宇宙用自律型吸放熱デバイスの研究*

(新方式自律熱制御デバイスの有効性および実現性評価)

長 野 方 星^{*1}, 大 西 晃^{*2}長 坂 雄 次^{*3}, 長 島 昭^{*4}

Study on a Reversible Thermal Panel for Spacecraft

(Evaluation of Efficiency and Reliability of

New Autonomous Thermal Control Device)

Hosei NAGANO^{*5}, Akira OHNISHI,

Yuji NAGASAKA and Akira NAGASHIMA

^{*5} Department of System Design Engineering, Keio University,

3-14-1 Hiyoshi, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

The current spacecraft trend toward high density packing of the payload electronics and increased waste heat flux will require the development of lightweight high thermal conductive materials and innovative thermal control techniques. Additionally, new challenging missions will require the new techniques to adapt a variety of environmental conditions. In this study, a new passive thermal control device—a Reversible Thermal Panel (RTP) based on high thermal conductive graphite sheets and shape memory alloy was proposed. The RTP changes its function reversibly from radiator to solar absorber by deploying/stowing the reversible fin. The thermal analyses were conducted to predict the fundamental thermal performances of the RTP. A prototype model of the RTP based on the graphite sheets and aluminum alloys was fabricated, and the thermal vacuum test was conducted with the reversible fin deployed and stowed. The variability of thermal performances of the RTP by deploying/stowing the reversible fin was demonstrated. Comparison of the predicted results with test results indicated a good agreement

Key Words: Spacecraft Thermal Control, Radiator/Absorber, Graphite Sheet, Reversible Thermal Panel, Deployable Radiator, Anisotropy

1. 緒 論

宇宙開発分野において、搭載機器の高密度実装、発熱密度の増大に伴い熱輸送技術や排熱技術の向上が望まれている。また、惑星間探査や月面探査機などの先進的な宇宙機ミッションでは、大きな熱環境変動に対応できる新しい熱制御技術が重要な研究課題となっている。これまで宇宙機の熱制御には、熱輸送素子としてヒートパイプが、温度コントロールとしてサーマルルーバ等が、それぞれ用いられてきた。しかし、これらを組み合わせた熱制御方式は重量、排熱性能の点から限界があるため、今後高度化するミッションの熱制御には新たな提案が必要となる。近年サーマルルーバに代わる熱制御デバイスとして、放射率可変素子を用いた放射率可変ラジエータが研究されている⁽¹⁻³⁾。これらは軽量でシンプルな熱制御方式であり、将来的に期待できる技術であるが、大排熱への対応が難しい。一方、放熱面を宇宙空間で展開して放熱面積の増大を

図る展開型ラジエータの研究が進められ、実用段階にある。しかし、重量が大きいこと、構造が複雑であること、低温時に大量のヒータ電力が必要となることから、使用は一部の大型衛星に制限される。このような背景を受け、著者らは、宇宙機の内部温度に応じて放熱フィンの展開角度が変化する可逆展開ラジエータと、太陽光エネルギーを機器保温に利用するアブソーバが表裏一体となった、軽量でパッシブな自律型吸放熱デバイス (Reversible Thermal Panel: RTP) を提案する。また、RTP の基材として、軽量で柔軟性に富む高熱伝導性グラファイトシート (Highly Oriented Graphite Sheet: HOGS) に着目し、その熱特性を明らかにしてきた⁽⁶⁻⁸⁾。

本研究の提案する RTP は以下の特徴を有している。

- ・ 従来技術のサーマルルーバと展開ラジエータの機能を兼備し、しかも軽量でパッシブな自己温度調整型可逆展開ラジエータである。
- ・ 放熱・保温機能に加え、太陽光エネルギーを吸収して機器保温に充てる吸熱機能を有しているため、ヒータ電力の削減が期待できる。
- ・ 放射率可変ラジエータと比べ、より大排熱なシステムに適用が可能である。また、より大きな熱特

* 原稿受付 2003年11月5日。

^{*1} 正員、慶應義塾大学理工学部 (〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1)。^{*2} 宇宙航空研究開発機構宇宙科学研究本部。^{*3} 正員、慶應義塾大学理工学部。^{*4} 慶應義塾大学理工学部。

E-mail: hosei@naga.sd.keio.ac.jp

性変化が生み出せる。

本研究は RTP を惑星間探査機等の熱環境変動の大きいミッションの熱制御に用いることを最終目的とし、以下の手順で開発を進める。

- ・ RTP の提案および概念設計
- ・ 数値解析による有効性評価
- ・ RTP 評価モデルの製作
- ・ RTP 評価モデルによる実現性の検証
- ・ RTP の詳細設計（熱的最適化）
- ・ RTP 実験モデルの設計・製作
- ・ RTP 実験モデルの特性評価

