小形ヴィルミエ冷凍機の研究*
(簡易モデルによる冷凍機の性能計算)川田正國^{*1}, 工藤 勲^{*2}, 吉村秀人^{*3}Small Vuilleumier Cryocooler
(Cryocooler Performance Analysis Based on Simple Model)

Masakuni KAWADA, Isao KUDO and Hideto YOSHIMURA

The Vuilleumier cryocooler is a heat engine which uses heat energy rather than mechanical energy to cyclically pressurize the working gas. The Vuilleumier cryocooler has the potential advantages of long lifetime and low mechanical vibration. This paper describes the specifications required for the machine, and details of design based on an isothermal thermodynamic cycle. The analytical model can be used to clarify the working gas behavior in the system and determine the performance characteristics of the machine by calculating all losses to be mutually decoupled. As typical performance values from the calculation, the machine has a cooling capacity of 2.03 watts at 80 K under heater input power of 150 watts, charge pressure of 3 MPa and cycle speed of 4 s⁻¹. The nominal dimensions of the first trial machine are length of 300 mm, width of 150 mm and height of 280 mm. The weight of the complete machine was 6 kg.

Key Words: Vuilleumier Cryocooler, Cryocooler Performance, Thermodynamic Cycle, Helium

1. 緒 言

ヴィルミエサイクル冷凍機(以下、ヴィルミエ冷凍機と呼ぶ)は作動ガスの圧縮を熱エネルギーによって行うことを特徴とするエンジンで、スターリング冷凍機等が機械的な力で圧縮するのとは異なる。ヴィルミエ冷凍機は熱的にはスターリング冷凍機に比較して複雑となるが、作動ガスの圧縮は高温熱源によって行われるので、冷凍機寿命を制限する主要因である機構部やシール部の摩耗部品に対する負荷を軽減できる。さらに冷凍機から発生する機械的振動の軽減化も期待できることから、衛星あるいは航空機搭載用冷凍機として注目されている。このようにヴィルミエ冷凍機は長寿命化を実現する冷凍機として期待され、米国を中心に開発が進められているが、わが国においては宇宙用としての開発は本研究以外には行われていないのが現状である。

本研究は、上述した小形ヴィルミエ冷凍機に関し、

将来の宇宙用冷凍機としての実用の可能性について真空仕様の冷凍機を開発することによって検討するものであるが、設計パラメータが多く、最適化設計と高性能化を計るには多くの課題を解決する必要がある。そこで衛星搭載機器としての冷凍機開発の第1段階として性能解析モデルを構築し、それを用いて大気中で動作する冷凍機を試作し、試験によって冷却性能や寿命特性に関するデータの取得と特徴を把握するとともに、特徴を明らかにすることにした。設計手法に関しては、性能特性試験の結果と比較評価することによって、その適用の可能性を検証する。

本報では具体的なヴィルミエ冷凍機的设计にあたりその基本となる性能特性について述べる。ところで、冷凍機の動作原理より、各要素空間において作動ガスの状態は時間的に変化することから温度は一定とは成り得ず、周期的な温度変動を伴っている。したがって熱力学的なサイクル効率は準定常的な熱伝達の問題として取扱う必要がある。しかしながら理想的な冷凍機の効率をカルノー効率とするならば、各要素空間の温度を一定として取扱った等温モデルによって解析が可能となる。ここではその過程を明らかにするために、最初に冷凍機の構造とその特徴について述べる。さらにヴィルミエ冷凍機特有の熱・流体力学的損失の種類

* 平成3年9月27日 日立地方講演会において講演、原稿受付 平成6年2月17日。

^{*1} 正員、電子技術総合研究所 (〒305 つくば市梅園1-1-4)。

^{*2} 電子技術総合研究所。

^{*3} 正員、三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1)。

を示すことによりここで取扱った損失評価式を提示し、考察する。

2. 冷凍機の構造とその特徴

表1は冷凍機の基本性能仕様を示したもので、低温部温度80 Kで1 W オーダの冷却能力を有する。高温部温度の上限は、構造材料の高温強度上の制約によるものである。定常運転状態における消費電力を150 W以下に抑えることができれば、排熱も容易に行える。

