電子機器冷却用熱コネクタの設計手法の検討

林 知生^{*1}, 近藤 義広^{*1}, 豊田 浩之^{*1}, 佐藤 重匡^{*2}, 椿 繁裕^{*2}

Design method of thermal connector for electronic equipment cooling

Tomoo HAYASHI^{*1}, Yoshihiro KONDO^{*1}, Hiroyuki TOYODA^{*1}, Shigemasa SATO^{*2}
and Shigeyasu TSUBAKI^{*2}^{*1} Center for Technology Innovation - Mechanical Engineering, Research and Development Group, Hitachi, Ltd.,
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034, Japan^{*2} Information & Communication Technology Business Division, Hitachi, Ltd.,
1 Horiyamashita, Hadano-shi, Kanagawa 259-1392, Japan

Received: 26 December 2016; Revised: 28 February 2017; Accepted: 1 May 2017

Abstract

We have developed the evaluation method for two performance factors to design the thermal connector: Insertion force of thermal grease and thermal conductance. The thermal connector was comprised of a thermal plug and a thermal socket, and the thermal grease which was filled into the gap between the thermal plug and the thermal socket connected the thermal plug and the thermal socket thermally. Firstly, the insertion force was theoretically calculated using the Bingham plastic model for rheology characteristics of the thermal grease and the slip model on the surfaces of the thermal plug and the thermal socket. The calculated results were in good agreement with the experimental results. Secondly, the experimental results of the thermal conductance between the thermal plug and the thermal sockets at the first connection to the 20 times connection were -1 to +26 percent greater than the theoretical value. The reason why some experimental results exceed the theoretical results is the eccentricity between the thermal plug and the thermal socket. In addition, the filling status of the thermal grease in the gap was visualized by ultrasonic testing. The results after the 20 times connections showed there were some voids in the thermal grease and the area of voids was 4 percent of the heat transfer area. Therefore, the thermal conductance was mostly not influenced by the voids. Finally, it was found that the proposed methods to predict the insertion force and thermal conductance were reasonable.

Key words : Thermal connector, Thermal grease, Thermal conductance, Pressure drop, Bingham plastic model, Slip

1. 緒 言

ビッグデータ分析に代表されるように、情報処理量が飛躍的に増大している今日にあつては、サーバ機器の消費電力量は年々増加している。サーバ機器の年間消費電力量は、2050年には2005年の3倍に達すると予測されている（グリーンIT推進協議会 調査分析委員会, 2013）。とりわけ、ブレードサーバに代表されるボリュームクラスと言われる比較的安価なサーバ機器の消費電力量は、サーバ機器全体の消費電力量の9割以上を占めるとされており、その消費電力を削減することで環境負荷を低減することが期待されている。

ブレードサーバは、シャシーに任意の台数のサーバモジュールを搭載して使用するサーバであり、機器構成が柔軟に変更でき、冗長性の確保が容易であつて運用管理がしやすいため、データセンタ等で広く使用されている（實方他, 2008）。ただし、ブレードサーバの情報処理能力の向上が進んだ結果、サーバモジュール内は高密度実装状態となっており、CPU（Central Processing Unit）を冷却するための冷却風の圧力損失が増加し、冷却効率が低下する課題がある。そのため、ブレードサーバの消費電力に占めるファン電力の割合が高くなっており、冷却効

率を上げてファン電力を低減することは、ブレードサーバの消費電力削減のための必須課題となっている。

ファン電力の削減のために、CPUの排熱を熱輸送デバイスでサーバモジュール外へ輸送し、サーバモジュール外に設置したラジエータ等で空気へ放熱する冷却方式が検討されている(新他, 2004)(近藤, 2010)(藤本他, 2014)。このような冷却方式を採用した場合、サーバモジュールをシャーシに取り付ける際に、熱輸送デバイスの接続が必要となる。従来の研究では、シャットオフバルブ付きのカップリングを用いて熱輸送デバイスの接続を行っている(新他, 2004)が、着脱の際に液漏れが起こった場合、電子部品を故障に至らしめる可能性があるため、高い信頼性が求められるサーバ機器に採用することが難しい。