本論文では、第一報として RTP を提案し、その有効性を数値解析で明らかにするとともに、熱伝導率やフィン厚み等の熱設計パラメータが放熱特性に及ぼす影響について評価した結果をまとめた。また、HOGS とアルミニウム合金を基本要素とする RTP 評価モデルを数値解析モデルに則して製作し、自律型吸放熱デバイスの実現性を実験的に検証したので報告する。

2. おもな記号

A	: 面積
B_i	: Biot 数
d	: フィン厚さ
E	: ふく射パラメータ
F	: 形態係数
G	: 機器形状パラメータ
H	: 無次元厚さ
J	: 射度
K_c	: 熱コンダクタンスパラメータ
l	: 長さ
P_s	: 太陽光強度
Q	: 放熱量
T	: 温度
w	: 幅
x, y	: 座標
X, Y	: 無次元座標
α	: 太陽光吸収率
β	: 形状パラメータ
ε	: 全半球放射率
σ	: Stefan-Boltzmann 定数
Ω	: 無次元放熱量
Θ	: 無次元温度
θ	: 吸放熱フィン展開角度
λ	: 熱伝導率
Λ	: 異方性パラメータ
η_r	: ラジエータフィン効率

Fig. 1 Concept of Reversible Thermal Panel

Fig. 2 RTP two dimensional model in x-y directions

3. 自律型吸放熱デバイスの提案および有効性評価

3.1 自律型吸放熱デバイスの提案

自律型吸放熱デバイス (RTP) は図 1 に示すように、サーマルダブラーと吸放熱フィンが一体となった構造である。吸放熱フィンは放熱フィンと吸熱フィンが表裏一体となっており、温度に応じて宇宙空間に曝露させる面が反転することで機能を逆転させる。すなわち電子機器が高温の場合、放射率が高く、太陽光吸収率の低い放熱面を宇宙空間に曝して放熱を促す。一方低温の場合、放熱フィンを収納し、放射率が低く、太陽光吸収率の高い吸熱面を宇宙空間に曝して放熱を抑制する。また、太陽光入射時は、吸熱フィンより太陽光エネルギーを吸収して内部に輸送し、電子機器を温める仕組である。サーマルダブラー兼吸放熱フィンの材料に高熱伝導性グラファイトシート (HOGS) を、受動型可逆回転アクチュエータに形状記憶合金を用いることで、軽量かつ電力を必要としない熱制御デバイスとなる。

3.2 数値解析による有効性評価

RTP の有効性を評価するために、RTP の主要部分をモデル化して数値解析を行い、その放熱特性を明らか

にする。まず、RTP 構成要素の熱伝導率を無限大と仮定し、RTP 内部の温度分布がない場合の理想的な放熱特性を明らかにする。次に、より現実に近い放熱特性を示すために、面内熱伝導率とフィンの厚みをパラメータとしたときの放熱特性変化を明らかにする。さらに、HOGS のような熱的異方性が大きい材料を用いる場合に、厚さ方向の温度分布が放熱特性に及ぼす影響を明らかにする。

RTP の面内二次元熱解析モデルは図 2 に示すように、対称性を考慮して 1/4 領域をモデル化している。大きさは、長さ $2l_1$ 、幅 w_1 、厚さ d_1 で、中心 l_1 でベースプレートと吸放熱フィンとに分けられる。放熱特性予測を簡便に行うため、ベースプレートとサーマルダブラーは一体としてモデル化している。また、放熱フィンと吸熱フィンの間は厚さ方向に断熱されている。ベースプレートならびに吸放熱フィンの面内熱伝導率は λ_n 、ベースプレートと放熱フィン表面の全半球放射率は ε_r 、吸熱フィン表面のそれは ε_a とする。また、電子機器の発熱に相当する発熱部の温度を T_{hs} とする。本モデルは以下の仮定に基づいている。

- ・ RTP のふく射熱交換は、ベースプレート、放熱フィン、吸熱フィンの各面間ならびに宇宙空間との間でのみ行われ、他の面（衛星構造物等）との熱交換はない。
- ・ 吸放熱フィンが完全に閉じた状態において、放熱フィンとベースプレートの放熱面は互いの面を完全に覆い隠し、宇宙空間との熱交換は、吸熱フィンだけで行われる。
- ・ 吸放熱フィンは角度に関係無く常に宇宙空間に面している。
- ・ RTP の厚さ d_1 は面内の大きさ $2l_1$ 、 w_1 に対して十分小さい。
- ・ ベースプレートと発熱部の接触熱抵抗はない。
- ・ 外部熱入力はない。

