/2$.

Fig. 72 Non-adiabatic process (regenerator). in the case of $\varphi \approx 0$

もし、壁との熱伝達を無視すれば圧力振動に伴う温度振動は**Fig. 70 (a)**のようになるが、無視できない場合には温度振動によって生ずる壁との温度差が、流速の遅い領域で大きくなるため、その付近で伝熱が促進され**(b)**のようになる。管壁の温度は破線で示してある。その結果、 x の増大方向に熱輸送効果が生じ、管壁に温度勾配が発生し**(c)**のようになる。ここでエントロピーの変化に注目すると、**Fig. 71 (a)**のようになり、 x の増大する方向にエントロピー流の発生していることが認められる。ちなみに TS 線図上では**(b)**のように反時計まわりの軌道を示し、振動する気体それ自体が局所的な冷凍サイクルを示していることに注目したい。

一方、 $\varphi \approx 0$ の場合には、**Fig. 67 (c)**を参考にすれば、位置 a の付近で気体が温度上昇するので a から b に向かう前半で壁に熱を与え、 b の付近で温度降下するので b から a に向かう前半で壁から熱を吸収する。これを繰り返す結果**Fig. 72 (a)**のように壁に破線のような温度勾配が生ずる。 a 点直後の放熱でエントロピーが減少し、 b 点直後の吸熱でエントロピーが増大するので**(b)**のように x の減少する方向、すなわち温度の高い方向にエントロピーの流れが発生する。 TS 線図上で見れば $\varphi \approx \pi/2$ の場合と同様に局所的な冷凍サイクルになっている。ただし、温度勾配とエントロピー流の向きが異なることに注目したい。特にこの熱伝達効果を高めるために目の細かい金網を管内に挿入したものが蓄冷器に他ならない。

3) $\varphi \approx 0$ を基本とする冷凍機

そこでまず、 $\varphi \approx 0$ において熱伝達効果の大きい空間

Fig. 73 Schematic expression of the cooling effect at the boundary of the regenerator and pulse tube in the case of $\varphi \approx 0$.

(蓄冷器)と断熱空間(パルス管)とを Fig. 73 (a)のように組み合わせて Fig. 65 と同様に仕事流をあたえると、はじめに $T_e = T_a$ で粘性損失の無い系を考えれば、Fig. 66 (b)のような $W_{in} = W_{out} = \langle W \rangle$ なる仕事の流れがある。

蓄冷器のように熱伝達表面積が著しく大きく、比熱の大きい固体が充填されている場合には、Fig. 11 のところで説明されているように、そこで振動している気体の温度は隣接する固体(蓄冷材)温度に漸近するので、長手方向に大きな温度勾配があっても特定点を通過する気体の温度はほとんど振動していない。そこでパルス管部分を断熱空間と呼ぶように、蓄冷器部分を局所的な等温空間(Isothermal region)と呼ぶ。

理想的な等温空間であれば、Fig. 72 (a)で a, b 間を振動している気体温度は壁温度(この場合は蓄冷材温度)にそって振動するから破線と同じ直線上で振動する、つまりエンタルピー流はゼロである。しかし熱の出入りがあるのでエントロピー流は保存され Fig. 72 (b) (c)は同じ傾向を持つ。

ここで一定質量 m の熱流 $\langle Q \rangle$ を、 $\langle Q \rangle = f \oint T d(ms)$ で現せば、(167)式において $dT=0$ すなわち $\langle H \rangle = 0$ であるから、(168)式と同様な展開で、

$$\langle Q \rangle = -f \oint V dP = f \oint P dV \quad (170)$$

の関係が得られる。つまり熱流と仕事流とは大きさが等しく、その流れの向きが異なっているので、Fig. 73 (b)左側のように示される。一方断熱空間では(168)式が成立しており $ds=0$ すなわち $\langle Q \rangle = 0$ だから(b)右側のように表現できる。その結果、両者の境界面では必然的にエンタルピーの

Fig. 74 Energy flow patterns in the case of $\varphi \approx \pi/2$ (fundamental model of basic pulse tube).

