

高温地帯用スターリングサイクルエアコンの研究

A Study of a Stirling Cycle Air Conditioner for the Use in Tropical Zone

(平成 14 年 9 月受理)

一色 誠 太* (ISSHIKI Seita)

Abstract

Recently because of the progression of global warming and desertification, the tropical forests are decreasing rapidly. In order to maintain a sustainable civilization for future generations, humankind should carry out tree-planting in the tropical zones. The purpose of this present study is to propose an air conditioning system utilizing a Stirling cycle for the tropical desert use. The Stirling cycle air conditioner can operate in higher temperature area than the conventional air conditioner can operate in. The Stirling cycle presented here consists of pin-fin arrays' heat exchangers, a regenerator, a displacer piston, an expansion piston, a Scotch-yoke driving mechanism with a pair of counter rotating bevel gears and a power supply motor. The numerical simulation shows that the Stirling air conditioner can cool down an inside room to temperature of 298K with cooling capacity of 3kW even when the outside air temperature goes up to 333K. In conclusion, this research confirms that the Stirling cooler described here is suitable as an air conditioner appropriate to a high temperature region.

Key words: design engineering, Stirling cycle, numerical simulation, pin-fin arrays' heat exchanger

1. はじめに

近年の顕著な地球温暖化と砂漠化の進行により、人類の住める面積が次第に減少してきた。地球上の全陸地を 100 畳の畳に換算すると、熱帯雨林などの森林の面積は 26 畳で、砂漠の面積は 24 畳に換算でき、森林の面積は毎年 0.06 畳ずつ減少している [文献 1]。地球の肺ともいえる森林が減少すれば、CO₂ ガス濃度が上昇し地球温暖化が加速して、砂漠化がますます進行していく悪循環となる。太古の昔、アフリカのサハラ砂漠は、木と水と緑でおおわれていたそうである [文献 2]。人類が半永久的に地球上に高度の文明を維持したまま生存していくためには、少なくとも地球環境を 18 世紀後半に始まった産業革命以前の状態に回復させ、できればサハラ砂漠の緑化を実現させる必要があると考えられる。このようなことから人類は、砂漠の緑化に取り組む必要があると考えられる。ところがサハラ砂漠では日中の気温が 50~70℃にもなる。このような高温地帯では、在来のエアコンでは役に立たない。なぜなら、在来のエアコンは、外気の最高温度を 38℃に設定して製造されているためである。またエアコンに用いられている熱冷媒の問題がある。フロン類

はオゾン層を破壊することから既に禁止されている。代替フロン類も温暖化係数が CO₂ ガスの数百倍にもなることから使用の禁止が予定されている。最近熱冷媒としてイソブタンが注目されているが最高圧力が高くなり、かつ自然発火の危険性が増大する。また従来から熱冷媒としてよく用いられているアンモニアは、100℃以上になると飽和蒸気圧が 7MPa 以上になるためコンプレッサーなどに構造強度上の問題が発生する。CO₂ ガスも同様である。この点スターリングサイクルは、従来のエアコンとは全く異なる原理で作動するので、外気温度は構成する材料の耐熱温度まで広い温度範囲に対応可能である特長がある。スターリングサイクルを用いたエアコン（以下スターリングエアコンと略す）は、基礎研究が世界的に始まったばかりである。そこで本論文では考案したスターリングエアコンについて提示し、そのシステム構成、構造、性能解析の結果について報告する。

2. スターリングエアコンの構成と構造

2.1 スターリングエアコンのシステム構成

図 1 に高温の砂漠地帯で電力供給のない場所を想定した、スターリングエアコンのシステム構成を示す。

* 福島工業高等専門学校 機械工学科 (いわき市平上荒川字長尾 30)

太陽電池パネル、コントローラ、スターリング冷凍機、ヘリウムガスボンベ、真空ポンプ、ラジエータ、室内機、循環ポンプ、ファンなどから構成される。室外の気温は 60°C 、室内の温度は、 25°C に冷却する設定としている。図中の数字は各部の予定温度を示す。まず太陽電池パネルにより電力を得る。これによりスターリング冷凍機を駆動させる。スターリングサイクルの放熱部ヘッド高温排熱をラジエータで外気に放出させる。冷凍機のクーラヘッド冷熱を冷水循環ポンプで室内に循環させ、室内機から $15\sim 20^{\circ}\text{C}$ の冷風を出す。図でクーラヘッドは 10°C 、放熱部ヘッドは 90°C である。冷凍機内部の作動ガス温度をクーラ側 $0^{\circ}\text{C}=273\text{K}$ 、放熱部側 $100^{\circ}\text{C}=373\text{K}$ とすると、理論COPは、2.73になる。スターリング冷凍機の駆動動力を 3kW 、ポンプとファンなどの補助動力を 0.8kW とすると、合計 3.8kW の所要動力が必要になる。そこで最大出力 5kW の太陽電池パネルを設置する。また余剰電力は容量 5kWh の蓄電池に充電し、雲などで太陽光線が遮られたときの運転に用いる。スターリング冷凍機の運転を最適化する目的でコントローラを設ける。真空ポンプは、このスターリング冷凍機設置時に、内部の空気を完全に抜き取り、ヘリウムガスに100%交換するために用いる。ヘリウムガスボンベにより、スターリング冷凍機の内圧を絶対圧で 1.5MPa に充填する。ガスの外部へのリークに応じてヘリウムガスはポンプより適時充填される。