図1は試作した冷凍機の外観と構造の概略を示すもので、外形寸法は高さ280 mm、長さ300 mm、幅150 mmであり、また、重量は6 kgである⁽¹⁾。図1(b)において冷凍機は動作温度の異なる三つの要素空間を有し、クランクケース部の温度を中温部、加熱用ヒータ部を高温部、また、寒冷発生部を低温部と呼ぶことにする。高温ディスプレイサおよび低温ディスプレイサは位相角90°、ストローク18 mmでクロスヘッド形のクランク機構によって周期的に往復運動を行う。これらの駆動には真空仕様のステッピングモータ(トルク:46 N・cm、定格出力:5 W)を採用した。モータ軸にはアプソリュート形のロータリエンコーダ(200 Pulse/rev)が取り付けられている。高温および低温シリンダ用構造材料にはステンレス鋼(SUS 316)を用い

た。高温シリンダは内径40 mmでその外周の一端に加熱用のヒータ(設計温度:923 K、定格出力:500 W)を、他端には中温部の熱伝導による温度上昇を防ぐために冷却パイプを巻き、銀ろう付けした。高温部の断熱(保温)材にはけい酸カルシウムを用いた。低温シリンダは薄肉とし、熱伝導による損失を極力抑えた。中温部のクランクケースは熱的安定性の向上と軽量化を図るためにアルミニウム合金を用いた。アルミニウム製の熱交換器はこの中に埋め込まれ、はんだ付けによって封止した。

高温ディスプレイサはセラミック製で、その中にステンレス鋼製の金網(#60)を積層した蓄熱器を内蔵している。フェノール樹脂製の低温ディスプレイサも同種の金網(#200)を積層した蓄冷器を内蔵している。ディスプレイサ駆動機構の特長は、系内の作動ヘリウムガスの圧力とクランクケース内圧力の差に起因するモータへの負荷を軽減するために、両空間を貫通する軸シール部の断面積を小さくするなどの構造上の配慮を行ったことである。シールは運転速度が低いので、接触形のキャップシール構造を採用した。

一般に小形冷凍機の耐久性を制限する主要因として、シール等のしゅう動面の摩耗と作動ヘリウムガスの汚染がある。ヴィルミエ冷凍機は本質的にシール等の摩耗は小さいことを特長とするが、本冷凍機ではシール材料には固体潤滑性能を有するガラス繊維を15%含有したPTFEを、また、高温ディスプレイサ用のガイドリングには耐熱、耐摩耗性に優れた材料を採用することによって長寿命化を図っている。セラミック製の高温ディスプレイサの鋼との摩擦係数は室温で0.15程度であるから、接触による損傷やモータに対する負荷の増大を極力抑えることができる。作動ヘリウムガスの汚染に対する対策は、軸受の潤滑に蒸気圧の

表1 冷凍機の基本性能仕様

Cooling capacity at 80 K	1.5 W
No heat load temperature	< 60 K
Cooldown time	40 min
Input power at 80 K	< 150 W
Acoustic noise (1 m)	60 dB (A)
Weight	< 10 kg
Charge pressure	3 MPa
Cycle speed	4 s ⁻¹
Hot temperature	923 K
Intermediate temperature	300 K

(a) 冷凍機の外観

(b) 構造概略図

図1 冷凍機の外観と構造概略図

極めて低い超高真空用のグリースを用い、外部シール用の O リングにはガス放出の少ないふっ素系のゴムを用いた。作動ヘリウムガスは不純物が 1 ppm 以下の高純度ガスを用いた。

3. 等温モデルによる特性解析

理想的なヴィルミエ冷凍機の実機について、構築した解析モデルを基に死容積を考慮した評価式を導出する。さらに実機における系内の作動ヘリウムガスの温度、圧力および流量特性から熱サイクル的な基本効率を明らかにする。

3・1 冷凍機の動作原理 ヴィルミエ冷凍機は作動ヘリウムガスを圧縮するための高温部、低温熱源から熱をくみ上げる低温部および排熱を行うための中温部の三つの温度領域から成り、高温部から中温部までが熱エンジンとして働き、中温部から低温部までが冷凍機として働く。