ギャップが生じ、それを埋めるべく外部から熱を加えることによりエントロピーを増大させることが境界面の温度 T_e を T_a に等しく保つために必要となっている。したがって、もし外部からの入熱がエンタルピー差より少なければ境界面温度 T_e は降下していく。その結果

$$\frac{W_e}{W_a} = \frac{T_e}{T_a} \quad (171)$$

の関係が成立するように W_e が低下し、Fig. 73 (c)のようなエネルギーバランスを示すようになる。ここで理想的には W_a は W_{in} に等しく、 W_e は温度 T_e で境界面を通過する仕事流であり、図から明らかなように温度 T_a での W_{out} にも等しい。これが $\varphi \approx 0$ が成立するような状況でのパルス管冷凍機の冷凍発生機構になっており、Mikurin 以後のパルス管冷凍機はこれに該当している。

4) $\varphi \approx \pi/2$ を基本とする冷凍機

次に $\varphi \approx \pi/2$ が成立するような状況で Fig. 73 (a)のような構成を与えたときのエネルギー流バランスを考える。 $\varphi \approx \pi/2$ を成立させるひとつの方法として図右側のピストンを排除し、そこを固定壁によって閉端にする。その結果パルス管内での気体の変位と圧力変動に基づく温度変動との関係は Fig. 70 (a)のようになり管壁との熱伝達によって(c)のような壁面の温度勾配が発生し、Fig. 71 (a)のような熱輸送が起こる。Fig. 74 は、全体のエネルギー流の模様を図示したもので、温度 T_e の低温端での吸熱はパルス管と蓄冷器の両方に向かって流出していることが特徴である。この方式は W. E. Gifford が最初に発明したパルス管冷凍機の基本原理となっており、現在ではこれを Basic Pulse Tube (BPT) と呼んでいる。

Fig. 75 Energy flow patterns for $\phi \approx -\pi/2$.

5) $\phi \approx -\pi/2$ を基本とする冷凍機

この方式は、一般にパルス管冷凍機とは呼ばず熱音響冷凍機(Thermo acoustic cooler)あるいは共鳴管冷凍機と呼ばれている³³⁾。広義な解釈では熱音響冷凍機の中にパルス管と共鳴管との両者を含ませる場合もある。Fig. 75はこの方式を模式的に表現したもので、図右側のピストンは変位はしているものの仕事の授受は無いことが特徴的であり、左側のピストンが与える振動周波数に対し、単純にバネ・質量系で共振状態にあればよいことを意味しており、仕事流は図 (b) のように示される。

したがってパルス管内の圧力と変位との関係は Fig. 75 (c) のように定在波振動しているが、蓄冷器の内部では左から右に向かう点線のような仕事流があり、減衰しながら蓄冷器出口でゼロになる。ただしここで使われる蓄冷器は、いわゆる効率の良いものではなく、熱伝達表面積が不十分なために気体の温度振動が残されているような構造であることが必要である。その気体の温度振動は図 (d) のようになり a 点で放熱し、b 点で吸熱するから蓄冷材に温度勾配が生じ、(e) のような b 点から a 点に向かうエンタルピー流が発生する。また a 点では放熱によってエントロピーが減少し、b 点では吸熱によってエントロピーが増大するので、(f) のようなエントロピー流があり、(b) のような熱流が発生することになる。このような機能を持つ蓄冷器を一般の高効率蓄冷器と区別する意味でスタック(stack)と呼んでいる。このスタックの機能は $\phi \approx \pi/2$ におけるパルス管(BPT)の機能とよく類似しているが仕事流の向きのみが異なっている。さらに BPT ではパルス管は完全な断熱管ではなく、管壁に温度勾配があり、その温端で放熱させる必要がある。一方、共鳴管冷凍機のパルス管部分は完

全断熱でよく、熱流も無いので右端に熱交換器を設ける必要がない。右側のピストン部分の温度は T_e であっても良く、また安定に温度勾配が保たれれば、 T_a であっても良い。以下 $\phi \approx 0$ 、 $\phi \approx \pi/2$ 、 $\phi \approx -\pi/2$ それぞれの具体例を検討する。

4. 2 オリフィスパルス管冷凍機の動作原理

$\phi \approx 0$ の最も単純な構成にオリフィスパルス管 (Orifice pulse tube, OPT) 冷凍機があり、Fig. 76 のような基本構成を持っている。(a) は GM 型と呼ばれるが、その基本構成は Fig. 30 の気体圧制御型ソルベイ冷凍機から膨張ピストンのみを取り外した形をしている。一般にソルベイサイクルを用いていても外見上は GM サイクルによる冷凍機とほとんど変わらないので GM 型と呼ばれるようになったと思われる。(b) はスターリング型 (St 型) と呼ばれるが、これも Fig. 56 の共鳴型膨張ピストンを取り除いた形をしている。いずれの場合も固体ピストンを持たないシリンダー部分をパルス管と呼ぶ。