2.2 スターリング冷凍機の構造

図2に本論文で提案するスターリング冷凍機の断面図を示す。この冷凍機は、筆者らが特許出願したスターリングサイクル [文献3] の冷凍機への実施を具体化したものである。冷凍機は、クーラヘッド、放熱部ヘッド、リジェネレータ、ディスプレイサピストン、膨張ピストン及び下部空間に配置した運動機構部、駆動モータより成る。表1に冷凍機の仕様を示す。クーラの構造は、ピンフィン加工された超ジュラルミンの部分球殻、そのピン先端に点溶接した球面シュラウド、球面フランジ、結合リングより構成される。結合リングはピンフィン群部分球殻と球面フランジに全周溶接され、内部ガスの気密と 13MPa までの耐圧構造が得られている。シュラウドにはディスプレイサシリンダライナとのすり合わせによるはめあい部があり、内部リークの防止、ピンフィン球殻の熱膨張と内圧による中心線方向ひずみが吸収できるようになっている。放熱部の構造は、ピンフィン加工された超ジュラルミンの部分球殻、このピン先端に点溶接した球面シュラウド、球面フランジ、結合リング等より構成される。これらは全周溶接され耐圧密閉構造となっている。次に運動機構部を説明する。スコッチヨーク機構と正反転するベベルギヤの組み合わせから成立している。モータは右に回転し、モータ軸端に取り付けた小ベベルギヤによって図示されている大ベベルギヤを時計回りに回転させる。このギヤには片持ちクランクシャフトが取り付けられている。