以上の仮定に基づいて RTP の放熱特性を明らかにする。

(1) 熱伝導率を無限大としたときの放熱特性

面内の熱伝導率 λ_n が無限大で RTP に温度勾配は無いものとする。吸放熱フィンが展開角度 θ の状態にあるときの RTP の総放熱量 $Q_{r(\theta)}$ は次式で表される。

$$Q_{r(\theta)} = \left[\frac{2\varepsilon_r F_{bs}(\theta)}{F_{bs}(\theta)(1-\varepsilon_r) + \varepsilon_r} + \varepsilon_a \right] \cdot \sigma A_R (T_{hs}^4 - T_s^4) \quad (1)$$

ここで、 $F_{bs}(\theta)$ は展開角度 θ におけるベースプレートの宇宙空間に対する形態係数である。 $\theta = 180^\circ$ のとき $F_{bs} = 1$ となり放熱量 $Q_{r(180^\circ)}$ は最大となる。いま、

Fig. 3 Deployment angle dependences of heat rejection for RTP

$$\Omega_{r(\theta)} = Q_{r(\theta)} / Q_{r(180^\circ)} \quad (2)$$

となる無次元放熱量を定義すると、式 (1) は次のように書き換えられる。

$$\Omega_{r(\theta)} = \frac{2\varepsilon_r F_{bs}(\theta) + \varepsilon_a [F_{bs}(\theta)(1-\varepsilon_r) + \varepsilon_r]}{(2\varepsilon_r + \varepsilon_a) [F_{bs}(\theta)(1-\varepsilon_r) + \varepsilon_r]} \quad (3)$$

上式より、RTP の放熱特性は吸放熱フィンの放射率ならびに、RTP と宇宙空間との形態係数により決定されることが分かる。いま、 $\nu = \varepsilon_r / \varepsilon_a = 3$ としたときの任意の展開角度における無次元総放熱量 $\Omega_{r(\theta)}$ は、図 3 における $K_e = 0$ のようになる。吸放熱フィンの展開角度に応じて形態係数が変化し、放熱量が大きく変化することが示された。

次に発熱部の温度 T_{hs} が上限温度 T_u 、下限温度 T_l の間で変化し、吸放熱フィンが温度に応じて展開・収縮する場合の放熱特性を示す。温度 T_o 以上でフィンが完全に開き ($\theta = 180^\circ$)、温度 T_c 以下では完全に閉じる ($\theta = 0^\circ$) とする。また、 $T_c \leq T_{hs} \leq T_o$ の範囲では、形態係数 $F_{bs}(\theta)$ が温度 T_{hs} と一次の関係を持つとすると、任意の温度における RTP の定常状態での放熱特性は、次式で表される。

$$\Omega_r = \frac{\varepsilon_a}{2\varepsilon_r + \varepsilon_a} \cdot \frac{(\Theta_{hs} + \Theta_l)^4 - \Theta_s^4}{(1 + \Theta_l)^4 - \Theta_s^4} \quad \text{at } \Theta_{hs} \leq \Theta_c \quad (4)$$

$$\Omega_r = \left\{ 1 - \frac{2\varepsilon_r}{2\varepsilon_r + \varepsilon_a} \cdot \frac{\Theta_o - (\Theta_{hs} + \Theta_l)}{\Theta_o - \Theta_c} \right\} \frac{(\Theta_{hs} + \Theta_l)^4 - \Theta_s^4}{(1 + \Theta_l)^4 - \Theta_s^4} \quad \text{at } \Theta_c \leq \Theta_{hs} \leq \Theta_o. \quad (5)$$

$$\Omega_r = \frac{(\Theta_{hs} + \Theta_i)^4 - \Theta_s^4}{(1 + \Theta_i)^4 - \Theta_s^4} \quad \text{at } \Theta_{hs} \geq \Theta_o \quad (6)$$

ただし,

$$\Theta_{hs} = \frac{T_{hs} - T_l}{T_u - T_l}, \quad \Theta_i = \frac{T_l}{T_u - T_l}, \quad \Theta_s = \frac{T_s}{T_u - T_l},$$

$$\Theta_c = \frac{T_c - T_l}{T_u - T_l}, \quad \Theta_o = \frac{T_o - T_l}{T_u - T_l} \quad (7)$$

である。式 (4) ~ (7) より、発熱部の温度変化に伴う放熱特性の変化は図 4 の $K_c = 0$ ようになる。この結果、RTP は従来の受動的なラジエータに比べ、温度に応じて形態係数が変化することから、大きな放熱量変化が得られる。また、サーマルループの放熱特性と比較すると、RTP では展開時の放熱面積が 2 倍になるため、その放熱特性の変化量を大きくできる。

(2) 面内二次元熱伝導を考慮した放熱特性解析

次に、面内方向の熱伝導率 λ_x とフィンの厚み d_l が放熱特性に及ぼす影響を解析する。定常状態における位置 (x, y) における単位要素 $d_l dx dy$ の熱伝導方程式は次のように記述される。