ヴィルミエ冷凍機の動作原理を図 2 によって述べる。ヴィルミエ冷凍機は作動ヘリウムガスの移動、圧縮、移動および膨張の四つの過程を繰返すことによって、連続的に低温熱源から熱を吸収し、極低温まで冷却することができる。図 2 中では過程 1 から過程 4 に対応した高温ディスプレイサの移動の様子を、またそれに対応した低温ディスプレイサの移動の様子を 1' から 4' で示すとともにそのときの各温度領域の容積変化を模式的に示す。熱の流れは、高温熱源から高温部温度 T_h を維持するために熱量 Q_h が供給され、低温熱源の温度 T_c からは熱量 Q_c がくみ上げられる。高温部および低温部からの熱は、蓄熱器および蓄冷器を通過して最終的に中温部温度 T_a で系外へ排熱 Q_{rej} される。また、図 2 中に示した破線はクランクケース部、す

なわち中温部の要素空間を高温シリンダと低温シリンダ側の中温部容積に分離していることを示す。系内の圧力変化も模式的に示しているが、最大値は低温ディスプレイサが低温部側にあり、高温ディスプレイサが中温部側に移動したときに得られる。二つのディスプレイサは、系内にある作動ヘリウムガスの圧力を周期的に変化させるために機能する。したがって冷凍機を運転するための機械的な力はいずれも往復運動させるために必要な動力のみであり、その大きさは他の冷凍機と比較してわずかであることが特長である。

次に動作原理に基づき、理想的なヴィルミエ冷凍機のエントロピー線図 (T - S 線図)⁽²⁾を以下の仮定の下に考察する。すなわち、

(1) 図 2 で示した破線によって高温側と低温側容積は完全に分離される。

(2) 蓄熱器を通過して高温部と中温部を往復する作動ヘリウムガスと蓄冷器を通過して低温部と中温部を往復する作動ヘリウムガスは互いに混合しない。

(3) 瞬時ごとのすべての要素空間で、圧力は一様である。

これによりヴィルミエ冷凍機の T - S 線図は図 3 に示すとおり、二つの閉曲線によって構成されることになる。図 3 中、1 から 4 で示された閉曲線は高温側の、また、1' から 4' で示された閉曲線はそれに対応した低温側の T - S 線図上の経路を示すものであり、それぞれの点における圧力は等圧線上にある。 T - S 線図上に示された 2 および 2' の点は、高温部と中温部の温度比および中温部と低温部の温度比によって決定される。

3・2 冷凍機の実機解析 ヴィルミエ冷凍機の基本特性の熱力学的解析は、等温モデルによって行うものとする。等温モデルはディスプレイサの往復運動による容積変化のみの影響を考慮したモデルであり、以

図 2 冷凍機の動作原理

図 3 冷凍機の T - S 線図

下の仮定に基づいている。これより圧力は高温、低温シリンダにおける容積変化のみの関数として表され、解析的に求められる。等温モデルは冷凍機設計において、その基本性能特性をあらかじめ予測するには有効である。

- (1) 作動ガスは理想気体とする。
- (2) 作動ガスの全質量は一定である。
- (3) 作動ガスの温度は各要素空間で一定である。
- (4) 蓄熱器、蓄冷器および熱交換器の容積は一定である。
- (5) 系内の圧力は一様で蓄熱器、蓄冷器および熱交換器の流体摩擦あるいは固体摩擦はない。
- (6) ディスプレーサは正弦波的な運動を行う。
- (7) シリンダ、蓄熱器、蓄冷器および熱交換器の熱伝導による損失はない。

以上の仮定の下に図4に示すモデルによって解析を行った。図4において系内を高温部、中温部(高温側)、中温部(低温側)、低温部、蓄熱器および蓄冷器の六つの要素空間に分割した。いま、高温ディスプレーサと低温ディスプレーサは位相角 φ で正弦波的に駆動されるものとすれば、各要素空間の容積は死容積と正弦波的に変化する掃気容積との和で示される。時間 $t=0$ のとき、高温ディスプレーサは上死点にあるものとするれば高温部容積 V_1 、中温部容積 V_2 、 V_3 および低温部容積 V_4 は次式によって表される。ただし、低温部容積の位相が高温部容積より位相角 φ だけ遅れているとし、 $t=0$ のとき $V_1 = V_{d1}$ であるとする。

$$V_1 = \frac{V_h}{2}(1 - \cos \theta) + V_{d1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$V_2 = \frac{V_h}{2}(1 + \cos \theta) + V_{d2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