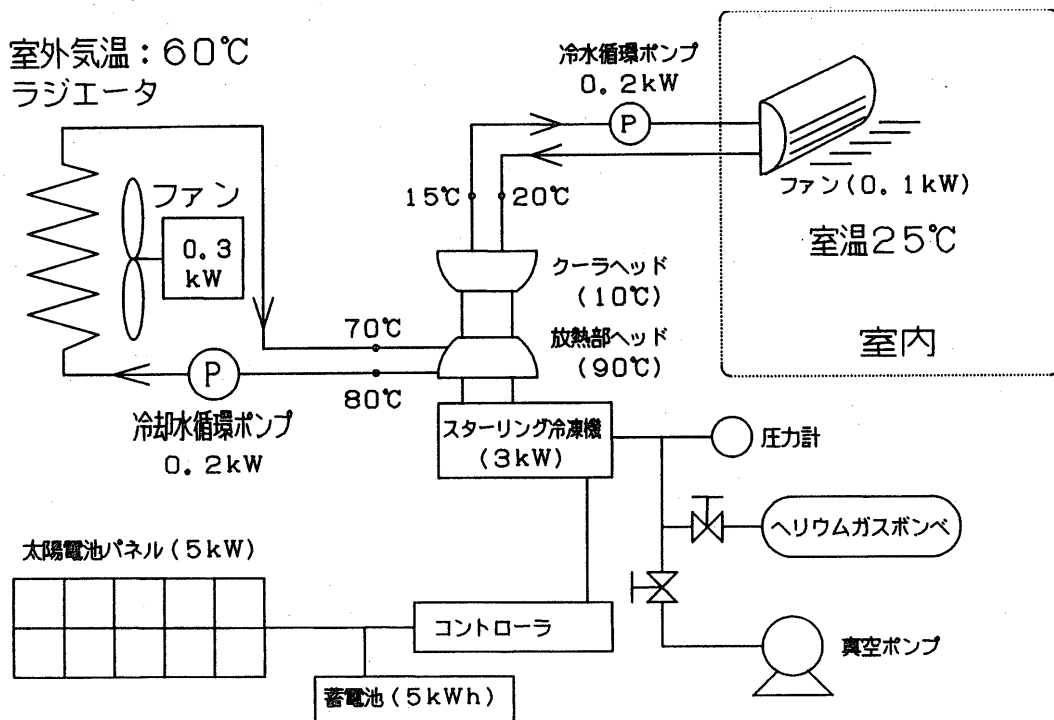


図1 スターリングエアコンのシステム構成

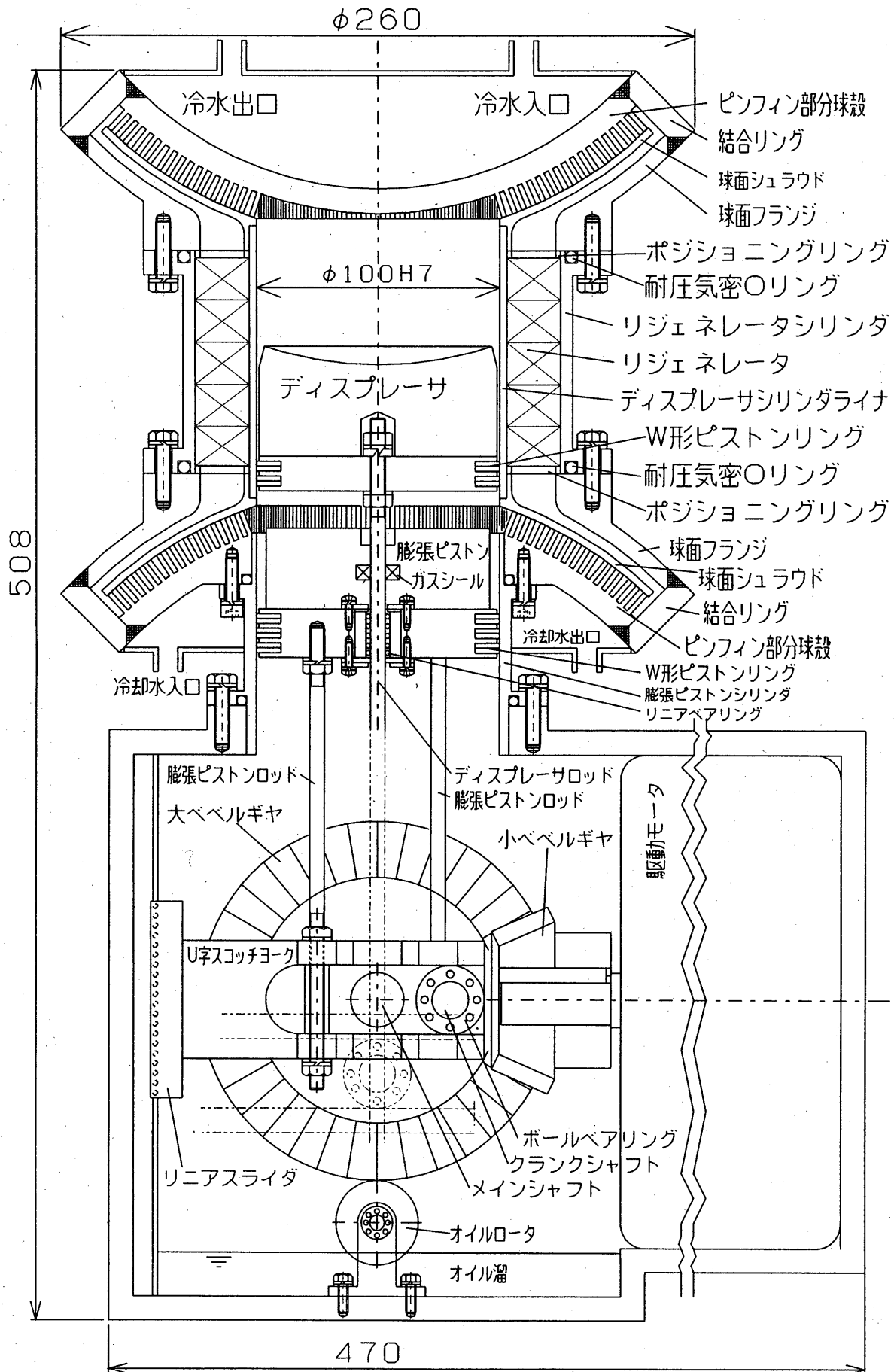


図2 スターリング冷凍機断面図

そのクランクシャフトに取付けられたボールベアリングが、U字形スコッチヨーク内部を左右に滑動する。このスコッチヨークは機械下部左側面に、リニアスライダにより固定され上下方向に滑動出来るようになっている。これによってスコッチヨークに取付けられた2本のロッドにより膨張ピストンを上下に動かす。また対面する大ベベルギヤが反時計回りに回転しそのギヤのクランクシャフトに取付けられたボールベアリングが、U字形スコッチヨーク内部を左右に滑動させる。これによってスコッチヨークに取付けられた1本のロッドを介しディスプレイサピストンを上下に動かす。また膨張ピストン中心には円筒形リニアベアリングが取付けられ、ディスプレイサピストンからのメインロッドの運動を上下方向に保持している。図3に運動機構部を下から見た図を示す。2つのU字スコッチヨークには3つの凹凸が付けられていて、3本のロッドが中心線上に並ぶように工夫されている。これにより、膨張ピストンとディスプレイサピストンのサイドスラストは完全に除去できる。大ベベルギヤは、メインシャフトを介してベアリングボックスにより保持されている。