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + G_1^2 \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} = K_c E_m(X, Y) \quad (8)$$

ただし,

$$X = \frac{x}{l_1}, \quad Y = \frac{y}{w_1}, \quad G_1 = \frac{l_1}{w_1} \quad (9)$$

である。 K_c は次式で定義された熱コンダクタンスパラメータである。

$$K_c = \frac{\sigma \Delta T_{u-l}^3 l_1^2}{\lambda_x d_l} \quad (10)$$

また、 $E_m(X, Y)$ はふく射パラメータで以下のように表される。

$$E_m(X, Y) = \varepsilon_r \left[(\Theta_1 + \Theta_i)^4 - F_{ii} \Theta_s^4 - \frac{1}{\sigma \Delta T_{u-l}} \sum_{j=1}^n F_{ij}(\theta) J_j(\theta) \right]$$

$$\text{at } 0 < X < 1, \quad 0 < Y < 1 \quad (11)$$

$$E_m(X, Y) = \varepsilon_r \left[(\Theta_1 + \Theta_i)^4 - F_{ii} \Theta_s^4 - \frac{1}{\sigma \Delta T_{u-l}} \sum_{j=1}^n F_{ij}(\theta) J_j(\theta) \right]$$

$$+ \varepsilon_a \left[(\Theta_1 + \Theta_i)^4 - \Theta_s^4 \right]$$

$$\text{at } 1 < X < 2, \quad 0 < Y < 1 \quad (12)$$

Fig. 4 Temperature dependences of heat rejection for RTP

F_{ii} は要素 i の宇宙空間に対する形態係数、 $F_{ij}(\theta)$ は角度 θ における要素 i の他要素 j に対する形態係数、 $J_j(\theta)$ は角度 θ において要素 j 表面から単位面積当たり単位時間に出ていく全放射エネルギーである。境界条件は、

$$\frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0 \quad \text{at } X = 0, X = 2 \quad (13)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{at } Y = 0, Y = 1 \quad (14)$$

$$\Theta = \Theta_{hs} \quad \text{at } 0 \leq X \leq \beta_l, \quad 0 \leq Y \leq \beta_w \quad (15)$$

となる。ただし,

$$\beta_l = \frac{l_o}{l_1}, \quad \beta_w = \frac{w_o}{w_1} \quad (16)$$

である。式 (8) ~ (16) を用いて、熱コンダクタンスパラメータ K_c を変化させたときの無次元放熱量 $\Omega_r(\theta)$ の吸放熱フィンの展開角度依存性および温度依存性を数値計算によりそれぞれ求める。計算には熱回路網法を用い、 x, y 方向の刻みを $l_1/8, w_1/8$ とした。図 3 に熱コンダクタンスパラメータ K_c を 0 ~ 1.0 の間で変化させたときの放熱特性の吸放熱フィン展開角度依存性を示す。ただし、解析条件は、 $\nu=3.0, \Theta=1.0, \Theta_o=0.05, G_1=1.0, \beta_l=\beta_w=0.25$ とした。熱コンダクタンスパラメータ K_c が小さいほど、すなわち、熱伝導率 λ_x およびフィンの厚み d_l が大きいほど、放熱特性が優れていることが確認された。次に、発熱部の温度変化に伴う放熱特性変化を示す。温度 T_o 以上で吸放熱フィンが完全に開き ($\theta=180^\circ$)、温度 T_c 以下では完全に閉じる ($\theta=0^\circ$) とする。また、 $T_c \leq T_{hs} \leq T_o$

の範囲では、形態係数 $F_{1,2}(\theta)$ が温度 T_{hs} と一次の関係を
持つとすると、図 4 のような放熱特性の温度依存性が
得られる。本解析結果より、RTP の放熱性能ならびに
放熱特性変化量は、面内方向の熱コンダクタンス $\lambda_{xy}d_1$
に大きく依存することが示された。

(3) 厚さ方向の温度分布の影響

前項では面内二次元を仮定しているが、フィン厚み
 d_1 を大きくした場合は、厚さ方向の温度分布が生じる
ため、放熱性能が低下する。また、HOGS のように厚
さ方向の熱伝導率が面内方向のそれに比べて小さい材
料を用いる場合は、その影響が大きいことが予想され
る。そこで、異方性とフィンの厚み増加に起因する厚
さ方向の温度分布が放熱特性に及ぼす影響を明らかに
する。厚さ方向の温度分布評価用のモデルを図 5 に示
す。y 方向に単位幅を有し、温度勾配は無いものとす
る。発熱部の温度を T_{hs} とし、RTP と接触熱コンダク
タンス h_c で結合しているとする。RTP の表面の放射率
は ε_r 、裏面フィンの放射率を ε_a とし、面方向の熱伝
導率を λ_x 、厚さ方向の熱伝導率 λ_z とすると、熱伝導
方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\Lambda}{H^2} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Z^2} = 0 \quad (17)$$

