4 K-GM 冷凍機に関する研究*
(蓄冷器形状が冷凍能力に及ぼす影響)稲口 隆^{*1}, 仲 興 起^{*1}Study on 4 K-GM Refrigerator
(Effects of Specification of Regenerator on Refrigeration Capacity)Takashi INAGUCHI^{*2} and Kouki NAKA^{*2} Mitsubishi Electric Corporation, Advanced Technology R & D Center,
8-1-1, Tsukaguchi-honmachi, Amagasaki, Hyogo, 661-8661 Japan

This paper describes an analysis of the effects of the regenerator cross-sectional area, length, porosity and regenerator material particle diameter on a 4 K-GM refrigerator's refrigeration capacity. The following results were obtained. If the regenerator cross-sectional area is increased, the no load temperature and the refrigeration capacity at 4.2 K are both improved, while the regenerator length has an optimal value. Regardless of whether the cross-sectional area or length are changed, refrigeration capacity at 4.2 K per mass flux reaches a maximum when the ratio between the regenerator's void volume and the expansion space is 2.7 : 1. When porosity is varied for a constant regenerator diameter or for a constant mass of regenerator material, in each case the porosity has each optimal value. The mass flux has a minimum value depending on the porosity, affecting the refrigerating capacity per mass flux. The regenerator material particle diameter has an optimal value.

Key Words: Refrigeration, Cryogenics, Computational Fluid Dynamics, Porous Media, GM Refrigerator, Regenerator, Porosity, Numerical Simulation

1. 緒 言

小形で蓄冷器を有する極低温冷凍機の一つとして GM (Gifford-McMahon サイクル) 冷凍機がある。これまで GM 冷凍機の無負荷時の温度(到達温度)は 10 K 程度が限度であったが、蓄冷材として磁性蓄冷材を適用することにより、大気圧下のヘリウムの液化が可能な 4.2 K 以下の温度を発生させることが可能になり、GM 冷凍機単体でヘリウムの液化に成功した⁽¹⁾。その後、冷凍能力は向上し続け、現在 4.2 K での冷凍能力は 3 W を超えるまでにいたっている⁽²⁾。

この冷凍機(以後、4.2 K 以下の温度を発生可能な GM 冷凍機を 4 K-GM 冷凍機と呼ぶ)はおもに超電導マグネットの冷却に適用されており、蒸発するヘリウムガスを再液化することにより液体ヘリウムの補充が不要な超電導マグネット⁽³⁾を、あるいはこの冷凍機で超電導コイルを直接冷却することによって液体ヘリウムそのものが不要な伝導冷却形超電導マグネット⁽⁴⁾を、構成することができる。今後、種々の超電導マグ

ネットに本冷凍機の適用を進めていくため、冷凍能力および効率をさらに向上していく必要がある。

4 K-GM 冷凍機の冷凍能力は蓄冷材の比熱、蓄冷器の形状、動作条件に依存する。これまで実験を主体に試行錯誤を繰返しこれらの最適化をはかってきた。しかしながら探索範囲がハードウェアに制限される、一つの因子を変更すると他の因子も自動的に変更されてしまう、などの理由により体系的に上記項目の影響を把握できていない。さらなる冷凍能力および効率の向上のためには解析的アプローチが不可欠である。

著者らは 4 K-GM 冷凍機の冷凍能力を精度よく計算するため、蓄冷器、膨張空間および冷却ステージから構成される計算モデルを提案し⁽⁵⁾、上記項目の一つである蓄冷材の比熱が冷凍能力に及ぼす影響⁽⁶⁾を報告してきた。そこでは、「十分な比熱の大きさ」、「比熱分布の影響」、「異種蓄冷材を積層した場合の影響」、「到達可能な最低温度」等が明らかになった。今回、この計算モデルを使用して、蓄冷器の形状が冷凍能力に及ぼす影響について検討を行った。ここで、蓄冷器の形状とは蓄冷器の断面積、長さ、空げき率および蓄冷材の球径のことをいう。これらの項目の影響を把握しておくことは設計上重要である。

本報では、まず蓄冷器の長さ、断面積の異なる 2 種

* 原稿受付 1998 年 10 月 7 日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661-8661 尼崎市塚口本町 8-1-1)。