このパルス管内の気体は(a)ではバルブの切り換え操作によって、(b)では圧縮ピストンの往復動によって左右に振動する。その振幅が極端に大きくなければ一部の気体は図に示した破線部分のように常にパルス管内に滞在しており、この部分は圧力によって伸び縮みはするものの固体ピストンと類似の作用をすることからガスピストンと呼ぶ。一般にソルベイや GM 冷凍機では運転周波数が低い慣性力を必要としないピストンを用いているのに対し、スターリング冷凍機の膨張ピストンは共鳴型なので慣性力を考慮している。しかしここでのガスピストンはいずれの場合も気体の慣性力は無視できるほど小さいとする。動作状況を把握するための計算式は、(a)、(b)に共通な部分では、

$$\frac{dm_r}{dt} = C_r (P_1^2 - P_2^2) \quad (172)$$

$$\frac{dm_b}{dt} = C_o \sqrt{P_2^2 - P_b^2} \quad (173)$$

であり、圧力に関しては、

Fig. 76 A schematic drawing of orifice pulse tube coolers. (a) GM-type, (b) Stirling-type.

$$P_b = \frac{Rm_4T_a}{V_b} \quad (174)$$

$$P_2 = \frac{R(m_2T_e + m_3T_a + m_pT_p)}{V_{hxe} + V_{pt} + V_{re}T_e/T_{re}} \quad (175)$$

$$P_1 = \frac{Rm_1}{V_a/T_a + V_{ra}/T_{ra}} \quad (176)$$

の中で GM 型の場合は $m_1 = m_{10} + m_h - m_l - m_r$ を用いる。

m_{10} は圧力 P_1 領域の初期質量であり、 m_h は B_1 から吸入される質量、 m_l は B_2 から吐出される質量、 m_r は P_2 領域に流出する質量である。スターリング型の場合には、

Fig. 77 Pressure profiles and PV-diagrams at both ends of the pulse tube. (a) GM-type OPT, (b) St-type OPT, (c) GM-type DPT, (d) St-type DPT

Table 6 Comparison of energy flow and efficiency for different operating modes.

		W_{in}	W_e	Q	%Carnot (%)	
					W_e/W_{in}	Q/W_{in}
(a)	GM-OPT	2499	110.7	89.4	16.0	12.9
(b)	St-OPT	1998	182.2	3.14	33.0	0.57
(c)	GM-DPT	1638	100.3	97.4	22.2	21.5
(d)	St-DPT	2147	230.3	146.5	38.8	24.7

$V_a = V_{a0} - V_{a1} \sin(\omega t)$ を用い、 $m_1 = m_{10} - m_r$ である。 P_2 領域は、ガスピストン内の質量 m_p が変化しないことを利用して、 $m_2 = m_{20} + m_r$ と $m_3 = m_{30} - m_b$ とに分離して求められる。

m_{20} はガスピストンの低温側、 m_{30} は室温側の初期質量である。計算手順は、はじめに任意のガスピストンの容積と初期位置とを与え、ピストン両端がそれぞれ熱交換器に接するまで初期値を変化させ、与えられた誤差範囲内に収束したときの値で各エネルギー流を算出する。圧力波形の計算結果を **Fig. 77** に示す。(a)は GM 型で $f=4$ [Hz]、 $P_h=2.0$ [MPa]、 $P_l=1.0$ [MPa]、 $V_{pt}=200$ [cm³]、(b)はスターリング型の場合で封入圧力 $P_0=2.0$ [MPa]、 $f=50$ [Hz]、 $V_{pt}=50$ [cm³]を用いた。いずれも蓄冷器とその両端の熱交換器は **Table 3** の値を用いている。図右側はパルス管内の PV 波形で、左は蓄冷器からパルス管に流入する気体の軌道から求めたもの、右はオリフィスを出入りする気体の軌道から求めたものであり、両者の間にある空間がガスピストンを構成していることになる。

主要な仕事流は **Table 6** にしめす。GM 型 OPT の場合、つまり **Fig. 76 (a)** の場合は **Fig. 30** のソルベイ冷凍機に類似の結果が得られており、ガスピストンが充分固体ピストンの役割を果たしていることが示されている。もちろん、ガスピストンは径方向に均一で、軸方向にのみ乱れずに往復動しているという条件は必須である。(b)のスターリング型 OPT の場合も同様であるが、GM 型と比較すると蓄冷器のエンタルピー流を差し引いた冷凍量 Q に対する %カルノーが著しく低下している。その理由は圧力波形から明らかなように圧縮比が 1.2 程度しかなく、**Fig. 43** ですでに議論したように低圧縮比に基づく蓄冷器内のエンタルピー流の増加に起因しているものと考えられる。