表1 スターリング冷凍機仕様

項目	値
クーラヘッド温度	283 [K]
放熱部ヘッド温度	363 [K]
ディスプレイサメント容積	471 [cc]
膨張ピストン容積	471 [cc]
ピストンボア径	100 [mm]
ピストンストローク	60 [mm]
クーラヘッド直径	260 [mm]
リジネレータ:	#50 mesh
枚数	420 枚
線径	0.1 [mm]
死空間比	$a=1.25$
オーバーラップ比	$a'=0.25$
平均作動圧力	1.5 [MPa]
作動ガス	ヘリウム
定格ピストン回転数	1900 [rpm]
定格冷却能力	3 [kW]
定格時モータ電力	2.3 [kW]

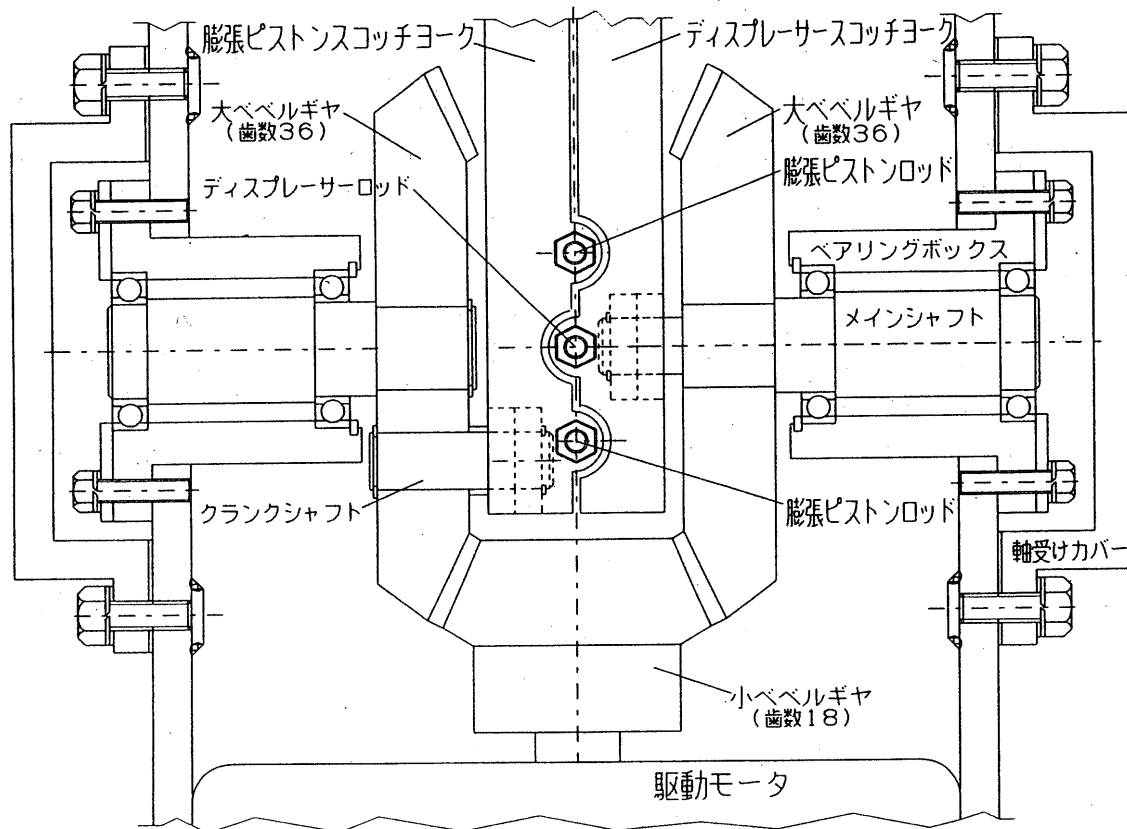


図3 運動機構部下面投影図

2.3 作動ガスの流れ

作動ガスは、ディスプレイサピストンが上昇すると、クーラ部のピンフィン群流路を半径方向に球面上を拡大して流れクーラ球殻外周に到達する。この際流れはシュラウドによりピンフィン外部には流れないようにになっている。次に作動ガスは球面輪フランジとシュラウドの間を半径方向に収縮して流れ、ディスプレイサピストンシリンダの外周に配置したリジェネレータに入る。リジェネレータで熱交換を受け、作動ガスは温度が上昇し、放熱部に入る。球面輪フランジとシュラウドの間を半径方向に拡大して流れ、作動ガスは、球殻輪状ピンフィン群外周に到達する。次いで作動ガスは、ピンフィン群流路を半径方向に縮小して流れ、冷却水で冷やされているピンフィン球殻へ熱を放出しつつ作動ガスは等温圧縮される。なおディスプレイサが下降する時の作動ガスの流れは上昇時の逆になり作動ガスはディスプレイサ上部空間で低温で等温膨張する。