E-mail: inaguchi@ele.crl.melco.co.jp

の実験機による冷凍能力の測定結果と計算結果を比較し、本計算方法がこれらの影響を考慮して精度よく計算できることを確認する、ついで、蓄冷器の断面積、長さ、空げき率および蓄冷材の球径をそれぞれ独立に変化させ、冷凍能力に及ぼす影響を考察する。

記 号

- A_c : 流路面積 $=\varepsilon A_{fr}$ m^2
 A_{fr} : 断面積 m^2
 A_{to} : 蓄冷器の総伝熱面積 m^2
 A_w : 壁の断面積 $=(1-\varepsilon)A_{fr}$ m^2
 c_w : 壁の比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 d_s : 蓄冷材の球径 m
 E_t : 単位質量当たりの全エネルギー $=e + 1/2u^2$ J/kg
 e : 単位質量当たりの内部エネルギー J/kg
 f : 摩擦係数
 h : 熱伝達率 $\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$
 L_f : 流路の長さ m
 L_w : 壁の長さ m
 M_s : 蓄冷材の全質量 $=\rho_w(1-\varepsilon)A_{fr}L_f$ kg
 m_s : 蓄冷材の球粒の質量 $=(4/3)\pi\rho_w(d_s/2)^3$ kg
 P : 圧力 Pa
 Pr : プラントル数
 Q_{loss} : シャトル損失ならびにシリンダおよびディスプレイサの伝導損失 W
 q : 流路の単位長さ当たりの壁から流体への伝熱量 W/m
 Re : レイノルズ数 $=4r_h\rho u/\mu$
 r_h : 水力半径 m
 T : 流体の温度 K
 T_w : 壁の温度 K
 t : 時間 s
 u : 速度 m/s
 V : 膨張空間の体積 m^3
 V_{void} : 蓄冷器無効容積 m^3
 W_t : 膨張空間低温端の速度 m/s
 x : x 座標 m
 ε : 空げき率
 λ : 流体の熱伝導率 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
 μ : 粘性係数 $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 Θ : 冷却ステージへの熱負荷 W
 ρ : 密度 kg/m^3
 ρ_w : 壁の密度 kg/m^3
 ξ : ξ 座標 m

- ξ_{reg} : ξ 座標での蓄冷器の長さ m
 添 字
 h end: 蓄冷器高温端
 l end: 膨張空間低温端

2. 計 算 方 法

図1に4 K-GM 冷凍機の模式図を示す。4 K-GM 冷凍機はコンプレッサと膨張機から構成される。膨張機は駆動部、シリンダ、ディスプレイサ、蓄冷器、膨張空間および冷却ステージから構成される。本稿では4 K 付近の冷凍能力特性を把握するため前報⁽⁵⁾⁽⁶⁾同様、二段蓄冷器、二段膨張空間および二段冷却ステージをモデル化する。図2に計算モデルを示す。計算モデルは蓄冷器、膨張空間、冷却ステージから構成され、蓄冷器は流体の流路となる蓄冷器無効容積と蓄冷材とにモデル化される。膨張空間は、その体積が周期的に変動する。膨張空間および冷却ステージの物理的イメージとしてペローズのようなものを想定している。以後、蓄冷材と冷却ステージを総称して「壁」と呼ぶことにする。

本計算では、(1) 流体および壁を一次元的に扱う、(2) 流体と壁の流れ方向の熱伝導を無視する、(3) 蓄冷器に外部からの熱負荷はなく断熱とする、と仮定している。このため仮定(1)から蓄冷器無効容

Fig. 1 Schematic diagram of 4 K-GM refrigerator

Fig. 2 Simulation model

積の断面積と膨張空間の断面積は等しくなるため膨張空間の体積が実際と違ってくる。そこで膨張空間のストロークを変更して膨張空間の体積を実際のものと等価にした。また本稿では蓄冷材の構成要素として球を取扱い、球内の温度は均一とした。

また本計算モデルはディスプレイサとシリンダとのかんげきに生じるシャトル損失⁽⁷⁾を含まないため、シリンダおよびディスプレイサの伝導損失とともにシャトル損失を別途計算し、熱損失として膨張空間に負荷してその影響を考慮している。