図4 冷凍機解析モデル

$$V_3 = \frac{V_c}{2}[1 + \cos(\theta - \varphi)] + V_{d3} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$V_4 = \frac{V_c}{2}[1 - \cos(\theta - \varphi)] + V_{d4} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに $\theta = \omega t$ であり、 ω は角速度である。 V_h および V_c は高温部および低温部の掃気容積である。また、 V_{d1} , V_{d2} , V_{d3} , V_{d4} は死容積を表す。

1 サイクル当たりの熱量を決定するには ωt を関数として系内の圧力 P を導出する必要がある。系内の作動ヘリウムガスの質量は一定であり、各要素空間にあるガスの総和はこれに等しいから作動ガスの分子量を m 、気体定数を R 、高温部、中温部および低温部温度をそれぞれ T_h , T_a , T_c とし、蓄熱器および蓄冷器の容積を V_m , V_n 、温度を T_m , T_n とすれば、系内に充てんされているヘリウムガスのモル数 n は次式で与えられる。

$$n = \frac{P}{R} \left[\frac{V_1}{T_h} + \frac{V_2}{T_a} + \frac{V_3}{T_a} + \frac{V_4}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_n}{T_n} \right] \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、

$$a = 1 + \frac{T_h}{T_a} + \frac{V_c}{V_h} \left(\frac{T_h}{T_a} + \frac{T_h}{T_c} \right) + 2 \frac{T_h}{V_h} \left(\frac{V_{d1}}{T_h} + \frac{V_{d2}}{T_a} + \frac{V_{d3}}{T_a} + \frac{V_{d4}}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_n}{T_n} \right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$b = -1 + \frac{T_h}{T_a} + \frac{V_c}{V_h} \left(\frac{T_h}{T_a} - \frac{T_h}{T_c} \right) \cos \varphi \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$c = \frac{V_c}{V_h} \left(\frac{T_h}{T_a} - \frac{T_a}{T_c} \right) \sin \varphi \quad \dots\dots\dots (8)$$

とおくと、系内の動作圧力は式(1)から式(4)および式(5)の関係から高温部についてまとめると次式が得られる。

$$P = \frac{2\pi RT_h}{V_h} \frac{1}{a + b \cos \theta + c \sin \theta} \quad \dots\dots\dots (9)$$

圧力比は上式を微分して $dP/d\theta = 0$ において最高圧力 $P_{\max}$ 、最低圧力 $P_{\min}$ を導出し、その比から次式を得る。

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{a + \sqrt{b^2 + c^2}}{a - \sqrt{b^2 + c^2}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

各要素空間 V_1 , V_2 , V_3 および V_4 について等温条件を維持するために必要な1サイクル当たりの熱量 Q_i は、

$$Q_i = \oint P dV_i \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad \dots\dots\dots (11)$$

で与えられ、高温部および低温部の等温条件を満足させるための熱量 Q_1 , Q_4 は次式で表される。

$$Q_1 = \oint P dV_1$$

$$= \int_0^{2\pi} \frac{2nRT_h}{V_h} \frac{1}{a+b\cos\theta+c\sin\theta} \times \frac{V_h}{2} \sin\theta d\theta \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$Q_4 = \oint PdV_4 \\ = \int_0^{2\pi} \frac{2nRT_h}{V_h} \frac{1}{a+b\cos\theta+c\sin\theta} \times \frac{V_c}{2} \sin(\theta-\varphi) d\theta \quad \dots\dots\dots (13)$$

エネルギーバランスの関係より,

$$Q_2 = \oint PdV_2 = -Q_1 \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$Q_3 = \oint PdV_3 = -Q_4 \quad \dots\dots\dots (15)$$

であり, これらは低温部, 高温部および中温部の指圧線図 (P - V 線図) で示される面積に等しい.

冷凍機の基本効率を,

$$\frac{Q_4}{Q_1} = \frac{V_c}{V_h} \left(\cos\varphi - \frac{b}{c} \sin\varphi \right) \quad \dots\dots\dots (16)$$

の関係から式(7)および式(8)より, 成績係数(COP: Coefficient of performance)を求めれば, 次式を得る.

$$\text{COP} = \frac{Q_4}{Q_1} = \frac{T_c}{T_h} \left(\frac{T_h}{T_a} - \frac{T_a}{T_c} \right) \quad \dots\dots\dots (17)$$