このような熱輸送デバイスの接続の課題に対して、著者らは、熱伝導グリースを用いた新しい熱コネクタを開発した(林他, 2010)。この開発成果は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果得られたものである。この熱コネクタでは、接続する両側をそれぞれソケット(凹部)とプラグ(凸部)とし、プラグをソケットに挿入した後で、その隙間に熱伝導グリースを充填することでソケットープラグ間の熱抵抗を低減する。熱コネクタの伝熱性能をより高くするためには、①熱伝導グリースの熱伝導率が高いこと、②プラグとソケットの隙間が小さいこと、③熱伝導グリースが十分に充填されていること、の3要件が必要となる。

熱伝導グリースは、シリコンオイル等の基油に、熱伝導率の高い酸化亜鉛、窒化ホウ素、窒化アルミニウム等のフィラーを配合して作られる(山田他, 2000)。そのため、一般には、熱伝導性の良いものほどフィラーの配合割合が高く、流動性が低い傾向がある。また、プラグとソケットの隙間が小さいほど伝熱性能が良くなるが、その一方で、熱伝導グリースを充填する際に必要な力(以下、グリース充填力と呼ぶ)は大きくなる。そのため、熱コネクタ設計の際には、熱伝導グリースを充填するための力と伝熱性能の仕様に適合するように、寸法諸元の決定や熱伝導グリースの選定を行う必要があるが、その手法は確立されていない。また、従来、熱伝導グリースの流動挙動に関しては、放熱面の熱膨張による反り変形が原因となって熱伝導グリースが塗布面から流出する、いわゆるポンピングアウト現象に関する検討(藤本, 2013)があるものの、流動挙動を流体力学的に評価した例はない。

そこで、本研究では、ソケットとプラグの間の隙間に熱伝導グリースを充填することで両者を熱的に接続する方式の熱コネクタの設計手法を確立することを目的として、グリース充填力と伝熱性能の予測方法を検討した。グリース充填力に関しては、熱伝導グリースの非ニュートン性を考慮して、隙間部流動時の圧力損失の理論値を導出し、実測結果と比較検討した。また、伝熱性能に関しては、熱伝導グリースの充填動作を20回繰り返し実施してその都度の熱コンダクタンスを測定し、理論値と比較検討した。さらに、超音波試験による可視化を行い、熱コネクタ内の熱伝導グリースの充填状況を確認した。

2. 主な記号

c	: プラグとソケットの隙間距離 [m]
d	: 直径 [m]
u	: 流速 [m/s]
x	: 変位 [m]
y_c	: プラグ流と剪断流の境界の y 座標 [m]
A	: 断面積 [m ²]
C_t	: 熱コンダクタンス [W/K]
D	: 剪断速度 [1/s]
F	: 力, 荷重 [N]
L	: 長さ [m]
Q	: ヒータ発熱量 [W]
T	: 温度 [°C]
γ	: 補正係数 ($=C_t/C_{t0}$) [-]
δ	: 偏心量 [m]

η_{sl}	: 滑り摩擦係数 [Pa·s/m]
θ	: 角度 [rad]
λ	: 熱伝導率 [W/(m·K)]
μ_B	: 塑性粘度 [Pa·s]
τ	: 剪断応力 [Pa]
τ_a	: 付着力 [Pa]
τ_y	: 降伏値 [Pa]
τ_{sl}	: 滑り抵抗 [Pa]
Δp	: 単位長さ当たりの圧力損失 [Pa/m]

添え字

df	: 変形
g	: 熱伝導グリース
ht	: 伝熱部
p	: プラグ
ps	: ピストン
s	: ソケット
sl	: 滑り

Fig. 1 The arrangement of cooling system using thermal connector for server module cooling. The thermal connector transfer exhausted heat from vapor chamber to water cooling loop.