基礎方程式は流体の方程式、状態方程式、壁のエネルギー方程式から構成され、それぞれ式(1)～(3)で与えられる。

$$\begin{pmatrix} \rho x_\xi \\ \rho u x_\xi \\ \rho E_t x_\xi \end{pmatrix}_t + \begin{pmatrix} \rho(u-x_t) \\ \rho u(u-x_t) + P \\ \rho E_t(u-x_t) + uP \end{pmatrix}_\xi = \begin{pmatrix} 0 \\ -x_\xi \frac{f}{r_h} \frac{\rho u |u|}{2} \\ x_\xi \frac{q}{A_c} + x_\xi \frac{Q_{\text{loss}}}{A_c L_f} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1)$$

$$T = T(\rho, e), \quad P = P(\rho, e) \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{1}{\rho_w c_w A_w L_w} (-q L_f + \Theta) \dots\dots\dots (3)$$

流体の方程式は膨張空間の体積変動を考慮するため、一般座標 $[t, \xi(t, x)]$ で記述している。ここで、 Q_{loss} は蓄冷器の領域では $Q_{\text{loss}}=0$ である。状態方程式は実際にはヘリウムの熱物性を正確に考慮するため、ヘリウム熱物性プログラム⁽⁸⁾を使用した。壁の比熱 c_w は蓄冷材および冷却ステージの実際の比熱を使用した。

L_f, L_w は、蓄冷器の領域ではどちらも蓄冷器の長さである。膨張空間の領域では、 L_f は膨張空間の長さであり時間変動する。 L_w は膨張空間の長さの最大値である。

蓄冷材から流体への伝熱量 q は式(4)で示される。

$$q = h \frac{A_{to}}{L_f} (T_w - T) \dots\dots\dots (4)$$

蓄冷器の熱伝達率 h は式(5)⁽⁹⁾を用いた。

$$h = \frac{\lambda}{4 r_h} Nu, \quad Nu = 0.23 Re^{0.7} Pr^{1/3} \dots\dots\dots (5)$$

球状の蓄冷材を充てんする場合、蓄冷器の総伝熱面積 A_{to} 、水力半径 r_h はそれぞれ式(6)、(7)になる。

$$A_{to} = \frac{M_s}{m_s} 4\pi \left(\frac{d_s}{2}\right)^2 = \frac{6(1-\varepsilon) A_f L_f}{d_s} \dots\dots\dots (6)$$

$$r_h = \frac{A_c L_f}{A_{to}} = \frac{1}{6} \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} d_s \dots\dots\dots (7)$$

冷却ステージから流体への伝熱量の評価には、 Re

数が3000より大きい場合は円管内乱流の熱伝達率を示す Petukhov-Gnielinski の式⁽¹⁰⁾を、 Re 数が3000以下の場合は円管内層流の熱伝達率の式(流れ方向の単位長さ当たりの加熱量が一樣)⁽¹¹⁾を使用した。

蓄冷材と流体の摩擦係数は Kays-London のデータ⁽¹²⁾を使用した。冷却ステージと流体の摩擦係数は Re 数が3000より大きい場合は円管内乱流のプラジウスの式⁽¹⁰⁾を、 Re 数が3000以下の場合は円管内の層流摩擦係数の式⁽¹³⁾を使用した。

境界条件は蓄冷器高温端と膨張空間低温端でそれぞれ次のように与えた。

(1) 蓄冷器高温端の境界条件

$$T_{h \text{ end}} = T_0, \quad P_{h \text{ end}} = P_0(t), \quad \left(\frac{\partial u}{\partial \xi}\right)_{h \text{ end}} = 0 \dots\dots (8)$$

(2) 膨張空間低温端の境界条件

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \xi}\right)_{l \text{ end}} = 0, \quad \left(\frac{\partial P}{\partial \xi}\right)_{l \text{ end}} = 0, \quad u_{l \text{ end}} = W_l \dots\dots (9)$$

ここで T_0 は任意の値、 $P_0(t)$ は任意の値を時間の関数として与えたものである。

式(1)～(3)を解くため、TVD MacCormack 法⁽¹⁴⁾により有限差分化し計算した。この際、式(1)の左辺第1項の x_ξ の評価は Geometric Conservation Law⁽¹⁵⁾を満たすように計算した。

3. 結 果

3・1 実験結果と計算結果の比較 蓄冷器の断面積、長さが異なる2種の二段形 GM 冷凍機で冷凍能力を測定し、計算結果と比較した。表1に実験機(1)⁽⁵⁾

Table 1 Main parameters of experimental machine (1)