表2 計算に用いた主要パラメータ

Operating temperature	923 K
Hot temperature	300 K
Intermediate temperature	80 K
Cold temperature	4 s ⁻¹
Cycle speed	
Swept volume	22.61 cm ³
Hot cylinder	4.58 cm ³
Cold cylinder	3 MPa
Charge pressure	90 deg.
Phase angle	

図5 1サイクルにおける各要素空間の変化の割合と圧力の変化

式(17)より等温過程のヴィルミエサイクルは, 可逆サイクルであることを示す. したがって, ヴィルミエサイクルの基本効率は高温部と中温部の温度との差が大きいほど高くなる. COPは各要素空間の比やディスプレイサの位相角に依存しないが冷却能力には直接影響する. 実際の冷凍機設計においてはこれらの容積比ならびに位相角の最適化を図ることが重要な課題となる.

シリンダ内での熱および作動ヘリウムガスの移動量は, 系内の作動ヘリウムガスの圧力が一様で各容積内の温度も一定であるから, 作動ヘリウムガスの内部エネルギーは外部からの熱量とガスのエンタルピーから仕事量を差引いたものに等しいので, 定積比熱および定圧比熱を C_v , C_p とすればエネルギーの式

$$dn_i C_v T_i = dn_i C_p T - PdV_i + dQ_i \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad \dots\dots\dots (18)$$

が導出される. また, 仮定より各要素空間を等温に維持するために必要な熱量は次式によって与えられる.

$$dQ_i = -V_i dp \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad \dots\dots\dots (19)$$

図6 高温部, 中温部および低温部の P - V 線図

図7 各要素空間における熱量の周期的変化

図8 各要素空間における作動ヘリウムガスの周期的変化

各要素空間における単位時間あたりに流出入する作動ヘリウムガスの質量 M_{gi} は次式で与えられる。

$$\frac{dM_{gi}}{dt} = \frac{m \cdot \omega}{R \cdot T_i} \frac{d(PV_i)}{d\theta} \quad (i=1, 2, 3, 4) \cdots (20)$$

3・3 冷凍機の基本性能特性 導出した解析手法を図1に示した試作冷凍機に適用し、その基本的な性能特性について計算結果を示す。表2には計算に用いた主要パラメータを示す。

図5は系内の圧力変化を示したもので、圧力の最大値 $P_{\max}$ はクランク角 $\theta = 140.5^\circ$ で $P_{\max} = 3.48 \text{ MPa}$ 、最小値 $P_{\min}$ は $\theta = 320.5^\circ$ で $P_{\min} = 2.57 \text{ MPa}$ が得られる。これより圧力比は1.35が得られる。図6は高温部、中温部および低温部の各要素空間における指圧線図を示す。

高温部、中温部および低温部の温度を一定に保つために必要な熱量の周期的な変化について、計算結果を図7に示す。図7より、高温部に供給される平均熱量は 40.8 W (10.2 J/cycle)、そのときに低温部よりくみ上げる熱量は温度 80 K で 10 W (2.5 J/cycle) である。

図8は各要素空間における作動ヘリウムガスの質量の時間的变化を示す。作動ヘリウムガスの流量の周期的変化を導出することは蓄熱器、蓄冷器および熱交換器の基本性能解析およびそれらの損失を見積もるうえで重要である。

4. 冷凍機性能に及ぼす各種損失の影響

等温モデルでは理想的なヴィルミエ冷凍機の基本効率および図示出力を与えるが、実際の冷凍機では各種の損失があり性能は低下する。そこで本冷凍機に特有の損失の種類とその評価式を提示し考察する。

4・1 シリンダおよびディスプレーサの伝導損失

一様な断面積 A で長さ L のシリンダおよびディスプレーサの伝熱損失はその内部での発熱や損失がない場合、一次元の定常熱伝導の問題として取扱える。熱伝導率 k_s は物性値であり、均質材料の場合には温度のみの関数となる。低温構造材料の平均熱伝導率に関する算出方法としては、熱伝導率積分表を利用して次式に示すとおり、両端の温度における熱伝導率の積分値の差として求められる⁽³⁾。

$$Q \frac{L}{A} = \int_{T_c}^{T_a} k_s(T) dT = \int_{T_0}^{T_a} k_s(T) dT - \int_{T_0}^{T_c} k_s(T) dT \cdots \cdots (21)$$

