パルス・チューブ冷凍機

柳 井 正 誼

大阪酸素工業株式会社研究部 大阪市西淀川区野里東 4-94

(1968 年 8 月 13 日受理)

Pulse-Tube Refrigerator

Masayoshi YANAI

R/D Department, Osaka Oxygen Industries, Ltd., 4-94 Nozatohigashi,
Nishiyodogawa-ku, Osaka-shi

(Received August 13, 1968)

Pulse Tube Refrigeration is a new refrigeration method which was conceived by W. E. Gifford in 1961.

This refrigerator can make a low temperature without any mechanical devices, actually, a temperature of 26°K has already been achieved with a LN₂ cooling single stage refrigerator and a 43°K with 4 stage refrigerator.

The interest in the method is due to the fact that, though the phenomenon is very complex and difficult to analyze, the equipment of a Pulse Tube Refrigerator can be very small and simple.

The notes that have been assembled here try to give a basic understanding of the surface heat pumping mechanism, its characteristics, advantages and limitations.

These should provide enough information for making a decision regarding the development of Pulse Tube Refrigerator.

1. 緒 言

パルス・チューブ冷凍法は, Gifford-McMahon cycle で, よく知られる Syracuse 大学の W. E. Gifford が 1961 年に発案し, 1963 年に初めて発表した, 非常に新しい, 独創的な冷凍法である。

この冷凍法は密閉された管に, ガスを入れたり, 出したりするという, きわめて簡単なメカニズムによって低温を生成することができる, ということで脚光をあびた。しかし, この冷凍法の基礎になっている, S. H. P. 機構 (Surface Heat Pumping Mechanism) が気体の非平衡状態における特性を利用していることから, 熱解析が非常に難解であり, その後, W. E. Gifford, R. C. Longsworth^{1)~4)} のグループをはじめとして, Newark 大学の M. T. Levy, P. Hrycak⁵⁾⁶⁾, MIT の J. W. Colangelo, E. E. Fitzpatrick, S. N.

Rea, J. L. Smith, Jr⁷⁾, ETH の M. Rauh⁸⁾, 東京大学の大島恵一, 松原洋一, 久保喬⁹⁾, 等々によって, 実験結果, 解析結果が報告されているが, それらは, 考え方はもとより評価についても, 必ずしも一致していない。しかし, Gifford, Longsworth のグループは, すでに 4 段冷凍機で 43°K, LN₂ 冷却式 1 段冷凍機で, 26°K という低温を得ており, その解析の方法, 結果も非常に秀れていると思われる。筆者は昨年 Gifford, Longsworth のもとに, 2 ヶ月間滞在し, かなりの資料^{10)~14)} を得て来たので, ここでは 1961 年以来的 Gifford のグループによる研究結果をまとめて報告する。

2. 冷凍方法について

2.1 冷凍原理 (Refrigeration Method)

パルス・チューブ冷凍は, 一定圧力のガスが, 密閉

管に流出入されることによって行なわれる。すなわち一定圧力のガスが層流状態で密閉管内に導入されると管内に温度勾配が形成される。この密閉管のガスの流出入孔に、整流板、熱交換器、蓄冷器を取り付けることによって、流出入ガスの速い流れによる圧力振動があったとしても、本質的に静的な状態として、この温度勾配を保持することが可能となる。この熱移動の機構が、S.H.P.機構 (Surface Heat Pumping Mechanism) といわれるもので、この温度勾配の高温端で、熱除去を行えば、他端で冷凍量が得られる。パルス・チューブ冷凍機は、この原理を用いたものである。

S.H.P.現象は、通常、壁に沿って移動するガスの、流量、ガス中でのエネルギー変化、ガス圧の周期的な変動に伴う、壁との熱交換などの相互作用によって発生する。この機構を Fig. 1 に示す。

Fig. 1 Gas and Wall Temperature Vs. Position for Surface Heat Pumping Cycle

X' の位置にある、温度 T_1' のガスの小部分は、左端から導入されるガスによって加圧され、 X'' の位置に移動する。この圧縮されたガス小部分は、温度上昇して、全エネルギーが増加する。当然、このガス小部分は、壁と熱平衡しようとして、ポルトロピックに圧縮されるはずである。しかし圧力変化が非常に早く、ガスの移動中に壁との熱交換が行なわれないとすればこのガスは等エントロピックに圧縮される。この等エントロピー変化は、Fig. 1 に、 $T_1' \dots T_1''$ の点線で示される。管内の圧力が一定になると、熱はガスから管壁に伝達され、温度 T_2' に到る。さらに管内のガスは