Regenerator	Inner diameter	55.1 mm
	Length	14.8 cm
	Material:	Er ₃ Ni(1480.7 g) + ErNi _{0.9} Co _{0.1} (531.2 g)
	Diameter	0.4 ^{±0.1} mm
	Porosity	0.39
Inner diameter of expansion space		60 mm
Stroke		32 mm
Cycle frequency		41 rpm
1st temperature		45 ^{±0.8} K
Indicated work		67.8 ^{±0.8} W

Table 2 Main parameters of experimental machine (2)

Regenerator	Inner diameter	26 mm
	Length	16.1 cm
	Material:	Ho _{1.5} Er _{1.5} Ru (434 g)
	Diameter	0.4 ^{±0.1} mm
	Porosity	0.39
Inner diameter of expansion space		30.2 mm
Stroke		31.7 mm
Cycle frequency		45 rpm
1st temperature		24.9 ^{±0.6} K
Indicated work		20.2 ^{±0.3} W

の諸元を、表 2 に実験機(2)⁽⁶⁾の諸元を示す。実験機(1)と(2)ではシリンダの内径が異なる。また実験機(1)では蓄冷材として高温側に Er_3Ni の球を低温側に $\text{ErNi}_{0.9}\text{Co}_{0.1}$ の球を充てんし、実験機(2)では $\text{Ho}_{1.5}\text{Er}_{1.5}\text{Ru}$ の球を充てんした。いずれも球径は 0.4 mm で空げき率は 0.39 である。

それぞれの実験機において一段冷却ステージの温度および図示仕事は測定中一定になるよう制御した。なお、図示仕事は常温部空間で測定した圧力から算出した。サイクル周波数は実験機(1)では 41 rpm、実験機(2)では 45 rpm とした。

計算では蓄冷器高温端の温度を実験機(1)では 45 K、実験機(2)では 25 K とし、蓄冷器高温端の圧力境界条件は常温部空間で実際に測定した値を用いた。またシャトル損失ならびにシリンダおよびディスプレイサの伝導損失は例えば 4 K のとき実験機(1)では合計 0.5 W、実験機(2)では合計 0.13 W で、これらは熱損失として膨張空間に負荷した。

計算格子は蓄冷器に 18 設けた。膨張空間は 1/2 の

ストロークにあるときの計算格子のサイズが、蓄冷器の計算格子のサイズに近づくよう計算格子数を定めた。収束条件は、現サイクルの冷却ステージの温度と、前サイクルの冷却ステージの温度を比較し、その相対誤差が 10^{-5} 台以下になることとした。

図 3 および図 4 はそれぞれ実験機(1)および実験機(2)の冷凍能力について実験結果と計算結果を比較したものである。どちらの場合も実験結果と計算結果はよく一致している。このことから本計算モデルにより、蓄冷器の断面積や長さの影響を考慮して精度よく冷凍能力を計算することが可能であることがわかる。

3・2 蓄冷器内の流体の温度変化 図 5 に実験機(2)の蓄冷器高温部(蓄冷器高温部の位置を $x=0$ cm としたとき、 $x=0.4$ cm)、中央部($x=7.1$ cm)、低温部($x=12.3$ cm)における流体の温度変化の計算結果を示す。参考のため蓄冷器高温端の圧力変化と膨張空間のストロークを示す。蓄冷器中央部での温度変化が非常に大きいのがわかる。また蓄冷器のどの位置でも上死点(膨張空間の体積が最大)付近にあるとき温度が高くなり、下死点(膨張空間の体積が最小)付近にある

Fig. 3 Comparison between calculations and experiments regarding refrigeration capacity of experimental machine(1)

Fig. 4 Comparison between calculations and experiments regarding refrigeration capacity of experimental machine(2)

Fig. 5 Temperature change of fluid in regenerator

Fig. 6 Effect of cross-sectional area of regenerator on no load temperature

とき温度が低くなる。3・3節以降では上死点および下死点における温度分布のみを示すことにする。

3・3 蓄冷器の断面積が冷凍能力に及ぼす影響

実験機(2)において、蓄冷器の断面積のみを仮想的に変化させて冷凍能力に及ぼす影響を検討した。

図6は蓄冷器の断面積が到達温度に及ぼす影響を示したものである。断面積が 2.3 cm^2 (直径:17 mm)では到達温度は 5.19 K であるのに対し、断面積が 19.6 cm^2 (直径50 mm)では到達温度は 2.26 K まで下がり、蓄冷器の断面積が増加するにつれ到達温度は低くなる。特に断面積が 7 cm^2 程度、膨張空間に対する蓄冷器無効容積の比: V_{void}/V に換算すると1.6程度までは急激に到達温度が下がるのがわかる。