3. 熱コネクタの構造と設計パラメータ

図1に、熱コネクタを用いた冷却システムの一例と、熱コネクタの内部構造を図示する。この冷却システムでは、サーバモジュール内のCPUの排熱を熱輸送デバイスによって冷却モジュール内のラジエータへ輸送し、冷却ファンによって駆動される空気へ放熱している。熱輸送デバイスは、サーバモジュール内のベーパーチャンバと冷却モジュール内の水冷ループに分割され、それらを熱コネクタによって接続する。ベーパーチャンバの凝縮部が熱コネクタのプラグに相当し、水冷ループの受熱部がソケットに相当する。

図2に、熱コネクタの接続動作を図示する。サーバモジュールをシャーシに取り付ける際、プラグがソケットに挿入される(図2(a))。その後、ソケットのグリース溜めに予め貯留していた熱伝導グリースをピストンによって、プラグとソケットの隙間に充填する(図2(b))。ピストンは、サーバモジュールに取り付けたばねの復元力によって押される。このときのグリース充填力の計算方法を、以下で検討する。

図3に、熱コネクタに熱伝導グリースを充填する際の模式図を示す。グリース充填力 F [N]は、以下の式で表わされる。

$$F = A_{ps} L_g \Delta p \quad (1)$$

ここで、 A_{ps} はピストンの断面積[m²]、 L_g は充填しているグリース層の長さ[m]、 Δp は隙間部を流れる熱伝導グリースの単位長さ当りの圧力損失[Pa/m]である。実際には、隙間部の圧力損失に加えて、グリース溜めなどの隙間部以外でも圧力損失が発生するが、それらは隙間部の圧力損失に比べて十分に小さいと考えられるため、無視できる。

Fig. 2 Schematic of insertion process.

Fig. 3 Schematic of grease filling process. In this process, the grease insertion force is needed for the pressure drop of the thermal grease flows into the gap between thermal plug and thermal socket.

式 (1) からわかるように、グリース充填力は、グリース層の長さと同間部の圧力損失に比例して大きくなる。また、同間部の圧力損失は、同間距離が小さいほど大きくなり、熱伝導グリースの粘度が高いほど大きくなると考えられる。一方、熱コネクタの伝熱性能は、グリース層の長さが長いほど高くなり、同間距離が小さいほど高くなり、熱伝導グリースの熱伝導率が高いほど高くなる。以上の性質を表 1 にまとめて示す。グリース充填力と伝熱性能はトレードオフの関係にあるので、設計パラメータ（グリース層の長さ、同間距離、熱伝導グリースの性質）を適切に設定することが必要となる。

本論では、4 章で上記の設計パラメータからグリースの圧力損失を予測する方法、5 章で伝熱性能を予測する方法を検討した。加えて 5 章で、熱コネクタの抜き差しを繰り返した際の、熱伝導グリースの充填状態を確認した。

Table 1 Influence of design parameters on insertion force of thermal grease and thermal conductance.

Design parameter	Influence on insertion force	Influence on heat transfer performance
Increase of gap between thermal plug and thermal socket	Down	Down
Increase of grease length	Up	Up
Increase of thermal conductivity of grease	Up	Up

4. グリース圧力損失の予測方法

4・1 熱伝導グリースの流動特性

同間部を流れる熱伝導グリースの圧力損失の特性を明らかにするために、まず、粘性測定装置を用いて熱伝導グリースの流動特性を測定した。供試グリースには、電子機器の冷却において使用実績がある 3 種類の市販の熱伝導グリース（グリース A, B, C と呼ぶ）を用いた。供試グリースは、いずれも、シリコーン油に金属酸化物のフィラーを配合したものである。図 4 に、測定温度 25 °C での剪断速度に対する剪断応力の測定結果を◇印のプロットで示す。一般に、グリースは剪断速度と剪断応力が正比例の関係にならない非ニュートン流体の性質を示すことが知られており（日本機械学会, 1979）、図 4 より、供試グリースも非ニュートン流体の性質を示すことが確認できる。ここで、剪断速度 D [1/s] と剪断応力 τ [Pa] の関係を表わすレオロジー方程式を導入する。レオロジー方程式は、4・3 節で記述する圧力損失の理論値を算出するために用いる。ここでは、レオロジー方程式が以下の式となるビンガム流体と仮定して、供試グリースの流動特性をモデル化した。

$$\left. \begin{array}{l} \mu_B |D| = \tau - \tau_y \quad (\tau \geq \tau_y) \\ D = 0 \quad (\tau < \tau_y) \end{array} \right\} \quad (2)$$

ここで、 τ_y は降伏値[Pa]、 μ_B は塑性粘度[Pa·s]であり、ビンガム定数と呼ばれる物性値である。表2に、測定結果から求めた τ_y 、 μ_B を示す。図4に、式(2)より求めた剪断応力特性を破線で示す。図より、プロットと破線は比較的よく一致していることがわかる。この結果から、供試グリースをビンガム流体として扱うことの妥当性が確認された。

Fig. 4 The rheogram of the greases. The dashed lines of each figures are the fitted curves which were generated using rheology equation of the Bingham plastic model.