左端より外部へ吐出され、圧力は降下して元の圧力にもどり、ガス小部分も元の位置近くにもどる。この時温度 T_2' は元の温度より低い温度 T_2'' に到り、さらに壁から熱を受け T_1' になり、サイクルが形成される。一定のガスの流れは、管の一端からガスが流出入する構造によって行なわれる。この構造を Fig. 2 に示す。流入ガスは焼結金属の整流板を通して管内に入

Fig. 2 Pulse Tube Refrigerator Configuration

る。この焼結金属板は管底部におかれ、整流作用と同時に吐出コールド・ガスに負荷熱量を与えるための、熱交換器の役目をはたす。この管構造の特徴は、管全体を通じて、管断面の放射状の熱伝達が、一様だという点である。これについては後ほど述べるが、作動速度と管直径が、フーリエ数によって関係づけられる、ということを示される。またこのパルス・チューブ冷凍においては、管内のガスの流れに、乱れを生ずることは絶対にさけねばならない。

2.2 多段化 (Staging)

パルス・チューブ冷凍は、段数を多くすることによって、より効果的に、より低い温度が得られる。すなわち、1段の低温端で、2段の高温端を冷却する方法である。現在2段パルス・チューブで 79°K、4段で 43°K、高温端を LN₂ で冷却した1段冷凍機で、26°Kの低温が得られている。多段パルス・チューブ冷凍機は、効率の高い蓄冷器さえできれば、さらに低い温度を生成することができると考えられる。2段パルス・チューブの概略図を Fig. 3 に示す。

Fig. 3 Two Stage Pulse Tube Refrigerator

2.3 効 率 (Efficiency)

管内のガスの小部分は、基本的には、圧力変動に従って、管内を行ったり、来たりするだけである。このガス小部分の、それぞれの動きは、動作状態は似ているが振幅は非常に異なり、解析は複雑になる。Fig. 4に示されるように、流入端近くのAで受け取られた熱量 δQ は、閉端部近くのBにおいて、管壁にもどさ

Fig. 4 Heat Exchange with the Wall

れる。実際には、管内において、ガス小部分のそれぞれが、管全体にわたって熱を与えるだろうが、一応平均的な効果としては、A付近で熱を受けとり、B付近で熱を管壁に返すと考えてよいだろう。管壁近くのガスは、Fig. 4に $A_1 \rightarrow B_1$ で示されるように、距離的には、あまり移動しない。しかしこのガス小部分は、隣

接する管壁に対して、大きな温度差を持つことと、管壁に近いという二つの理由で、管壁と良く熱交換する。管の閉端部近くのガスは、Fig. 4で $A_3 \rightarrow B_3$ で示されるように、管壁からの距離は $A_1 \rightarrow B_1$ と同じでも、移動距離はさらに短くなり、壁との熱交換も、より良くなる。管の中心部にあるガス小部分の挙動は、 $A_2 \rightarrow B_2$ で示される。このガス小部分は、熱をはこび管壁に返すという仕事には、あまり寄与しない。これらの動きは、ガス移動の振幅、熱交換効果などによって異なるが、その基本的な性質は、すべてのガス小部分について類似しており、その性能は、ガスの一小部分の挙動を T-S 線図上にプロットすることによって良く分かる。Fig. 5にこれを示し、同時に、ブライトン・サイクル、カルノー・サイクルとの比較を行なってみた。

Fig. 5 Surface Heat Pumping Cycle 1, 2, 3, 4, 1 Compared with Carnot Cycle 1, 2', 3, 4', 1 and Brayton Cycle 1, 2'', 3, 4'', 1

カルノー・サイクルは Fig. 5 において 1-2'-3-4'-1 で示される。すなわち、1-2' の可逆断熱圧縮、2'-3 の温度 T'' におけるガスから壁への熱移動を伴う可逆等温圧縮、3-4' の可逆断熱膨張、4'-1 の温度 T' における壁からガスへの熱移動を伴う可逆等温膨張によって、サイクルが形成される。ブライトン・サイクル* は 1-2''-3-4''-1 で示される。すでに実用化されているこのサイクルの冷凍機は、高速で運転されるために、圧縮・膨張過程を等温で行なうのは、ほとんど