ここに T_a 、 T_c はそれぞれ中温端および低温端の温度であり、 T_0 は基準温度で、 $T_0 = 4 \text{ K}$ で与えられる。

同様に、J. L. Kirtley はステンレス鋼 (SUS 304) について平均熱伝導率の算出方法を提案している⁽⁴⁾。式(21)より

$$k_s(T) = k_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^\gamma \cdots \cdots (22)$$

とおけば、

$$Q = \frac{A}{L} \frac{k_0 T_0}{\gamma + 1} \left[\left(\frac{T_a}{T_0} \right)^{\gamma+1} - \left(\frac{T_c}{T_0} \right)^{\gamma+1} \right] \cdots \cdots (23)$$

が得られる。ここに γ 、 k_0 はシリンダ両端の温度および温度範囲によって決まる定数であり、基準温度 T_0 は $T_0 = 53 \text{ K}$ で与えられる。

4・2 蓄熱器、蓄冷器の効率

蓄熱器および蓄冷器は、その中を通過する作動ヘリウムガスの温度を各要素空間にあるガスの温度に等しくするために用いられるものであり、蓄熱(冷)材と作動ヘリウムガスとの熱交換量を十分に取ることによって、冷凍機の効率を高めることが可能となる。本冷凍機の蓄熱(冷)材には伝熱性能の優れたステンレス鋼製の金網を採用し、これを積層することによって蓄熱器、蓄冷器としている。蓄熱器および蓄冷器の性能計算では以下の項目を考慮することによって高性能化と小形化が期待される。すなわち、

(1) 蓄熱および蓄冷材の作動ヘリウムガスの流れの方向に対し、熱伝導率が小さく大きな温度こう配が得られること。

(2) 蓄熱(冷)材の熱容量は、作動ヘリウムガスに比べて十分に大きいこと。

(3) 熱伝達率および伝熱面積が大きく、作動ヘリウムガスとの熱交換量が十分であること。

(4) 蓄熱器、蓄冷器の圧力損失が小さいこと。

(5) 1サイクルの過程において蓄熱、放熱が速やかに完了すること。

上述の項目のうち(1), (2)および(5)は蓄熱(冷)材の熱物性値によって決まるものであり, 項目(3), (4)は蓄熱(冷)器の伝熱および流体力学的特性に関するものである。

蓄熱器および蓄冷器の基本効率 ε_0 は作動ヘリウムガスの熱伝達率 h_g , 蓄熱材あるいは蓄冷材と作動ヘリウムガスとの熱容量比 H_s/H_g , 伝熱面積 A およびユニット数 NTU とすれば, 次式に示す Tipler の式を用いて算出することができる⁽⁵⁾。

$$\varepsilon_0 = \frac{H_s}{H_g} \tanh \left(\frac{\frac{1}{\frac{H_s}{H_g}}}{1 + \frac{1}{\text{NTU}}} \right) \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\frac{H_s}{H_g} = \frac{M_s \cdot C_s}{M_g \cdot C_p} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\text{NTU} = \frac{H_g \cdot A}{2 \dot{M}_g \cdot C_p} \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここに蓄熱(冷)材と作動ヘリウムガスの質量をそれぞれ M_s , M_g とし, 比熱を C_s , C_p , 作動ヘリウムガスの流量を $\dot{M}_g$ とする。

Tipler の式では蓄熱器および蓄冷器の伝導による損失は考慮されていないので, 蓄熱(冷)器の熱伝導率を k_{reg} , 単位体積当たりの伝熱面積を A_g として, その損失の補正量 χ を

$$\chi = \frac{k_{\text{reg}} \cdot A_g}{\dot{M}_g \cdot C_p \cdot L} \quad \dots\dots\dots (27)$$

で定義する。蓄熱材あるいは蓄冷材に金網を用いた場合の熱伝導率は次式で与えられる⁽⁶⁾。

$$k_{\text{reg}} = 1.10 k_g \left(\frac{k_s}{k_g} \right)^{0.25} \quad \dots\dots\dots (28)$$

ここに k_s は蓄熱(冷)材の熱伝導率, k_g は作動ヘリウムガスの熱伝導率である。

これより補正後の効率 ε は次式によって求められる。

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \chi \quad \dots\dots\dots (29)$$