図7は蓄冷器の断面積が 4.2 K での冷凍能力に及ぼす影響を示したものである。到達温度と同様、断面積の増加とともに冷凍能力は増加し、断面積が 19.6 cm^2 では 0.60 W の冷凍能力が得られる。

断面積の増加とともに冷凍能力は増加するが同時に処理流量も増加する。そこで単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力も図7中に示す。ここで処理流量

とは蓄冷器高温端から流入する流体の質量流量を正の値のみ1サイクルにわたって積分したものであるとする。断面積が 11.8 cm^2 、 V_{void}/V に換算すると2.7のとき単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力は 0.38 J/g となり最大になる。

図8はディスプレイサが上死点および下死点に位置するときの流体の温度分布を示したもので、実線は蓄冷器の断面積が 19.6 cm^2 、破線は 3.1 cm^2 の場合の温度分布である。図8の横軸は ξ 座標を ξ/ξ_{reg} 座標での蓄冷器の長さ ξ_{reg} で正規化したもので、 $\xi/\xi_{\text{reg}}=0$ は蓄冷器高温端、 $0<\xi/\xi_{\text{reg}}\leq 1$ は蓄冷器、 $\xi/\xi_{\text{reg}}>1$ は膨張空間を示す。本モデルは前述のように蓄冷器の流路面積と膨張空間の断面積が等しく、膨張空間のストロークを変更して膨張空間の体積を実際のものと等価としているため、蓄冷器の断面積が小さいと膨張空間のストロークは長くなる。断面積が 3.1 cm^2 の場合では断面積が 19.6 cm^2 の場合に比べて全体的に温度変動が大きい。特に冷凍能力に大きく関与する蓄冷器低温端($\xi/\xi_{\text{reg}}=1$)での温度変動も大きく熱損失が大きいこと

Fig. 7 Effect of cross-sectional area of regenerator on refrigeration capacity at 4.2 K

Fig. 9 Effects of length of regenerator on no load temperature

Fig. 8 Temperature distributions of fluid with regenerators whose cross-sectional areas are 19.6 cm^2 and 3.1 cm^2

Fig. 10 Effects of length of regenerator on refrigeration capacity at 4.2 K

がわかる。

3・4 蓄冷器の長さが冷凍能力に及ぼす影響 実験機(2)において、蓄冷器の長さのみを仮想的に変化させて冷凍能力に及ぼす影響を検討した。

図9は蓄冷器の長さが到達温度に及ぼす影響を示したものである。蓄冷器の長さが5.4 cm のとき到達温度は5.61 K で、蓄冷器の長さの増加とともに到達温度は低くなり34.3 cm のとき最も低く2.36 K になる。このときの V_{void}/V は3.1である。それ以上長さが長くなると逆に到達温度は上昇し始める。これは蓄冷器での圧力損失が大きくなるからである。

図10は蓄冷器の長さが4.2 K での冷凍能力に及ぼす影響を示したものである。蓄冷器の長さが40 cm のとき冷凍能力は最も大きく0.59 W である。

蓄冷器の長さの増加とともに処理流量が増加するため、単位処理流量当たりの4.2 K での冷凍能力では蓄冷器の長さが30.2 cm, V_{void}/V に換算すると2.7 のとき0.37 J/g で最大になる。 V_{void}/V の最適値は断面積を変化させた場合と同じである。

前報⁽⁶⁾で比熱が温度に依存せず1.5 J/(K・cm³)の場合に、蓄冷材を除いて実験機(2)と同諸元のもと4.2 K で1.16 W の冷凍能力を得た。このときの単位処理流量当たりの4.2 K での冷凍能力は0.51 J/g であった。断面積や長さの増加により蓄冷材の質量を増し熱容量を増加させた場合は、蓄冷材の比熱を大きくし熱容量を増加させた場合より、達成可能な冷凍能力および単位処理流量当たりの4.2 K での冷凍能力は劣る。