* 参考文献 3) の p.175 によると、ここでは Stirling cycle を Brayton cycle の代表的なものとして、とりあげている。

不可能である。パルス・チューブ冷凍は Fig. 5 において 1-2-3-4-1 で示される。本質的にはブライトン・サイクルと同じ過程を経るはずであるが、作動回転数が 50~200 rpm と低速であるために、圧縮・膨張過程でガスと管壁との間で、どうしても多少の熱移動が起き、やや等温に近くなる。パルス・チューブ冷凍がブライトン・サイクルに比して、ややカルノー・サイクルに近くなるのはこのためである。

S. H. P. 機構は、このように高い効率で、管の一端から他端へ連続的に熱をくみ出してくれるが、装置に付随する固体伝導、輻射熱などのために当然その効率は低下する。最適回転数で作動しているパルス・チューブ冷凍機では、一部のガスが、発生熱を効果的にはこび、残りのガスは管内で可逆的に圧縮・膨張しているにすぎない。このように S. H. P. 機構は原理的には非常に良いのだが、装置全体の効率という点では、考慮しなければならない点が多々ある。具体的に上げてみると、

- (1) 整流板熱交換器の圧力損失。
- (2) 蓄冷器の圧力損失。
- (3) 蓄冷器の効率。
- (4) 管の上下方向の固体伝導。

(1)~(3)の問題については、蓄冷器と熱交換器の熱交換と圧力損失について、十分考慮しなければならないということであるが、この問題は、諸グループの解析結果が一致しないということから分かるように、非常に難解である。しかし理論計算、実験結果から見て 50°K 以上の冷凍機については、この損失は、そんなに大きなものではないと判断できる。いずれにしても、パルス・チューブ冷凍機は、効率の良い蓄冷器を作ることが最大の問題であり、多段・低温になるほど、この影響が大きくなるのは事実である。

2.4 冷凍出力 (Heat Pumping Rate)

Syracuse 大学の R. C. Longsworth¹⁵⁾ は、数多くのパルス・チューブの設計、実験を行ない、冷凍出力が下記のような関数になっているという実験式を導き出した。ヘリウム・ガスを用いた場合。

$$q = \frac{(L_T/L_0)^{T-1}}{5.29} \left[\frac{T_c - T_{c0}}{T_h - T_{c0}} \right] \times L_0 \cdot n \cdot D^2 \frac{C_p \cdot P_h}{R} \times \left(\frac{P_h}{345} \right)^{0.375} \left[\left(\frac{P_h}{P_l} \right)^{(T-1/T)-1} \right] f(N_F) \quad (1)$$

$$\text{ここで, } T_{c0} = T_h (L_0/L_T)^{T-1} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \text{冷凍出力 (watts)} \\ T_h = \text{高温端の温度 (°R=通常は室温)} \\ T_c = \text{低温端の温度 (°R)} \\ L_0 = \text{高温端部の管長 (インチ)} \\ L_T = \text{全管長 (インチ)} \\ n = \text{作動回転数 (rpm)} \\ D = \text{管内径 (インチ)} \\ P_h = \text{高圧圧力 (psia)} \\ P_l = \text{低圧圧力 (psia)} \\ N_F = \text{フーリエ数 (無次元)} \end{array} \right.$$

この場合、フーリエ数は

$$N_F = \frac{\alpha}{n \cdot D^2} \quad (3)$$

α = ガスの熱拡散係数

ここで、フーリエ数が考慮されたのは、管の横方向の熱伝達の効果が大きいからである。なぜなら S. H. P. 機構では、管壁からの距離のちがいにによって、温度勾配が異なるために、管内のガスの熱伝達については、放射状の熱伝達を無視することができないからである。全量管壁に伝達されるはずの熱量 q_m と、実際にガスから管壁に伝達される熱量 q の比が、フーリエ数の関数になっているということから、フーリエ数は非常に重要な項になってくる。実験によれば、フーリエ数が小さい場合、たとえば、管径が太い時、高速作動させる時、ガスの熱伝導率が小さい時、この熱量の比 q/q_m は小さくなる。熱拡散係数 α は次のように表わされる。

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} k = \text{ガスの熱伝導率} \\ \rho = \text{ガスの密度} \\ C_p = \text{ガスの比熱} \end{array} \right.$$

もし、作動ガスが理想気体であるならば、

$$\alpha = \frac{k \cdot R \cdot T}{P \cdot C_p} \quad (5)$$

フーリエ数は

$$N_F = \frac{k \cdot R \cdot T}{P \cdot C_p \cdot n \cdot D^2} \quad (6)$$

(1) 式におけるフーリエ数は、 $P = P_h$, $T = T_h$, k は温度 T_h におけるガスの熱伝導率によって計算される。これらの関係は、圧力変化のパルスが、矩形波に近くまた高温端を室温で冷却した 1 段冷凍機によって得られたものである。