2.4 ピン状フィン球殻

ピン状フィンの伝熱性能はフィンの熱伝導の良さにより決まる。一般に金属合金は材料強度が強くなると熱伝導特性が小さくなる傾向にある。材料強度と熱伝導が共に良く、かつ加工性の良い金属合金は、超ジュラルミン A2024 と超超ジュラルミン A7075 である。それらの材料性質を表 2 に示す。表 2 で 150℃ 耐力の値は [文献 4] より引用し、その他の値等は [文献 5] より引用した。150℃ 耐力と熔接性を考慮すると、A2024 が最適と考えられる。耐食性が劣るので、冷却水と接する表面は、純アルミニウムのコーティングが必要と考えられる。図 4 にピン状フィン平板の写真を示す。これは一辺 2mm、高さ 10mm のピンフィンを厚み 20mm のアルミニウム板 A5052 材に切削加工して得た。このようなピンフィン平板を超ジュラルミン A2024 材で作製、熱間プレスにより所要の球面状部分球殻が製作できると考えられる。製法については今後の検討が必要である。次にピン状フィン部分球殻の座屈強度について考察する。完全球殻の座屈強度理論値は、[文献 6] より式 (1) のように与えられる。

$$P_{cl} = 2Et^2 / \left\{ R^2 \sqrt{3(1-\nu^2)} \right\} \quad (1)$$

ここで、E は弾性率、t は球殻の厚み、R は球殻の半径、 ν はポアソン比である。本研究のピン状フィン球殻の値を代入すると、 $P_{cl} = 131 \text{MPa}$ となる。浅い部分球殻の座屈外圧の実験値は、 P_{cl} の $1/10 \sim 1/4$ であるので [文献 6]、座屈外圧は 13.1MPa となる。本論文のスターリング冷凍機の使用ゲージ圧力は平均

1.4MPa、瞬時最大で 2MPa であるので、安全率が 6.5 倍以上あり強度的には問題がないと考えられる。ピンフィン材料の寿命は電気化学的な材料の経年変化により 10 年程度と見積もっている。

表 2 超ジュラルミンの材料性質

項目	A2024-T4	A7075-T6
弾性率 E Gpa	74	72
0.2%耐力 MPa	324	505
150℃耐力 MPa	245	145
せん断強度 MPa	284	328
ポアソン比 ν	0.27	0.29
熱伝導率 W/mK	120	130
熔接性	B	D
耐食性	z	z

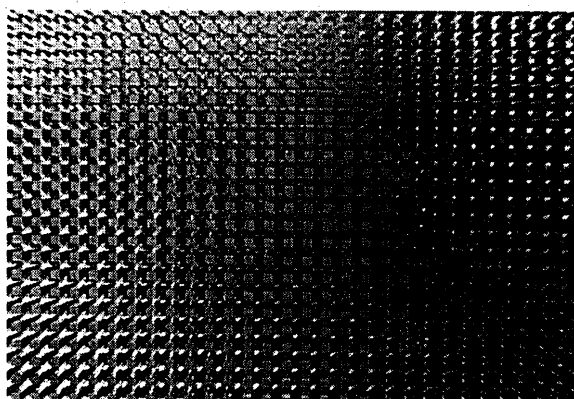


図 4 ピン状フィンの加工例写真

3. 理論解析

3.1 図示冷却仕事

図 5 に示すようなスターリング冷凍機を考える。冷凍機内の全ガス空間をリジェネレータの真中で 2 つの領域に分け、図では上方の領域のガスは常に低温 T_c に保たれ、下方の領域のガスは常に高温 T_h に保たれるとする。表 3 のように諸記号を定める。またリジェネレータの容積は半分ずつ低温側と高温側に分けられるとし、クーラ流路や放熱部流路、リジェネレータ流路はすべて死空間とする。死空間の容積は高温側と低温側に等配分されているとする。膨張ピストンとディスプレイサの位相差を $\pi/2$ とし、膨張ピストンが上死点位置をクランク角の $\theta = 0$ とする。クランク角 θ の変化に応じて、低温側の空間容積と高温側の空間容積は変化するが、全空間のガスの質量は一定に保たれる。低温側空間容積、高温側空間容積、膨張ピストン容積は、クランク角の関数として次のように示さ