ただし、

$$X = \frac{x}{l_1}, \quad Z = \frac{z}{d_1}, \quad \Theta = \frac{T}{T_{hs}} \quad (18)$$

である。また、 Λ および H は、それぞれ次式で定義さ
れる異方性パラメータ、無次元厚さである。

$$\Lambda = \frac{\lambda_z}{\lambda_x}, \quad H = \frac{d_1}{l_1} \quad (19)$$

また、境界条件は次のように表される。

$$\frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0 \quad \text{at } X = 0, X = 2 \quad (20)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{at } \beta_1 < X < 1, Z = 0 \quad (21)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Z} = -\frac{B_1}{\Lambda}(\Theta - 1) \quad \text{at } 0 < X < \beta_1, Z = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Z} = \frac{E_r}{\Lambda}(\Theta^+ - \Theta_s^+) \quad \text{at } 0 < X < 2, Z = 1 \quad (23)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Z} = \frac{E_a}{\Lambda}(\Theta^+ - \Theta_s^+) \quad \text{at } 1 < X < 2, Z = 0 \quad (24)$$

ただし、

Fig. 5 RTP two dimensional model in x-z directions

Fig. 6 Anisotropic ratio dependences of heat rejection for RTP

$$\beta_1 = \frac{l_0}{l_1}, \quad B = \frac{h_c d_1}{\lambda_x}, \quad \Theta_s = \frac{T_s}{T_{hs}}$$

$$E_r = \frac{\varepsilon_r \sigma d_1 T_{hs}^3}{\lambda_x}, \quad E_a = \frac{\varepsilon_a \sigma d_1 T_{hs}^3}{\lambda_x} \quad (25)$$

である。また、無次元総放熱量 Ω_r を次のように定義
する。

$$\Omega_r = \frac{Q_r}{(2\varepsilon_r + \varepsilon_a)\sigma \cdot 2l_1 \cdot T_{hs}^4 (\Theta_s^+ - \Theta_s^+)} \quad (26)$$

ここで Q_r は RTP の総放熱量、 Θ_s は理想的な系、す
なわち x 方向および z 方向の熱伝導率を無限大とした
ときの RTP の温度 T_i を発熱部の温度 T_{hs} で除したもの
である。異方性パラメータ Λ を変化させたときの無次
元厚さ H と無次元総放熱量 Ω_r の関係は図 6 のよう
になる。ただし、解析条件は、 $\Theta_a = 0.05$ 、 $B = 0.003$ 、
 $E_r = 3.0 \times 10^{-6}$ 、 $E_a = 1.0 \times 10^{-6}$ 、 $\beta_1 = 0.5$ とした。本計
算結果より、厚さ方向の熱伝導を考慮に入れた場合は、
放熱量が最大となる無次元厚さ H が存在し、それ以上
厚くした場合は、放熱性能が低下することが示された。
また、異方性パラメータ Λ が小さい、すなわち厚さ方
向の熱伝導率が面内方向のそれに対して小さいほど、

その影響が大きいことが確認された。これより、RTP 設計において三次元性を考慮する必要性は、異方性パラメータと無次元厚さの関係で判断できることが明らかとなった。本研究で RTP の基材として用いられる HOGS の異方性パラメータは、温度範囲 30 ~ 350 K において $\lambda = 0.02 \sim 0.04$ である⁽⁸⁾。また、次章で述べる RTP 評価モデルの無次元厚さは $H = 0.008$ であるため、厚さ方向の熱抵抗の影響を受けないことが確認された。