(6) 式から次のような関係が得られる。

$$C_p \cdot n \cdot D^2 \cdot \frac{P_h}{R} = \frac{k \cdot T}{N_F} \quad (7)$$

これを (1) 式に代入すると,

$$q = \frac{(L_0/L_T)^{r-1} \left[\frac{T_c - T_{c0}}{T_h - T_{c0}} \right] L_0 \cdot k \cdot T_h}{5.29} \times \left(\frac{P_h}{345} \right)^{0.375} \left[\left(\frac{P_h}{P_l} \right)^{r-1/7} \right] N_F^{-1} \cdot f(N_F) \quad (8)$$

この場合の $f(N_F)$ は、ヘリウム・ガスの場合、経験的には、次のようになる。

$$f(N_F) = 1 - e^{-26.7 N_F} \quad (9)$$

しかし、より低い温度における、この式の妥当性は、まだ確かめられていない。室温で作動する場合、ガス

の流れは、本質的にピストンのような状態になるが、低温では、レイノルズ数が室温の数倍になるために、流れは当然変わってくる。また管内のガスの圧力変動が、ゆっくり行なわれる場合、すなわち圧力変化を示す矩形波が丸くなってくると、冷凍出力が小さくなるといわれている。パルス・チューブを低温で駆動するとき、密度の増加と、熱伝導率の低下によって、熱拡散係数は小さくなり、当然フーリエ数も小さくなる。

Fig. 6 に各温度における、最適回転数と管直径との

Fig. 6 Optimum Diameter Vs. Pulse Rate at Const. Temp. for Helium

Fig. 7 Three Types of Pulse Tube Refrigerator

関係を示した。

3. パルス・チューブ冷凍機の種類

パルス・チューブの圧力変化を行なわせるには、Fig. 7 に示すように、(1) valved, (2) semi-reversible, (3) reversible と呼ばれる三つの方法がある。

3.1 バルブ式パルス・チューブ

Fig. 7 の (1) に示されるように、バルブ式パルス・チューブは圧縮機からのガス流路の高・低圧に、バルブを取り付けたものである。高圧側のバルブは、装置内に高圧ガスを導入し、半サイクルの間、管内を高圧に保ち、低圧側のバルブは、この高圧を管外に吐出させ、半サイクルの間、管内を低圧に保つ役目をはたす。バルブによるガスの吸入・吐出は、不可逆過程を形成し、損失は当然増加する。3種類のパルス・チューブの中では、このバルブ式パルス・チューブの効率が最も悪い。

3.2 セミ・リバーシブル・パルス・チューブ

Fig. 7 の (2) に示されるように、バルブ式とリバーシブルの折衷式ともいえるタイプで、2本のパルス・チューブを組み合わせて用いる。すなわち、Aのパルス・チューブの吐出ガスを、Bのチューブの吸入に用いる方法である。最初Aが高圧、Bが低圧の状態からバルブが開き、Aの吐出をBの吸入に接続し、A・Bの圧力が、等圧になった時点で、バルブはAの吐出を圧縮機低圧側に、Bの吸入を圧縮機の高圧側に接続する。これを交互にくり返す。このために圧縮機からのガスの供給は、Fig. 7 の (2) の、圧力-時間曲線において、斜線で示す部分だけで良いことになり、1本のパルス・チューブへの供給ガス量は、バルブ式の半分となる。この2本のパルス・チューブは、Fig. 7 では同一温度での使用状態を示しているが、これを2段(多段)として異なった温度領域で作動させることも可能である。前述の 43°K 4段冷凍機は、この方法を用いたものである。効率は当然、バルブ式とリバーシブルの中間になる。

3.3 リバーシブル・パルス・チューブ

これはピストンによって圧力を可逆的に変化させる装置であり、Fig. 8 に示されるように、バルブは取り付けられていない。すなわち、圧力を上昇させる力はフライホイールの慣性力によって得られる。実際にはこの力は、パルス・チューブ内で発生する不可逆効果のために多少失われる。カルノー仕事は、膨張の過程でフライホイールにもとされる。Fig. 8 に P-V 線図