れる。

$$V_C = aV_0 + \left(\frac{1 + \sin\theta}{2}\right)V_0 \quad (2)$$

$$V_H = aV_0 + \left(\frac{1 - \sin\theta}{2}\right)V_0 + b\left(\frac{1 - \cos\theta}{2}\right)V_0 - a'V_0 \quad (3)$$

$$V_e = b\left(\frac{1 - \cos\theta}{2}\right)V_0 \quad (4)$$

ガスの状態式より、

$$p\left(\frac{V_H}{T_H} + \frac{V_C}{T_C}\right) = \text{const} \quad (5)$$

ここで温度比 $\gamma = T_H/T_C$ と定義する。式(5)に式(2)、(3)を代入整理し、積分し第一次近似を求めると、圧力はクランク角の関数として表せる。

$$p = \frac{P_m}{1 + \frac{(\gamma - 1)\sin\theta - b\cos\theta}{(2a + 1)(\gamma + 1) + b - 2a'}} \quad (6)$$

次にクーラヘッドから除去できる熱量、放熱部ヘッドに放出される熱量、膨張ピストンに必要な仕事をそれぞれ、 Q_C 、 Q_H 、 W とすると、熱力学第一法則 $dq = pdv + du$ で等温過程のため $du = 0$ より、

$$Q_C = \int_{-\pi}^{\pi} p \cdot dV_C = \frac{\pi}{4} \frac{b p_m V_0}{(a + 0.5)(\gamma + 1) + b/2 - a'} \quad (7)$$

$$Q_H = -\int_{-\pi}^{\pi} p \cdot dV_H = \frac{\pi}{4} \frac{b \gamma p_m V_0}{(a + 0.5)(\gamma + 1) + b/2 - a'} \quad (8)$$

$$W = -\int_{-\pi}^{\pi} p \cdot dV_e = \frac{\pi}{4} \frac{b(\gamma - 1)p_m V_0}{(a + 0.5)(\gamma + 1) + b/2 - a'} \quad (9)$$

となる。

3.2 ピン状フィン流路の流動摩擦と伝熱計算

円柱または正方形角柱のピン状フィン群流路において、直径(角柱においては辺の長さ)を代表寸法に、柱間の最小流路の流速 u_{max} を代表流速にとると、流動摩擦係数 f は、流動抵抗 Δp 、ピン列数 N と流体の密度 ρ で次式のように表現できる。

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho u_{max}^2 N} \quad (10)$$

従来の実験値を概観すると [詳細は文献7参照]、円柱群の場合は、レイノルズ数 Re の増加につれて流動摩擦係数 f が減少していき、 $Re > 500$ で $f = 0.1$ で一定になることが明らかである。これに対して、正方形角柱群の場合は、 $Re > 50$ の領域で既に一定となり、その値は $f = 0.12 \sim 0.19$ である。

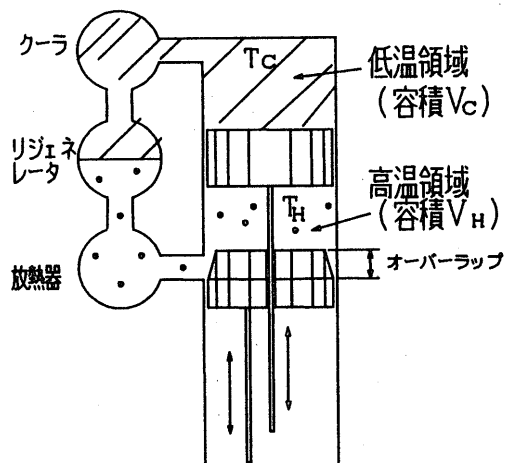


図5 スターリング冷凍機の模式図

表3 3.1節の記号説明

記号	内容
a	死空間容積に対する V_0 の比の半分
a'	オーバーラップ容積に対する V_0 の比
b	V_P に対する V_0 の比 ($V_P = bV_0$)
p	サイクル内の圧力 [Pa]
P_m	サイクルの平均圧力 [Pa]
V_C	低温側の空間容積 [m^3]
V_H	高温側の空間容積 [m^3]
V_0	ディスプレイメント容積 [m^3]
V_e	膨張ピストンの変位容積 [m^3]
V_P	膨張ピストン最大行程容積 [m^3]

そこで本研究ではレイノルズ数によらず $f = 0.17$ で一定とおいた。ピン状フィン群のヌセルト数の実験値を概観すると [詳細は文献7参照]、レイノルズ数の増加につれて、ヌセルト数は単調に増加し、角柱ピンフィンのヌセルト数は $Re < 100$ で円管群とほぼ一致している。しかし $Re > 100$ の角柱の研究例は、1981年から1999年の範囲での遡及検索 [文献8] によってもまだ無いようである。そこで本研究では、 $10 < Re < 100$ と $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ の範囲での Zukauskas による碁盤目配列の直交円管群流の整理式 [文献9] を用い、 $100 < Re < 10^3$ の範囲については補間した。それらの式を式(11)に示す。

$$Nu = \begin{cases} 0.8Re^{0.4}Pr^{0.36} & (10 < Re < 100) \\ 0.2927Re^{0.6183}Pr^{0.36} & (100 < Re < 10^3) \\ 0.27Re^{0.63}Pr^{0.36} & (10^3 < Re < 2 \cdot 10^5) \\ \dots \dots \dots & \dots \dots \dots \end{cases} \quad (11)$$