結果より, 蓄熱器および蓄冷器効率はそれぞれ 98.7%, 99.6% と見積もられた。

ところで等温モデルによる解析では $\varepsilon=1$ の場合のみ蓄熱器および蓄冷器の条件を満たすことから, 例えば蓄熱器の効率が ε で与えられる場合, その性能を次式で定義されるエンタルピー効率として表すことができる。

$$\Delta Q = \dot{M}_g \cdot C_p (1 - \varepsilon) (T_h - T_a) \quad \dots\dots\dots (30)$$

したがって, 非効率 $(1 - \varepsilon)$ に相当する分だけ高温部では温度が低下するために ΔQ に相当する熱エネルギーが増加することになる。

4.3 蓄熱器, 蓄冷器の圧力損失 蓄熱器および蓄

冷器の基本性能は, 材料の幾何学的な寸法形状によっても影響される。従来よりこれらの基本特性を評価する手段として伝熱特性を評価する j -factor と圧力損失を表す f -factor を用いる方法がある⁽⁷⁾。すなわち Stanton 数 (St), Prandtl 数 (Pr), Reynolds 数 (Re), 作動ヘリウムガスの密度 ρ_g , 水力半径 γ_h , 蓄熱(冷)器長さ L および流量密度 G , 圧力損失 ΔP とするとき, j -factor および f -factor はそれぞれ次式で定義され, 圧力損失が算出される。

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \quad \dots\dots\dots (31)$$

$$f = \frac{2 \rho_g \cdot \gamma_h}{G^2 \cdot L} \Delta P \quad \dots\dots\dots (32)$$

蓄熱器および蓄冷器内の圧力損失は, その内部にある作動ヘリウムガスの挙動が時間とともに変化しているので, 準定常状態として考える必要があるが, ここでは簡単化のために圧力は動作圧力の平均値を用いて評価する。導出した圧力損失の大きさを基に, 低温部の P - V 線図を損失のない場合と等しくするためには高温部の P - V 線図をそれに見合うだけ大きくする必要があり, 高温部の入力熱エネルギーが増加する。

4.4 ディスプレーサの往復運動によって生じる損

往復動形の冷凍機においては, 直線的な温度こう配をもつディスプレーサとシリンダ壁面とが相対的に位置がずれることによって, それらの伝熱面で作動ヘリウムガスのすきま方向に発生する温度こう配によって熱移動が生じ, さらには作動ヘリウムガスの圧力変動に起因する熱移動が重畳して発生する。前者をシャトル損失, 後者をポンピング損失と呼ぶ。従来よりいくつかのシャトル損失に関する評価式が提案されているが, ここでは次式に示す Leo の式に従って評価する⁽⁸⁾。

$$Q_{sh} = 0.186 \pi \cdot S_D^2 \frac{k_g}{Cr} \frac{(T_1 - T_2) d_i}{X_t} \quad \dots\dots\dots (33)$$

ここに S_D はディスプレーサのストローク, Cr は半径すきま, d_i はシリンダ内径および X_t は伝熱距離である。 T_1 , T_2 は対象とするディスプレーサおよびシリンダの高温側, 低温側の温度である。

ポンピング損失も次式に示す Leo の提案した評価式に従う⁽⁹⁾。

$$Q_{pu} = \frac{2 X_t (T_1 - T_2) Cr^{2.6} \left(\frac{\pi d_i}{k_g} \right)^{0.6}}{1.5 Y_c} \times \left[\frac{(P_{\max} - P_{\min}) N \cdot C_p}{R(T_1 - T_2)} \right]^{1.6} \quad \dots\dots\dots (34)$$

ここに Y_c は作動ヘリウムガスの圧縮係数である。式(33)および式(34)からも明らかとなりシャトル損失はすきまが小さいほど, また, ポンピング損失はすき

表3 高温側の各種損失と図示出力およびヒータ入力電力

Regenerator heat loss	8.14 W
Pressure drop loss	3.38 W
Cylinder conduction loss	38.02 W
Displacer conduction loss	10.33 W
Shuttle loss	19.38 W
Pumping loss	2.51 W
Insulator heat loss	27.0 W
Total heat loss	108.76 W
Indicated power	40.80 W
Total input power	149.56 W

表4 低温側の各種損失と正味冷却能力

Regenerator heat loss	1.49 W
Pressure drop loss	2.24 W
Cylinder conduction loss	.88 W
Displacer conduction loss	.06 W
Shuttle loss	1.95 W
Pumping loss	1.36 W
Total heat loss	7.98 W
Gross cooling capacity	10.01 W
Net cooling capacity	2.03 W