Fig. 8 Reversible Pulse Tube Refrigerator

でこの過程を示した。もし摩擦抵抗がなく、理想的な状態で作動しているなら、仕事はピストンに対してのみ行なわれ、ピストンの帰りの過程は、往きの過程と同じ経路を帰らずに、Fig. 8 の P-V 線図に示す点線に沿って帰るはずである。これは作動ガス容積の一部分が、圧縮過程よりも、膨張過程で、より低温になっていることを示している。もし往きと帰りが同じ経路を経るならば、往きと帰りの温度パターンが同じということになり、管上部から、管底部への熱の移動はなく、全仕事量はピストンに返される。このように、リバーシブル・パルス・チューブは理論的には、高い効率を得ることが可能である。

4. 特 色

(1) 高い信頼性

パルス・チューブ冷凍機は、従来の冷凍機が持っていた問題点を、ほとんどといって良いほど、取り除いてしまった。すなわち、低温における、駆動部、シール部、摺動部がないといった点である。事実、この冷凍機の低温部には、故障しそうな所はまったく見い出せない。あえてあげるなら、不純ガスによる蓄冷器のつまりぐらいである。

(2) ガス不純を気にしなくてよい。

その蓄冷器のつまりも、従来の冷凍機ほど気にする必要はない。なぜなら、蓄冷器は 200 mesh 程度の金網でできており、しかも流入ガスと吐出ガスが、同じ経路を通るために、ある程度のフィルター効果があり、

ガス純度が多少悪くとも、装置につまりを起こさせないからである。

(3) 多 段 化

圧縮機容量を増すだけで、より低温を得るための多段化が簡単にできる。

(4) 圧縮機と冷凍機を離して使用することができる。

(5) 製作容易・安価

パルス・チューブ冷凍機は構造が簡単のために、保守が容易であり、また使用材料もごく一般的なものしか使用されていない上に、加工精度を必要とする個所がないため、製作容易で大量生産ができ、当然低価格になる。

写真 1 パルス・チューブ冷凍機

左：ヘリウム用 1 段 130°K 冷凍機
中：ヘリウム用 2 段 90°K 冷凍機ヘッド
右：空気用 1 段 190°K 冷凍機ヘッド
(右下：5cm スケール)

5. 結 言

パルス・チューブ冷凍機は一端を閉じた薄肉ステンレス管に、ガスを出し入れするだけで低温が得られるという類を見ない構造の簡単さのゆえに、多方面から、注目されているが、緒言でも述べたように、熱解析が

難解で、まだ完全に解明されたとはいいがたい。極低温小型冷凍機を必要とする、超伝導マグネット、クライオ・ポンプ、メーザー、パラメトリック・アンプ、赤外線検知器などが、実用化、工業化への道を歩みつつある現在、このようなメンテナンス・フリーの冷凍機をより早く開発し、実用に役立たせることが、われわれの義務であり、使命だと思う。

6. 謝 辞

パルス・チューブ冷凍に関する、数多い資料を提供していただき、また日本の低温工学協会会誌への、解説文記載を、心よく了承してくださった、Gifford 教授、Longsworth 博士に心から謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) W. E. Gifford, R. C. Longsworth : "Pulse-Tube Refrigeration" Trans. ASME (Aug. 1964)
- 2) W. E. Gifford, R. C. Longsworth : Advance in C. E. C. 10. (1965) 69.
- 3) W. E. Gifford, R. C. Longsworth : Advance in C. E. C. 11 (1965) 171.
- 4) W. E. Gifford, G. H. Kyanka : Advance in C. E. C. 12 (1966) 619.
- 5) P. Hrycak, M. J. Levy : "Pulse-Tube Refrigerator Analysis" ASME Paper 66-WA/PID-3 (1966)
- 6) P. Hrycak, M. J. Levy : The Proceeding of the 1st I. C. E. C. p. 231 (April 1967)
- 7) J. W. Colangelo, E. E. Fitzpatrick, S. N. Rea and J. L. Smith, Jr. : Advance in C. E. C. 13(1967) 494.
- 8) E. M. Rauh : "Kälteerzeugung durch Pulsationsrohre" Kältetechnik, (Merch 1967)
- 9) 大島恵一, 松原洋一, 久保喬 : 低温工学 3 (1968) 72.
- 10) W. E. Gifford : "Pulse-Tube Refrigeration" Syracuse Univ. Research Institute, Technical Report No. 1 (January 1963)
- 11) " " No. 2 (July 1963)
- 12) R. C. Longsworth : "An Analytical and Experimental Investigation of Pulse-Tube Refrigeration" The Thesis for a Doctrote (1966)
- 12) W. E. Gifford : Technical Report AFFDL-TR-66-26 (April 1966)
- 14) " " AFFDL-TR-67-41 (March 1967)
- 15) R. C. Longsworth : Advance in C. E. C. 12, (1966) 608.