4. 3 その他の位相制御機構

以上の考察により、スターリング型 OPT の最低到達温度は 60 [K]程度であると考えられ、より低温を効率よく得るために更なる改良が必要とされた。**Fig. 78** は 1988 年ごろから開発された代表的な方式で、GM 型には (a)ダブルインレット³⁴⁾、(b)4 バルブ³⁵⁾、(c)アクティブバッファ³⁶⁾方式などがあり、St 型では (d)ダブルインレット、(e)室温膨張機 (warm expander)、(f)室温ディスプレイサ (warm displacer) などがあり、いずれも第 3 世代の位相制御法と呼ばれている³⁷⁾。

なぜ、このような方式にすると効率がよくなるのか、ダブルインレットの場合を例に検討してみる。**Fig. 78 (c)(d)** はそれぞれ GM 型 (a)、St 型 (b) のオリフィス方式をダブルインレットにした場合の計算結果である。単純なオリフィス方式との違いは単に蓄冷器の温端とパルス管の温端とを流路係数 C_d のバイパス弁 (流路抵抗は蓄冷器とほぼ同程度である) 等で接続してあるだけであるが、その効果はパルス管内の PV 波形の変化として現れている。(161)、(162) 式の線形近似で表現すれば、パルス管温端で $\varphi \approx 0$ か

Fig. 78 Alternatives for orifice pulse tube coolers. (a) Double-inlet, (b) four valve and (c) active buffer for GM-type PCT; and (d) double-inlet, (e) warm expander and (f) warm displacer for Stirling-type PCT.

ら $0 > \phi > -\pi/2$ に変化している。低温端での位相はパルス管容積の影響で多少小さくなってはいるが、それでも $\phi \leq 0$ を示している。

蓄冷器の非効率を最小にするためには蓄冷器内でのエンタルピー流を最小にする必要があった。このエンタルピー流は蓄冷器を通過する流量に比例しているので、単位流量当たりの仕事流を最大にすることが望ましい。ダブルインレット方式におけるバイパス弁の役割は、この位相を最適化させることにより、単位流量当たりの仕事流を最大にさせるところにある。視覚的には低温端における PV の波形が Fig. 77(c)(d) のようにやや左に傾く程度になればよい。Table 3 に示した蓄冷器を用いた場合で全系の仕事流を見てみると Fig. 79 のようになり、バイパス弁を通過する仕事流の向きは、蓄冷器温端からパルス管温端に直接向かっており、バイパス弁での仕事損失は、蓄冷器の流路抵抗による仕事損失と同程度になっている。

入力仕事、膨張仕事、冷凍量の関係は、オリフィス開度やバイパス弁開度によって異なり、Fig. 80 のようにそれぞ

Fig. 79 Energy flow balance of double-inlet pulse tube cooler. (The value in parentheses shows the work loss (watt) in each element.)

Fig. 80 Effect of orifice opening rate.

(a) Simple orifice mode ($C_d=0$) and

(b) Double-inlet mode ($C_o=10$).

れの最適値が存在する。しかし理想的な可逆冷凍サイクルと比較するならば、ダブルインレット方式にはオリフィスおよびバイパス弁における本質的な仕事損失のため可逆サイクルとは成りえない。さらに構造的には、従来のように蓄冷器をディスプレーサに内蔵させて小型化を図ることや、パルス管より一桁近く大きなバッファ容積を必要とすることなどの欠点もある。小型化を阻害する最大の要因であるバッファ容積は、4バルブ方式、Fig. 78 (b)、を採用することにより解決できる。バッファ容積が無くても4個のバルブとその流路抵抗の最適化を図ることにより理想的な PV 波形を実現させることができるが、仕事損失の程度はダブルインレット方式とさほど変わらない。Fig. 78 (c) のアクティブバッファ方式は、この仕事損失を低減させるために開発されたもので、複数個のバッファ容積が必要なため小型化は阻害されるものの %カルノーの向上が望まれる場合に向いている。

パルス管冷凍機で基本効率の最もよい方式は Fig. 78 (e) の室温膨張機あるいは (f) の室温ディスプレーサ方式であろう。現実には膨張機による仕事回収は著しく困難なので、ディスプレーサ方式が最も望ましいことになる。Fig. 79 の場合と同じ蓄冷器を使用した場合の計算例を Fig. 81 に

Fig. 81 Energy flow balance of a displacer type pulse tube cooler.