ここで Pr はプラントル数である。

3.3 リジェネレータの流動抵抗と伝熱

本論文のスターリング冷凍機のリジェネレータは、外径 150 mm 内径 106 mm の同心円形状のステンレス SUS304 金網を 420 枚重ねて用いる。外径はリジェネレータシリンダの内径に、内径はシリンダライナの外径に一致させる。メッシュの線番は #50、目開きは 0.408 mm、素線径は 0.1 mm である。メッシュを通過する流れの流動抵抗は次式で無次元化される。

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_r^2 n} \quad (12)$$

ここで、 Δp ：圧力損失、 ρ ：ガス密度、 n ：メッシュ枚数、 u_r ：メッシュの目開きを通る平均流速である。 f は流動摩擦係数で、次に示す浜口の式 [文献 10] を用いた。

$$f = \frac{33.6}{Re_r} + 0.337 \quad (4 < Re < 10^3) \quad (13)$$

ここで Re_r は、メッシュの目開きを代表寸法に取ったレイノルズ数である。メッシュを通過する流れのヌセルト数については、田中の式 [文献 11] を用いた。ここで、代表寸法はメッシュの目開きの長さに取り直している。

$$Nu = 0.302 Re_r^{0.67} \quad (5 < Re < 90) \quad (14)$$

なお、本研究の冷凍機では、ピストン回転数 1900 rpm のとき、 Re_r は平均およそ 25 になる。

3.4 ピストンリングの機械摩擦損失

ピストンリングがシリンダに垂直方向にかかる力 f_r を次式に示す。

$$f_r = n \cdot f_0 + \pi \cdot d \cdot t \cdot \Delta p \quad (15)$$

ここで、 f_0 ：無負荷時のピストンリング接触力、 n ：枚数、 d ：ピストンの内径、 t ：ピストンリングの厚み、 Δp ：ピストンリングにかかる背圧力である。ディスプレイサピストンリングでは、 Δp を各部の流動抵抗を合算して得た全流動圧力損失を用いた。膨張ピストンにおいては、スターリング冷凍機サイクル内圧 p と次式で示せるバッファ空間の圧力 P_{buf} との差を用いた。

$$P_{buf} = \left\{ \frac{V_{buf} - V_p/2}{V_{buf} - V_p/2 - V_c} \right\}^{\kappa} P_m \quad (16)$$

ここで、 V_{buf} ：バッファ空間の容積、 κ ：比熱比である。 f_r に摩擦係数等を考慮するとピストンリングの摩擦損失が得られる。潤滑特性の差から摩擦係数は、ディスプレイサピストンでは 0.3、パワーピストンでは 0.2 を用いた。

4. 計算結果と考察

4.1 冷却能力と COP

単位時間あたりの冷却能力 W_{rej} は、次式より得た。

$$W_{rej} = Q_c \cdot freq - (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7) \quad (17)$$

ここで、 Q_c ：式(7)で示したクーラヘッドから除去できる 1 サイクルあたりの熱量 [J]、 $freq$ ：ピストン運動回転数 [Hz]、 W_1 ：クーラピンフィン群の流動損失、 W_2 ：放熱部ピンフィン群の流動損失、 W_3 ：リジェネレータの流動抵抗損失、 W_4 ：その他の流動損失、 W_5 ：リジェネレータの熱交換効率損失、 W_6 ：シリンダの直接熱伝導損失、 W_7 ：ディスプレイサピストンリングの摩擦損失である。モータ駆動に必要な電力は次式により得た。

$$W_{motor} = (W \cdot freq + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_7 + W_8) / (\eta_1 \cdot \eta_2) \quad (18)$$

ここで、 W ：式(9)に示した膨張ピストンに必要な仕事、 W_8 ：膨張ピストンリングの摩擦損失、 η_1 ：モータの動力変換効率 (=0.95)、 η_2 ：機構部の伝達効率 (=0.95) である。図 6 にスターリング冷凍機の冷却能力とモータ所要動力を示す。図より、ピストン回転数が上昇するにつれて冷却能力は上昇し、回転数が 1900 rpm のとき 3000 W になり、さらに回転数を増加させると、冷却能力は最大 3600 W に到達し、さらに回転数が増加すると冷却能力が減少していくことが示される。