図11はディスプレイサが上死点および下死点に位置するときの流体の温度分布を示したもので、実線は蓄冷器の長さが48.4 cm, 破線は8.4 cm の場合の温度分布である。長さが8.4 cm では長さが48.4 cm に比べて全体的に温度変動が大きい。特に冷凍能力に大

Fig. 11 Temperature distributions of fluid with regenerators whose length are 48.4 cm and 8.4 cm

きく関与する蓄冷器低温端($\xi/\xi_{\text{reg}}=1$)での温度変動も大きく熱損失が大きいのがわかる。

3・5 空げき率が冷凍能力に及ぼす影響 蓄冷器に球を充てんした場合、実際には空げき率はほぼ一義的に決まるが、ここでは計算上仮想的に実験機(2)の空げき率のみを変化させ、冷凍能力に及ぼす影響を検討した。空げき率を変更するにあたり蓄冷器の直径は一定にして充てんする蓄冷材の質量を増減させた場合と、蓄冷材の質量を一定にして蓄冷器の直径を変化させた場合について調べた。蓄冷器の直径を一定にして空げき率を変化させると式(6), (7)から総伝熱面積および水力半径が変化する。蓄冷材の質量が一定になるよう空げき率を変化させると、式(6), (7)から総伝熱面積に変化はないが、水力半径は変化する。

図12は空げき率が到達温度に及ぼす影響を示したものである。蓄冷器の直径を一定にした場合では空げき率が0.3で、蓄冷材の質量を一定にした場合では空げき率0.39で到達温度は最も低くなった。蓄冷器の直径を一定にした場合は、空げき率が小さくなるにつれ蓄冷材の質量が増加するので、蓄冷材の質量を一定にした場合より小さい空げき率で到達温度は低くな

Fig. 12 Effects of porosity of regenerator on no load temperature

Fig. 13 Effects of porosity of regenerator on refrigeration capacity at 4.2 K

る。蓄冷材の質量を一定にした場合、空げき率が0.3から0.5の範囲では到達温度にさほど変化はないが、その範囲を超えると急激に到達温度は上昇する。

図13は空げき率が4.2 Kでの冷凍能力に及ぼす影響を示したもので、到達温度と同様、蓄冷器の直径を一定にした場合は空げき率が0.3で、蓄冷材の質量を一定にした場合は空げき率が0.39で冷凍能力は最大になる。

空げき率が大きくなりすぎると水力半径が大きくなり、式(1)、(4)、(5)から蓄冷材と流体との伝熱量が低下するため冷凍能力は低下する。特に蓄冷器の直径を一定にした場合は、蓄冷材の質量が減少するので冷凍能力はより低下する。

逆に空げき率が小さくなりすぎると流路面積が小さくなり蓄冷器での圧力降下が大きくなるので冷凍能力は低下する。図14は冷却ステージに0.5 Wの熱を負荷した場合の圧力降下による損失を示したものである。空げき率が0.4以下になると急激に圧力降下による損失が大きくなるのがわかる。特に蓄冷材の質量を一定にした場合、空げき率が小さくなるとともに蓄冷器の直径が小さくなるので、蓄冷器の直径を一定にした場合よりいっそう流路面積が小さくなり圧力降下に

よる損失も大きくなる。

図15は空げき率が単位質量当たりの4.2 Kでの冷凍能力に及ぼす影響を示したものである。図15中破線で示したものは4.2 Kでの処理流量である。空げき率が大きくなると無効容積内の流体の質量が増加する一方、流体の変位量は減少するので、処理流量は空げき率に対して極小値を有する。蓄冷器の直径が一定の場合では空げき率が0.5のとき、蓄冷材の質量が一定の場合では空げき率が0.6のとき処理流量は極小に

Fig. 16 Temperature distributions of fluid with regenerators whose porosities are 0.3 and 0.5

Fig. 14 Loss of pressure drop

Fig. 17 Effect of diameter of regenerator material on no load temperature

Fig. 15 Effects of porosity of regenerator on refrigeration capacity at 4.2 K per unit mass flux

Fig. 18 Effect of diameter of regenerator material on refrigeration capacity at 4.2 K

なる。このため単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力の最大値は空げき率が大きいほうにずれ、直径が一定の場合では空げき率が 0.39 で、蓄冷材の質量が一定の場合では空げき率が 0.5 で最大になる。球状の蓄冷材を充てんすると空げき率は 0.39 程度、砂状の蓄冷材を充てんすると空げき率は 0.5 程度になるので、蓄冷材の質量が一定であれば球状の蓄冷材より砂状の蓄冷材のほうが単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力は大きいことになる。