Table 2 Bingham constants of the test greases.

Grease	τ_y [Pa]	μ_B [Pa·s]
Grease A	808	113
Grease B	490	130
Grease C	187	17.5

4・2 圧力損失測定実験

図5に、実験装置概略図を示す。実験装置は、ソケットを模擬したパイプ、プラグを模擬してパイプの中に配置した軸、および、ピストンより構成した。プラグとピストンは SUS 製であり、ソケットは、グリース B の実験では SUS 製とし、グリース A と C の実験ではグリースの流動を目視確認するためにガラス製とした。パイプと軸の隙間距離は、グリース A と C については 0.22 mm、グリース B については 0.20 mm である。

実験の測定開始前に、軸の上部に熱伝導グリースを保持した状態にする。次に、ピストンを一定の速度で押し下げながらピストンに掛かる荷重を測定する。このときのピストンの変位 x_{ps} [m] と荷重 F_{ps} [N] から、以下の式を用いてグリース層の単位長さ当りの圧力損失 Δp を求めることができる。

$$\Delta p = \frac{A_g}{A_{ps}^2} \frac{\Delta F_{ps}}{\Delta x_{ps}} \quad (3)$$

ここで、 A_g は隙間部の断面積[m²]である。なお、本実験は約 20～30 ℃の室温環境にて実施した。実測結果は、理論値とあわせて次節にて説明する。

Fig. 5 Experimental apparatus to measure pressure drop of thermal grease flow in the gap.

4・3 熱伝導グリースの圧力損失のモデル化

プラグの直径に対して隙間距離が十分に小さいため、熱伝導グリースの隙間部の流れは、近似的に、図6に示すような平行二平板間流れと見なすことができる。このとき、熱伝導グリースはビンガム流体であるため、流路の中心に流速分布のないプラグ流の領域をもつ流れ場となる。壁面での滑りなしの条件を適用すると、熱伝導グリースの流速 $u_{df}[\text{m/s}]$ は、4・1節の表2に示した供試グリースのビンガム定数を用いて以下の式で表わされる。

$$u_{df} = \begin{cases} \frac{\Delta p}{2\mu_B} \left(\frac{c}{2} - y_c \right)^2 & (0 \leq y \leq y_c) \\ \frac{\Delta p}{2\mu_B} \left\{ \left(\frac{c}{2} - y_c \right)^2 - (y - y_c)^2 \right\} & \left(y_c < y \leq \frac{c}{2} \right) \end{cases} \quad (4)$$

$$y_c = \frac{\tau_y}{\Delta p} \quad (5)$$

ここで、 c は隙間距離[m]、 y_c はプラグ流と剪断流の境界の y 座標[m]である。区間 $y = 0 \sim c/2$ での式(4)の積分平均を取ると、熱伝導グリースの平均流速 $\bar{u}_{df}[\text{m/s}]$ は、以下の式で求めることができる。

$$\bar{u}_{df} = \frac{\Delta p}{3\mu_B} \left(1 + \frac{y_c}{c} \right) \left(\frac{c}{2} - y_c \right)^2 \quad (6)$$

図7に、熱伝導グリースの平均流速に対する圧力損失を、実測値と理論値を比較して示す。図7で、◇印のプロットは前節で述べた実験による実測値、破線は式(6)による滑りなしの条件での理論値である。いずれの供試グリースにおいても、実測値は理論値より低い値となった。特筆すべきなのは、グリースCの低速条件(0.9 mm/sと1.7 mm/s)では実測値は理論値の80～90%の値であって、差が比較的小さいのに対して、その他の条件では実測値は理論値の50%程度の値であって、差が大きい。グリースCの低速条件以外の条件は、言い換えると、圧力損失の大きな条件であり、このように、圧力損失が大きな条件において理論値よりも実測値が小さくなっている原因として、壁面においてグリースの滑りが発生していることが考えられる。よって、以下では、壁面での滑りを考慮したモデルを考える。

Fig. 6 Schematic diagram of grease flow in parallel plate.