図 7 にスターリング冷凍機の COP (Coefficient Of Performance) を示す。ここで COP は次式で定義した。

$$COP = W_{rej} / W_{motor} \quad (19)$$

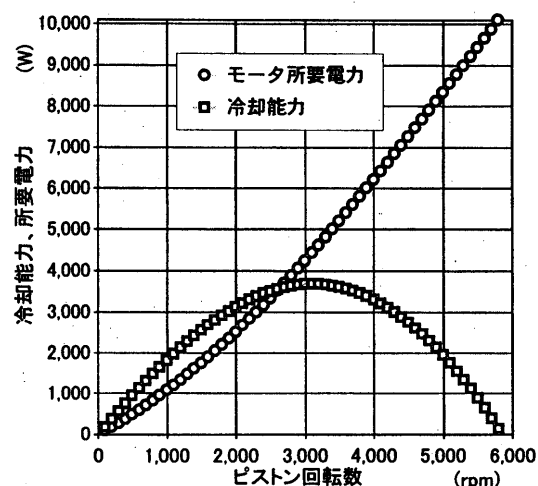


図 6 提案したスターリング冷凍機の冷却能力とモータ所要動力の関係

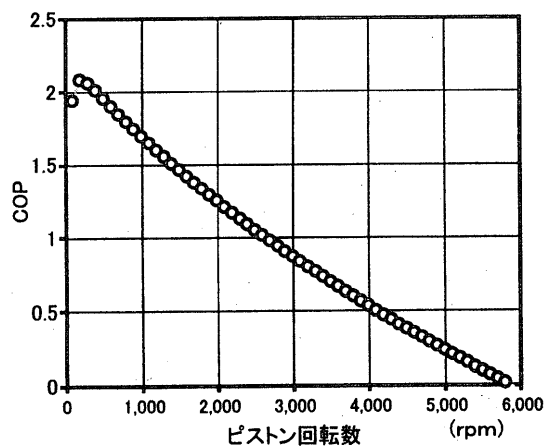


図7 このスターリング冷凍機の COP

4.2 各種損失の占める割合

各損失 $W_1 \sim W_8$ の全損失の占める割合を図8に示す。低回転のとき割合の大きいシリンダの直接熱伝導損失は回転数の上昇につれて減少するが、リジネレータの流動抵抗損失と熱効率損失は1900rpmのとき25%ずつ占めている。またピストンリング損失もかなり大きい。今後これらを減らす検討を行なえば COP のかなりの上昇が見込まれよう。

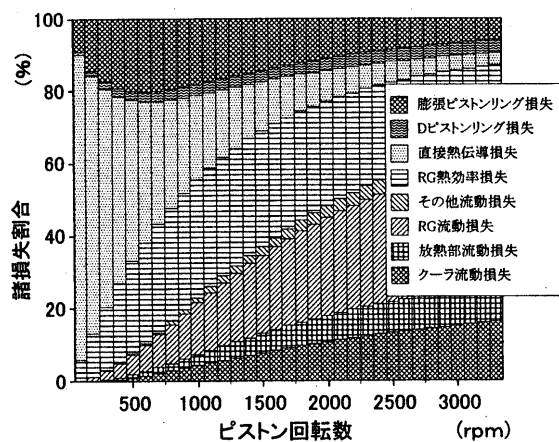


図8 各種損失の占める割合

5. まとめ

- (1) 数値解析の結果、提示したスターリングサイクルエアコンは、高温地帯で外気温度 60°C のときでも、

室内温度を 25°C に冷却能力 3kW で冷却できる。

- (2) 提示したスターリング冷凍機の損失仕事のうち、リジネレータおよびピストンリングに関するものの割合がおよそ半分を以上を占めるので、これらに関する改良検討が必要であると考えられる。
- (3) 提示したスターリング冷凍機は、高温地帯での冷房システムとして、フロン類や炭化水素類を一切使用しない点で、優れていると考えられる。

参考文献

- [1] 平成14年版環境白書、環境省編 (2002), pp.313-317
- [2] 朝日新聞14年5月6日朝刊12版9頁
- [3] 一色誠太・一色尚次、特許出願2000-205453「スターリングサイクル機器」(2000)
- [4] 金属データブック、日本金属学会編、(1993), pp.180-186.
- [5] 機械工学便覧B4 材料学・工業材料、(1984)、日本機械学会編 p.75
- [6] 機械工学便覧A4 材料力学、(1984)、日本機械学会編 p.93
- [7] 一色誠太・一色尚次、“ピンフィン群ガス熱交換器を有するスターリングエンジンの研究”、日本機械学会第4回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、(2000)、pp.19-22
- [8] JICST 科学技術振興事業団 (2000)
- [9] Zukauskas, A., "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", Advances in Heat Transfer, vol.8, (1972), pp.93-160
- [10] 浜口和洋・高橋真太郎・宮部英也 “再生器マトリックスの流動損失(金属積層の場合)”, 日本機械学会論文集B編, 48巻435号, (1982), pp.2207-2216
- [11] 田中誠, 山下巖, 千阪文武, “往復流れ場に置かれたスターリングエンジン用再生器材料の流動および伝熱特性”, 日本機械学会論文集B編 55巻516号 (1989), pp.2478-2485