4. 自律型吸放熱デバイスの実現性の検証

4.1 RTP 評価モデルならびに試験装置

(1) RTP 供試体の構成

前節の数値解析の有効性を示すために、数値解析モデルに則して RTP の基本要素を製作し、検証試験を行った。図 7 に RTP 評価モデルの形状を、表 1 に諸元を示す。RTP 評価モデルはベースプレート、伝熱部、ダミー機器より構成されている。ベースプレートはアルミニウム合金板 (A5052, $200 \times 240 \times 2$ mm) を用いた。伝熱部は、厚さ方向の温度分布の影響が出ないように HOGS ($500 \times 180 \times 0.1$ mm/枚) 20 枚 (無次元厚さ $H \leq 0.01$) より構成されている。伝熱部は、ベースプレートとダミー機器間に設置されたダブル部と、外部と熱交換を行う吸放熱フィンより構成され、それらは面内方向に連続的につながっている。吸放熱フィンは HOGS を 20 枚のうち 10 枚を放熱フィン、残りの 10 枚を吸熱フィンとして分離されている。放熱フィンと吸熱フィンに用いられている各 10 枚の HOGS は、厚さ 25 μ m のアクリル系粘着材でそれぞれ貼合されている。また、吸熱フィンと放熱フィンは発泡ポリイミド断熱材により厚さ方向に断熱されている。ベースプレート表面および吸放熱フィンの放熱面には放射率が高く太陽光吸収率が低い銀蒸着ポリエーテルイミド (Ag/PEI 75 μ m) が貼付けられている。吸熱フィンには放射率が低く、太陽光吸収率が高い HOGS の表面特性がそのまま用いられている。ダミー機器の発熱はアルミニウム合金板 (A5052, $180 \times 180 \times 1$ mm) にテフロン被覆のコンスタンタン線 ($\phi 200$ μ m) を貼り付けて模擬している。それらは 4 分割されており、それぞれ独立に熱制御が可能である (Heater① ~ ④)。ダミー機器側は 7 層から構成される多層膜断熱材 (MLI) により完全に覆われる。また太陽光熱入力に吸熱面にテフロン被覆のコンスタンタン線 ($\phi 200$ μ m) を貼り付けて模擬している (Heater⑤)。

また、RTP 評価モデルによる試験結果と解析結果を比較する上で、前節の面内二次元熱解析モデルに、アルミベースプレート、サポートフレーム、多層膜断熱

Fig. 7 RTP prototype model (half symmetry model)

Table 1 RTP prototype model constructions

Component	Material	Size [mm]
Base plate	A 5052	$240 \times 200 \times 2$
	Ag/PEI (as a surface)	
Radiator fin	HOGS (10 pieces)	$180 \times 500 \times 1$
	Ag/PEI (as a surface)	
Absorber fin	HOGS (10 pieces)	$180 \times 500 \times 1$
Surface finish	Ag/PEI	0.075
Insulator	PI foam	$200 \times 200 \times 3$
MLI	Al/PI, Al/PET/Al	7 layer
Equipment simulator (Heater① ~ ④)	A 5052	$180 \times 180 \times 1$
	Constantan wire	$\phi 0.2$
Solar simulator (Heater⑤)	Constantan wire	$\phi 0.2$

Table 2 Thermophysical properties of RTP components^(9, 10)

Component	Material	λ	ε
		[W/(m·K)]	
Base plate	A 5052 (Ag/PEI)	138	(0.82)
Radiator fin	HOGS (Ag/PEI)	466	(0.82)
Absorber fin	HOGS	466	0.35
Heater plates	A 5052	138	0.03
MLI (inside)	Aluminized Mylar	-	0.03
MLI (outside)	Aluminized Upilex-R	-	0.60
Shroud wall	Chemglaze Z306	-	0.88

材、HOGS フィンの曲げマージン等を加え、表 2 の熱物性値を与えた。

(2) 試験装置

試験装置は真空系と計測・制御系から構成されている。真空チェンバーは $\phi 1000 \times 1400$ mm の横置円筒型で、内部には $\phi 800 \times 1200$ mm のシュラウド壁が設けられている。試験中は液体窒素により冷却され、壁面の平均温度は -190 $^{\circ}$ C に保持される。内壁には黒色塗料が塗布されており、宇宙空間を模擬している。供試体はシュラウドの中央付近に水平に吊下げられる。真空

チェンバー内はロータリーポンプおよびターボ分子ポンプにより 1.0×10^{-4} Pa 以下の高真空に保持される。供試体の温度測定は $\phi 200 \mu\text{m}$ の銅-コンスタンタン (T 型) 熱電対 32 点により行われ、その信号はデータロガーに取り込まれる。温度データの取得ならびに温度制御、電力制御は PC 上のプログラムで行われる。

4.3 試験条件

検証試験は、前節の数値解析と同様に、供給熱量一定条件下における発熱部温度と放熱量の関係、ならびに温度一定条件下におけるフィン展開角度と放熱量の関係を明らかにした。さらに、太陽光の吸熱機能の確認を行うために、吸熱特性試験を行った。表 3 に試験条件を示す。

(1) 放熱・保温特性試験条件

RTP 評価モデルの吸放熱フィンが完全に展開した状態 (Deployed) で Heater①に 10 ~ 50 W の熱量を与え、供試体が定常 ($\pm 0.5^\circ\text{C/h}$ 以下) となるときの温度分布をそれぞれ測定した。同様の試験を Heater① ~ ④の組合せを変えて行った。次に吸放熱フィンが完全に収納した状態 (Stowed) で Heater①に計 5 ~ 25 W の熱量を与え、供試体の定常温度をそれぞれ測定する。同様の試験を Heater① ~ ④の組合せを変えて行った。さらに、発熱部の温度を -20°C , 20°C , 60°C で一定に PID 制御したときの、吸放熱フィン展開時、収納時の放熱量をそれぞれ測定した。