Fig. 7 The experimental results and calculated results of pressure drop. The theoretical results by no slip model are greater than the experimental results. The theoretical results by slip model are in good agreement with the experimental results.

Fig. 8 Schematic diagram of grease flow with slip.

図 8 に、壁面での滑りを考慮した圧力損失モデルを図示する。滑りを伴って流れるとき、壁面で滑り抵抗が生じる。熱伝導グリースと同様に、ビンガム流体としてモデル化されるフレッシュコンクリートでは、滑り抵抗が滑り速度に比例するモデルが検討されており（鈴木他，2004），本論においても同様のモデル化を適用すると、滑り抵抗 τ_{sl} [Pa] は以下の式で表される。

$$\tau_{sl} = \eta_{sl} u_{sl} + \tau_a \quad (7)$$

ここで, η_{sl} は滑り摩擦係数[Pa·s/m], u_{sl} は滑り速度[m/s], τ_a は付着力[Pa]である. このとき, 滑りを伴う熱伝導グリースの平均流速 $\bar{u}_{df+sl}$ [m/s]は, 以下の式で表される.

$$\bar{u}_{df+sl} = \bar{u}_{df} + u_{sl} \quad (8)$$

$$u_{sl} = \frac{1}{\eta_{sl}} \left(\frac{c\Delta p}{2} - \tau_a \right) \quad (9)$$

前述した図7に, 式(8)による滑りを考慮した圧力損失の理論値を実線で示す. なお, 計算に用いた付着力と滑り粘性係数は, 圧力損失の理論値と実測値との差を小さくするように, 最小二乗法を用いて求めた. 表3に, 求めた付着力と滑り粘性係数を示す. 図のように, 滑りなしの条件のモデルで実測値との乖離が大きかった圧力損失が大きな条件において, 壁面での滑りを考慮した圧力損失モデルによる理論値は実測値とよい一致を示している. このように, 壁面での滑りを考慮することで熱伝導グリースの圧力損失挙動を説明できることが確認できた.

Table 3 Material constants of the greases.

Grease	τ_y [Pa]	μ_B [Pa·s]	τ_a [Pa]	η_{sl} [Pa·s/m]
Grease A	808	113	1256	2.72×10^6
Grease B	490	130	1158	2.49×10^6
Grease C	187	17.5	821	8.80×10^4

5. 伝熱性能の予測方法

5・1 熱コネクタの伝熱モデル

図9に, 熱コネクタの伝熱部の模式図を示す. 熱コネクタでは, プラグ表面からソケット内表面へ熱伝導グリースの伝導によって熱を伝える. 隙間距離 c が周方向に均一であり, 隙間内に熱伝導グリースが完全に充填されている場合, 熱コネクタの熱コンダクタンス C_t [W/K]は以下の式で表わされる.

$$C_t = \frac{\pi d_p L_{ht} \lambda_g}{c} \quad (10)$$

ここで, d_p はプラグの直径[m], L_{ht} は伝熱部の長さ[m], λ_g は熱伝導グリースの熱伝導率[W/(m·K)]である.

Fig. 9 Schematic diagram of heat transfer part of the thermal connector.