図 16 は空げき率が 0.3 と 0.5 の場合(蓄冷材の質量一定)の流体の温度分布を示したものである。空げき率が小さいほうが温度変動が大きい、これは空げき率が小さいほうが流体の変位量が大きいためである。

3・6 蓄冷材の球径が冷凍能力に及ぼす影響 実験機(2)において、蓄冷材の球径のみを仮想的に変化させて冷凍能力に及ぼす影響を検討した。球径が変化すると式(6)および式(7)から総伝熱面積および水力半径が変化する。これらは伝熱量と圧力降下による損失に影響を与える。

図 17 は蓄冷材の球径が到達温度に及ぼす影響を示したものである。球径が 0.4 mm で到達温度が最も下がり 2.58 K となる。図 18 は蓄冷材の球径が 4.2 K での冷凍能力に及ぼす影響を示したものである。球径が 0.5 mm のとき冷凍能力は最大になる。

なお、本計算では球の温度分布は考慮せず球内の温度は一樣としているが、熱伝導率が悪い材料で球径が大きい場合は温度分布の影響を考慮する必要があることを付言しておく。

4. 結 論

4 K-GM 冷凍機における蓄冷器の断面積、長さ、空げき率および蓄冷材の球径が冷凍能力に及ぼす影響を検討した結果、次のことが明らかになった。

(1) 蓄冷器の断面積を増加させると到達温度および 4.2 K での冷凍能力が向上する。蓄冷器の長さには到達温度および 4.2 K での冷凍能力とも最適長さが存在する。単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍

能力は断面積、長さのいずれを変化させても V_{void}/V が 2.7 のとき最大になる。

(2) 蓄冷器の断面積や長さの増加により蓄冷材の質量を増し熱容量を増加させた場合は、蓄冷材の比熱を大きくし熱容量を増加させた場合より、達成可能な冷凍能力および単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力は劣る。

(3) 蓄冷器の直径を一定にして空げき率を変化させた場合(a)、空げき率が 0.3 で到達温度は最も低くなり 4.2 K での冷凍能力が最大化する。蓄冷材の質量を一定にして空げき率を変化させた場合(b)、空げき率が 0.39 で到達温度は最も低くなり 4.2 K での冷凍能力は最大化する。処理流量は空げき率に対して極小値を有し、単位処理流量当たりの 4.2 K での冷凍能力では(a)の場合、0.39 で、(b)の場合 0.5 で最大になる。

(4) 蓄冷材の球径を変化させた場合、球径が 0.4 mm のとき到達温度は最も低くなり、0.5 mm のとき 4.2 K での冷凍能力は最大になる。

文 献

- (1) Yoshimura, H., ほか 4 名, *Rev. Sci. Instrum.*, **60**-11 (1989), 3533-3536.
- (2) Inaguchi, T., ほか 3 名, *Adv. Cryog. Eng.*, **43**(1998), 1807-1814.
- (3) 松本隆博・ほか 4 名, 三菱電機技報, **68**-4(1994), 379-383.
- (4) 横山彰一・ほか 7 名, 電学論, **115**-10, D(1995), 1270-1275.
- (5) 稲口隆・ほか 3 名, 機論, **64**-627, B(1998), 327-334.
- (6) 稲口隆・ほか 3 名, 機論, **65**-629, B(1998), 315-323.
- (7) Zimmerman, F. J. and Longworth, R. C., *Adv. Cryog. Eng.*, **16**(1970), 342-351.
- (8) CRYODATAINC., HEPAC Ver. 3.30(1994).
- (9) Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., (1984), 150, McGraw-Hill.
- (10) 日本機械学会, 伝熱ハンドブック, (1993), 74.
- (11) 日本機械学会, 伝熱ハンドブック, (1993), 68.
- (12) Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., (1984), 213, McGraw-Hill.
- (13) 日本機械学会, 管路・ダクトの流体抵抗, (1993), 22.
- (14) Yee, H. C., *NASA Tech. Mem.*, 89464(1987).
- (15) Thomas, P. D. and Lombard, C. K., *AIAA J.*, **17**(1979), 1030-1037.