(2) 吸熱特性試験条件

RTP 評価モデルの吸放熱フィンが完全に閉じた状態 (Stowed) で Heater①に 6.2 ~ 60 W の熱量を与え、供試体が定常となるときの温度をそれぞれ測定した。供給熱量 Q_i は火星、地球または金星近傍の太陽光強度 P_s と HOGS の太陽光吸収率角度特性⁽¹⁾ $\alpha_{\text{HOGS}}(\theta)$ より次式で決定した。

$$Q_i = \alpha_{\text{HOGS}}(\theta) P_s \cos \theta \quad (27)$$

ここで θ は垂直入射を 0 度とする太陽光入射角である。定常時 ($\pm 0.5^\circ\text{C/h}$ 以下) の温度をそれぞれ測定した。

4.4 試験結果

(1) 放熱・保温特性試験結果

図 8 に吸放熱フィン展開時および収納時におけるダミー機器の温度 (図 7 の B の位置) と放熱量の関係を示す。ダミー機器の温度上限を 60°C とすると、発熱密度の高い場合 (Heater①) で 40 W (4.9 kW/m^2)、発

Table 3 Test conditions

	Fin position	Heater	Supplied Power [W]
Radiation	Deployed	①	10 - 50
		①+②	10 - 50
		①+③	10 - 50
		①+②+③+④	10 - 50
Retention	Stowed	①	5 - 25
		①+②	5 - 25
		①+③	5 - 25
		①+②+③+④	5 - 30
Absorption	Stowed	⑤	6.2 - 60

Fig. 8 Temperature dependences of heat rejection for RTP prototype model

熱密度の低い場合 (Heater①+②+③+④) で 49 W (1.5 kW/m^2) までの発熱が許容できる。一方、放熱フィン収納時は発熱密度の違いによるダミー機器の到達温度の差は 10°C 未満であった。放熱量が 20 W の場合を例にとると、ダミー機器の温度はフィンの展開時は -16.8°C 、収納時には 54.3°C と大きく異なることが確認された。次に、RTP のラジエータフィン効率 $\eta_{r(\theta)}$ を以下のように定義する。

$$\eta_{r(\theta)} = \frac{Q_{a(\theta)}}{\left\{ \sigma \varepsilon_r (A_b + A_r) (T_{hs}^4 - T_w^4) + \sigma \left[\frac{\varepsilon_a \varepsilon_M}{1 - (\varepsilon_a)(1 - \varepsilon_M)} \right] A_a (T_{hs}^4 - T_M^4) \right\}} \quad (28)$$

ただし、 $Q_{a(\theta)}$ は実際の放熱量、 ε_r , ε_a , ε_M はそれぞれ、放熱面、吸熱面、および多層膜断熱材最外層の放射率である。また、 A_b , A_r , A_a はそれぞれ、ベースプレート、放熱フィン、吸熱フィンの面積、 T_{hs} , T_w , T_M はそれぞれ、ダミー機器、シュラウド壁面、多層膜断熱材最外層の温度、 σ は Stefan-Boltzmann 定数である。図 8 に等フィン効率線を破線で示す。吸放

Fig. 9 Deployment angle dependences of heat rejection for RTP prototype model

Fig. 10 Absorption performances of RTP prototype model

熱フィンの展開・収納によるラジエータフィン効率の変化量は次式で得られる。

$$\Delta\eta_r = \eta_{r(180^\circ)} - \eta_{r(0^\circ)} \quad (29)$$

試験結果よりより、吸放熱フィンの展開・収納によるラジエータフィン効率の変化は、ダミー機器温度が60°Cのときで $\Delta\eta_{rad} = 0.30 \sim 0.46$ であることが明らかとなった。また、図9に温度一定条件下における吸放熱フィンの展開角度と放熱特性の関係を解析結果と併せて示す。吸放熱フィンの展開・収納により、放熱量が2.5倍以上変化することが確認された。

また、展開角度135°付近に放熱量の最大値が存在していることが確認された。これはRTP評価モデルは、サポートパネルが吸放熱フィンの吸熱面側に存在し、吸放熱フィンの展開角度が180°において、吸熱面がサ

Table 4 Analytical results and test results for radiation case

Component	Deployed ($Q = 30$ W Heater①+②)		
	Experiment	Analysis	ΔT
A Base plate (surface)	13.2 °C	13.7 °C	-0.5 °C
B Equipment simulator	20.2 °C	20.5 °C	-0.3 °C
C Tip of radiator fin	-15.3 °C	-13.0 °C	-2.3 °C
D Tip of absorber fin	6.6 °C	6.8 °C	-0.2 °C