図9 高温部温度とヒータ入力電力との関係

図10 運転速度とヒータ入力電力との関係

図11 運転速度と80 Kにおける冷却能力との関係

まが大きくなるほど大きくなるという相反する量であり、適切なすきまの大きさを与えない場合には冷却性能の低下や熱エネルギーの増加につながることになる。

5. 冷凍機の性能予測

ヴィルミエ冷凍機の基本性能は、前述した等温モデルによって得られた図示出力や図示熱効率に熱・流体力学的損失を高温部では加えて必要な熱エネルギー、すなわちヒータ入力電力を算出し、一方、低温部では作動ヘリウムガスの仕事量から各種の損失を減じて正味の冷却能力を算出することによって求められる。ここでは表1に示した基本性能仕様に基づき実機の性能を予測する。

表3は高温側について、損失の種類とその大きさならびに図示出力から必要なヒータ入力電力の計算結果

を示す。また、表4には低温側の損失の種類とその大きさならびに正味の冷却能力について計算結果を示す。これより冷凍機の基本性能としては温度80 Kで2.03 Wの冷却能力を有し、そのときに必要なヒータ入力電力は約150 Wと見積もられ、仕様を満足している。

次に設計点近傍における冷却性能特性に及ぼす高温部温度 T_h 、充てん圧力 P_0 および運転速度 N の主要運転パラメータの影響について考察する。図9は主要運転パラメータのうち T_h を変化させた場合のヒータ入力電力 Q_h への影響を示したもので、 T_h が高くなるほど Q_h はほぼ直線的に増加する傾向を示す。また、図10には Q_h に対する N の影響を示す。図10より、高温部の温度を923 Kに維持するためには103 Wほどのヒータ入力電力を必要とするが、この値は式(33)で示されたシャトル損失の大きさが運転速度によらず

一定値として与えられたことに起因するもので、過大に見積もられていると考えられる。

図 11 は低温部温度 T_c が 80 K における正味の冷却能力 Q_c と N の関係を示す。図 11 より本冷凍機の場合、 N が 2.2 s^{-1} 以下では損失の総和が作動ヘリウムガスの仕事量を上回るために、80 K に到達しないことになる。したがって温度 80 K で動作する冷凍機を実現するには、少なくともそれ以上の運転速度でなければならない。ここでは等温モデルによる冷凍サイクルの解析結果を基に、各種損失の影響を考慮することによって、冷凍機の性能を予測した。解析では主として定常流における諸特性を基本に行った。各種損失の評価法は従来の経験式に基づき行ったが、その適用の可能性については実機による試験データを蓄積することによって、明らかにする必要があると考えられる。

6. 結 言

小形ヴィルミエ冷凍機的设计手法について、等温モデルによるサイクル計算と各種損失の評価に基づき、実機の基本性能を明らかにしたもので、得られた結論は以下のとおりである。

(1) 冷凍機の解析モデルを構築し、等温モデルに

よる系内の作動ヘリウムガスの挙動に関する基本式を誘導した。

(2) 設計に有効な各種損失の影響を考慮した計算手法を示した。

(3) 本解析モデルは、冷凍機の性能特性の解析に必要な諸量を計算するものであり、これによって冷凍機の基本性能を数値的に把握することができる。

(4) 本解析手法を用いて設計した小形・軽量のヴィルミエ冷凍機の構造とその特徴を述べた。

文 献

- (1) 川田・ほか 3 名, 低温工学, **24**-6(1989), 331.
- (2) Eder, F. X., *Int. J. Refrig.*, **5**-2(1982), 86.
- (3) 信貴・平井監修, 低温工学ハンドブック, (1982), 583, 内田老鶴園新社.
- (4) Kirtley, J. L., ほか 2 名, *IEEE*, **6**-2(1991), 267.
- (5) Bretherton, A., ほか 2 名, *Adv. Cryog. Eng.*, **16**(1970), 333.
- (6) Brown, M. T., ほか 1 名, *NASA CP-2287*(1982), 245.
- (7) Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, (1984), 118, MacGraw-Hill Book Company.
- (8) Walker, G., *Cryocoolers*, Part-1, (1983), 221, Plenum Press.
- (9) Martini, W. R., *Stirling Engine Design Manual*, NASA CR-135382(1978), 139.