式 (10) は、隙間距離が周方向に均一である場合の理論式であるが、熱コネクタの伝熱性能のロバスト性を確認するために、図 10 のように、プラグがソケットに対して偏心 δ [m] をもって挿入される場合の熱コンダクタンスを考える。プラグとソケットの表面温度が周方向にそれぞれ均一であることを仮定すると、偏心がある場合の熱コンダクタンスは以下の式で計算できる。

$$C_t = L_{ht} \lambda_g \int_0^{2\pi} \frac{d_p}{2c} d\theta \quad (11)$$

図 10 の角度 θ [rad] の位置での隙間距離 c は、偏心 δ がソケットの直径 d_s [m] に比べて十分小さいことを考慮すると、以下の式で計算できる。

$$c = \frac{d_s - d_p}{2} - \delta \cos\theta \quad (12)$$

ここで、偏心がないときの熱コンダクタンスを C_{t0} [W/K] とし、式 (13) で定義する補正係数 γ [-] を導入すると、式 (11) と式 (12) より、式 (14) が得られる。

$$C_t = \gamma C_{t0} \quad (13)$$

$$\gamma = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{1}{1 - \delta^* \cos\theta} d\theta \quad (14)$$

ただし、 δ^* [-] は、以下の式で定義する無次元偏心量である。無次元偏心量はプラグとソケットの隙間の平均距離によって規格化した無次元量であり、0 以上 1 未満である。

Fig. 10 Schematic diagram of heat transfer part of the thermal connector with eccentricity between the thermal plug and the thermal socket.

Fig. 11 The correction factor for thermal conductance of the thermal connector with eccentricity. The correction factor is always greater than one. This means that the thermal conductance of the thermal connector with no eccentricity is lower than that with eccentricity.

$$\delta^* = \frac{2\delta}{d_s - d_p} \quad (15)$$

図 11 に式 (14) により計算した、無次元偏心量 δ^* と補正係数 γ の関係を示す。図のように、補正係数 γ は常に 1 以上の値となる。つまり、偏心がある場合は偏心がない場合に比べて、熱コンダクタンスが常に高くなる。これは、偏心がある場合には、熱伝導グリース層が薄い部分で熱伝導が促進されていることに起因している。この結果から、熱コネクタを設計する際には、式 (10) で示した偏心がない場合の熱コンダクタンスを計算することで、偏心がある場合であっても熱コンダクタンスを過大に評価することがない。

5・2 熱コンダクタンス測定実験

5・2・1 実験装置および実験方法

図 12 に、熱コンダクタンス測定装置の模式図を示す。本実験装置は、プラグ、コネクタ、熱伝導グリースを充填するためのピストンにより構成した。プラグは、銅パイプの内部に発熱のためのカートリッジヒータを内蔵して製作した。ソケットは銅製で、概略円筒形状であり、グリース溜めを設けた。プラグとソケットの表面に微小な穴を開けて熱電対を埋設した。供試グリースには、前章で示したグリース A、B を使用した。供試グリースの熱伝導率を定常法で測定した結果を表 4 に示す。

Fig. 12 Experimental apparatus for thermal conductance measurement.

Table 4 Thermal conductivity of the specimen greases.

Grease	Thermal conductivity [W/(m·K)]
Grease A	4.04
Grease B	2.71

実験では、まず、プラグをソケットに挿入し、約 20～30 °C の室温環境にて、平均流速 1 mm/s 程度でグリースをプラグとソケットの隙間に充填する。その後、プラグ内のカートリッジヒータを所定の熱量 Q [W] で発熱させ、実験装置全体を所定の温度に設定した冷却水槽に浸漬して、受熱部の外周を冷却水で冷却し、定常となったときのプラグとソケットの温度を測定した。プラグの表面温度 T_p [°C] とソケットの表面温度 T_s [°C] から、下式を用いて熱コンダクタンス C_t を算出した。

$$C_t = \frac{Q}{T_p - T_s} \quad (16)$$

温度測定完了後、プラグをソケットから抜き取る。本実験では、「挿入～熱コンダクタンス測定～抜き取り」を 1 サイクルとして、20 サイクルの実験を実施した。このサイクル回数は、本熱コネクタを使用するブレードサーバが製品寿命内に筐体に挿入される想定回数の 2 倍として決定した。

5・2・2 熱コンダクタンス測定結果

図 13 に、熱コネクタの挿入回数ごとの熱コンダクタンスの測定結果を示す。図中の◇印のプロットは測定値、実線は式 (10) による理論値を示したものである。実測値は、グリース A では理論値に対して -1～+10 %、グリース B では理論値に対して ±0～+26 % となり、ほぼ全ての実測値が理論値より高い値となった。実測値には測定誤差によるばらつきも含まれているが、ほぼ全ての実測値が理論値よりも高くなっている原因の一つとして、5・1 節で述べた偏心の作用が考えられる。また、挿入回数が増えると熱コンダクタンスが低下する傾向は、確認されなかった。

Fig. 13 Measurement results of the thermal conductance.