Table 5 Analytical results and test results for retention case

Component	Stowed ($Q = 25$ W Heater①+②)		
	Experiment	Analysis	ΔT
A Base plate (surface)	70.2 °C	72.0 °C	-1.8 °C
B Equipment simulator	77.2 °C	78.1 °C	-0.9 °C
C Tip of radiator fin	61.6 °C	63.0 °C	-1.4 °C
D Tip of absorber fin	36.5 °C	38.6 °C	-2.1 °C

Table 6 Analytical results and test results for absorption case

Component	Stowed ($Q = 30$ W Heater⑤)		
	Experiment	Analysis	ΔT
A Base plate (surface)	54.7 °C	50.6 °C	4.1 °C
B Equipment simulator	53.4 °C	52.1 °C	1.3 °C
C Tip of radiator fin	54.1 °C	50.8 °C	3.3 °C
D Tip of absorber fin	95.1 °C	96.7 °C	-1.6 °C

ポートパネルにより覆われ、シュラウド壁とのふく射熱交換量が小さくなるためである。

(2) 吸熱特性試験結果

図10に吸熱実験における供給熱量とダミー機器温度の関係を解析結果と併せて示す。機器の発熱が無い場合において、機器の温度を-50 ~ +100°Cに保たれることが確認された。これより、太陽光を低温時のヒータ補助として用いるという、本RTPの吸熱機能の有効性が実証された。

(3) 試験結果と熱解析結果との比較

表4~6に検証試験結果と解析結果を比較したものを示す。なお、表中の記号は図7に示した測定点に対応している。両者は良好な一致を示したことから、RTPの放熱特性は、今回構築した面内二次元熱解析モデルにより実用レベルで予測可能であることが示された。また、未知パラメータであるHOGSダブラー部とアルミ合金板の接触熱抵抗、多層膜断熱材の実効放射率、吸放熱フィン間の熱交換量は、検証試験結果と解析結果を比較しながら同定した。その結果、HOGSダブラー部とアルミ合金板の接触熱抵抗は 1.2×10^3 m²K/W、多層膜断熱材の実効放射率は0.05、吸放熱フィン間の熱交換量は0Wと見積られた。

5. 結 言

新しい宇宙用熱制御デバイスとして自律型吸放熱デバイスを提案し、数値解析および検証試験により放熱特性評価を行い、その有効性および実現性を明らかにした。以下にその成果を示す。

- ・ RTPの放熱特性を数値解析で明らかにし、その有効性を示した。放熱特性は吸放熱面の放射率、面内方向の熱伝導率ならびにフィン厚みに大きく依存することが確認された。さらに、異方性とフィン厚みの増加に伴う放熱特性を明らかにし、熱設計における面内二次元モデルの適用限界を明らかにした。
- ・ RTP評価モデルを用いた検証試験により、吸放熱フィンの展開・収納により放熱量が大きく変化することが実証された。また、吸熱機能の確認を行い、太陽光を低温時のヒータの補助として利用することが可能であることが実証された。

謝 辞

本研究の一部は(財)日本宇宙フォーラム「宇宙環境利用に関する公募地上研究」ならびに科学研究費補助金(特別研究員奨励費)の支援を受けた。ここに記し感謝の意を表す。

参考文献

- (1) S. Tachikawa, A. Ohnishi, Y. Shimakawa, A. Ochi, A. Okamoto and Y. Nakamura, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **17-2** (2003), 264 - 268.
- (2) R. Oslander, J. L. Champion, A. M. Darrin, J. J. Sniegowski, S. M. Rodgers, D. Douglas, and T. D. Swanson, *39th AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, AIAA Paper 2001-0215 (2001).
- (3) A. Braig, T. Meisel and W. Schwarzott, *22nd ICES Conference*, SAE Technical Paper 92-1201 (1992).
- (4) C. Lashley, S. Krein and P. Barcomb, *28th ICES Conference*, SAE Technical Paper 98-1691 (1998).
- (5) T. Tjiptahardja, M. Amidieu, S. V. Oost, B. Mullender, G. Bekaert, J. Mauduyt and W. Supper, *30th ICES Conference*, SAE Technical Paper 2000-01-2455 (2000).
- (6) H. Nagano, A. Ohnishi and Y. Nagasaka, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **15-3** (2001), 347-353.
- (7) H. Nagano, H. Kato, A. Ohnishi and Y. Nagasaka, *International Journal of Thermophysics*, **22-1** (2001), 301-312.
- (8) H. Nagano, A. Ohnishi and Y. Nagasaka, *7th Japan International SAMPE Symposium and Exhibition* (2001), 345-348.
- (9) D. G. Gilmore, *Satellite Thermal Control Handbook*, The Aerospace Corp. Press. (1994).
- (10) 日本熱物性学会編, 熱物性ハンドブック, 養賢堂 (1990).