示す。特にディスプレーサを通過する仕事の向きに注目したい。ダブルインレットの場合とは逆になり、膨張仕事が回収されて実質入力仕事の減少に寄与している。 W_{in} に対する%カルノーは65%になるが、ここでは理想的な損失のないディスプレーサで計算しているので損失の主要因は蓄冷器内での圧力損失によっている。

しかしディスプレーサ方式が如何に効率が良いとしても可動部品の増加は望ましくない場合もある。一方、パルス管内のガスピストンが固体ピストンと同等な役割をしていることを考えれば、この図(c)や(f)の方式にも同様な考え方が適用できる。ただしパルス管の場合には気体の慣性力を考慮する必要が無かったが、この場合にはFig.58やFig.60の例からも推測できるように、気体の慣性力を利用しないと実現できない。イナータンスチューブ方式の位相制御系は、このような観点から発展してきたもので、Fig. 78 (e)に相当し、**Fig. 82 (a)**のように、OPTのオリフィスを細長い管に置き換えた構造になる。管内の気体の慣性力を利用するので、この管のことを特にイナータンスチューブと呼んでおり、管径と長さの選定で、最適動作周波数と冷凍量との関係が求められる。Fig. 82 (b)はFig. 78 (f)に相当する方式で、一般に進行波型熱音響冷凍機とも呼ばれている。図(a)におけるイナータンスチューブの役割は、圧力と気体の変位との位相を最適化させると同時に、管壁との摩擦によって仕事を吸収させ、パルス管内に必要な仕事流

Fig. 82 Phase-shift mechanism utilizing the momentum force of the working gas.
(a) Resistive inertance tube with a buffer volume, and (b) pure inertance tube as a feedback loop of work flow (white arrows indicate the work flow direction).

を発生させるところにあるが、図(b)におけるイナータンスチューブでは仕事流の減衰は極力避ける必要があり、求められる機能は図(a)のものとは異なっている。減衰の少ない位相制御系を実現させるための空間（コンプライアンス）を挿入させてある。また図(b)では、圧縮ピストンの位置がイナータンスチューブとコンプライアンスとの間にあるが、パルス管とイナータンスチューブとの間に移動させても差し支えない。

Fig. 82 (b) の方式は可動部も少なく最も理想的な構成のように思われるが、蓄冷器とパルス管とを循環する流量成分の発生する可能性を秘めており、未だ開発課題が残されている。

(以下、第6回に続く)

参 考 文 献

- [1]～4) 第1回〔低温工学 **41** (2006) 351-358], 5)～12) 第2回〔低温工学 **41** (2006) 420-427], 13)～22) 第3回〔低温工学 **42** (2007) 2-9〕参照]
- 29) 松原洋一:「クライオクーラ [4] 一極低温冷凍機の基礎」, 低温工学 **42** (2007) 74-81
- 30) W.E. Gifford and R.C. Longworth: "Pulse tube refrigeration," Trans. ASME, J. Eng. Ind. **86** (1964) 264-268
- 31) E.L. Mikulin, A.A. Tarasov and M.P. Shkrebyonock: "Low temperature expansion pulse tube," Adv. Cryo. Eng. **29** (1984) 629-637
- 32) 「低温工学概論」, 東京電機大学出版局, 東京 (1999) 150-155
- 33) (社)低温工学協会 編:「超伝導・低温工学ハンドブック」, オーム社, 東京 (1993) 202-206
- 34) S. Zhou, P. Wu and Z. Chen: "Double inlet pulse tube refrigerators: An important improvement", Cryogenics **30** (1990) 514-520
- 35) Y. Matsubara and A. Miyake: "An alternative methods of the orifice pulse tube refrigerator," Proceedings of 5th International Cryocooler Conference, Naval Postgraduate School, Monterey (1988) 127-135
- 36) S. Zhou, Y. Kakimi and Y. Matsubara: "Investigation of active-buffer pulse tube," Cryogenics **37** (1997) 461-471
- 37) 富永 昭:「熱音響工学の基礎」, 内田老鶴園, 東京 (1998) 22-23

第1回～第4回の掲載内容

	図番号	表番号	文献番号	章番号	掲載号・頁	訂正掲載号
第1回	1-15	1	1-4	1-2.3	41巻8号 351-358	41-10 42-1,6
第2回	16-31	2	5-12	2.4-2.9	41巻10号 420-427	
第3回	32-46	3	13-22	3-3.5	42巻1号 2-9	42-6
第4回	47-64	4-5	23-28	3.6-3.7	42巻3号 74-81	

この基礎講座の内容に関する疑問、質問等を受け付けています。
編集部 (teion@capi.or.jp) までご一報ください。