5・2・3 熱伝導グリースの充填状況の可視化

前項の抜き差しを繰り返す実験によって、熱コンダクタンスが低下しないことを確認したが、抜き差しの際に熱伝導グリース内に空気が混入した場合、空隙が生じ、熱コンダクタンスに影響を与える可能性があるため、超音波試験によって熱コネクタ内の熱伝導グリースの充填状態を可視化した。

図 14 に、可視化した画像を示す。図は、円筒状のグリース層部を周方向に展開した図であり、図の横方向が熱コネクタの軸方向、縦方向が熱コネクタの周方向に相当する。色の濃淡はソケット内面での超音波の反射波の強度を表わしており、反射波が弱い部分が黒く表示され、反射波が強い部分が白く表示される。空隙のある場所はソケット内面での密度差が大きくなるため、反射波の強度が強くなり、白く表示される。空隙以外の要因でも反射波の強度が変わるため、反射波の強度の絶対値で熱伝導グリースの有無は判断できないが、周辺と比較してしっかりとした輪郭を持っている白い領域が、空隙のある部分であると考えられる。また、図中の黒い帯状の箇所は、試験体の表面に貼付した熱電対の配線により測定ができない部分である。

図 14 (a) は 1 回目の挿入時の可視化結果であるが、数ヶ所に細かな空隙が確認できる。図 14 (b) は 10 回目の挿入時の可視化結果であるが、1 回目の挿入時に確認されたような細かな空隙の他に、長手方向 90 mm、角度 90° の辺りに、比較的大きな空隙が確認できる。図 14 (c) は 20 回目の挿入時の可視化結果であるが、長手方向 0~20 mm、角度 90~270° の辺りにクラスタ状の細かな空隙が確認でき、また、10 回目の挿入時に確認された比較的大きな空隙が成長してさらに大きくなったものと思われる空隙が確認できる。

このように、抜き差しを繰り返すことで熱伝導グリース内に空隙が生じていくことが確認された。一方、熱伝導グリース全体の伝熱面積に対する空隙の面積の割合は、20 回目の挿入時であっても 4 %程度であり、熱コンダクタンスへの影響は大きくない。そのため、前項の熱コンダクタンスの測定結果では、挿入回数が増えることでの熱コンダクタンスの低下が確認されなかったものと考えられることができる。

6. 結 言

プラグとソケットの隙間に熱伝導グリースを充填することで両者を熱的に接続する方式の熱コネクタに関して、熱コネクタを設計する際に必要となるグリース充填力と伝熱性能の予測手法を検討し、以下の結論を得た。

- (1) 熱伝導グリースの流動特性の測定結果を元に、ビンガム流体と仮定して流動特性を定式化し、壁面での滑りを考慮した圧力損失の理論値は、実測値と良好に一致した。この結果から、圧力損失の理論値を用いてグリース充填力を予測できることを確認した。
- (2) 熱コンダクタンス測定実験の結果、1~20 回挿入時の実測値は理論値に対して-1~+26 %となった。実測値が理論値よりも高くなった原因の一つとして、プラグとソケットの偏心によって生じる、熱伝導グリース層の薄い部分での熱伝導の促進作用が考えられる。この結果から、理論値が熱コンダクタンスを過大に評価しないことを確認した。
- (3) 抜き差しを繰り返した試験の結果、挿入回数を増やすことで熱コンダクタンスが低下する傾向は確認されなかった。また、熱伝導グリースの充填状況を超音波試験によって可視化した結果、20 回挿入時での空隙の割合は伝熱面積全体の 4 %程度であり、本実験の条件下では、発生した空隙が伝熱性能に及ぼす影響が小さいことを確認した。この結果、実用上必要な回数の抜き差しに伴う気泡の混入を考慮しても、熱コネクタの伝熱性能が問題ないことを確認した。

(a) After first insertion. There are some small voids.

(b) After 10 insertions. There are some voids.

(c) After 20 insertions. Even there are some small voids and a large void, the percentage of the void area to heat transfer area is only 4 %. Then, the voids make the thermal conductance a little decrease.

Fig. 14 Grease distribution in the gap between the thermal plug and the thermal socket by ultrasonic testing. (Grease B)

文 献

- 新隆之, 大橋繁男, 鈴木敦, ブレードサーバ用液冷システムの検討, 熱工学コンファレンス講演論文集 (2004), pp.361-362.
- 藤本貴行, 武田文夫, 近藤義広, 藤居達郎, 加藤猛, 沸騰冷却を用いた高密度実装 ICT ラック用冷却装置 (低背型熱サイフォンの基本性能評価), 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 815 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014tep0202.
- 藤本慶久, 半導体用熱伝導グリースのポンピングアウト挙動に及ぼす負荷条件の影響, 第 21 回機械材料・材料加工技術講演会講演論文集 (2013), 302.
- 林知生, 中島忠克, 近藤義広, 豊田浩之, 出居昭男, 椿繁裕, 電子装置とそれに用いるサーマルコネクタ, 特開 2010-80506 (2010).
- 近藤義広, 取り外し可能な熱コネクタの伝熱性能に関する要素検討, 日本伝熱シンポジウム講演論文集 (2010), p.357.
- 實方淳, 谷光清, 西隆之, 前川均, 辻岡重夫, SI-LCA による ICT 環境負荷評価: サーバのブレード化に関する評価, 第 3 回日本 LCA 学界研究発表講演要旨集 (2008), pp.156-157.
- グリーン IT 推進協議会 調査分析委員会, 2008 年度~2012 年度 グリーン IT 推進協議会 調査分析委員会 総合報告書 (2013), pp.58-61.
- 鈴木一雄, 越川茂雄, 伊藤康司, コンクリートの管内流動に関する研究, コンクリート工学論文集, Vol.15, No.2 (2004), pp.47-57.
- 日本機械学会編, 技術資料 管路・ダクトの流体抵抗 (1979), p.159.
- 山田邦弘, 磯部憲一, 高橋孝行, 放熱用シリコーングリース組成物及びそれを使用した半導体装置, 特開 2000-109373 (2000).

References

- Atarashi, T., Ohashi, S. and Suzuki, O., Study on liquid cooling system for blade server, Proceedings of Thermal Engineering Conference (2004), pp.361-362 (in Japanese).
- Fujimoto, T., Takeda, F., Kondo, Y., Fujii, T. and Kato, T., Cooling unit for high-density packaging ICT rack by using boiling heat transfer (Evaluation on basic cooling performance of low height type thermosyphon), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 80, No. 815 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014tep0202.
- Fujimoto, Y., Effect of load conditions on the pumping out behavior of thermal grease for semiconductor, Proceedings of the 21st materials and processing conference (2013), 302 (in Japanese).
- Hayashi, T., Nakajima, T., Kondo, Y., Toyoda, H., Idei, A. and Tsubaki, S., Electronic device and a thermal connector used therein, Japanese patent disclosure 2010-80506 (2010).
- Kondo, Y., Basic study on heat transfer performance of removable thermal connector, Proceedings of the 48th National Heat Transfer Symposium of Japan (2010), p.357 (in Japanese).
- Sanekata, J., Tani, M., Nishi, T., Maekawa, H. and Tsujioka, S., ICT environmental impact evaluation with SI-LCA: A case example of adoption of blade servers, The 3rd Meeting of the Institute of Life Cycle Assessment, Japan (2008), pp.156-157 (in Japanese).
- Survey and Estimation Committee, Green IT Promotion Council, Survey and Estimation Committee General Report FY2008 to FY2012 (2013), pp.58-61 (in Japanese).
- Suzuki, K., Koshikawa, S. and Itoh, Y., Studies on pipe flow of concrete, Vol. 15, No. 2 (2004), pp.47-57 (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers, Hydraulic losses in pipes and ducts (1979), p.159 (in Japanese).
- Yamada, K., Isobe, K. and Takahashi, T., Heat release silicone grease composition and semiconductor device using that Japanese patent disclosure 2000-109373 (2000).