

Study of Thermal Management System using Single-phase Pumped Fluid Loop for Spacecraft (2)

江口 駿作(東理大院), 太刀川 純孝(宇宙航空研究開発機構), 小川 博之, 大川 万理生(東理大), 齋藤 智彦

研究背景および目的

深宇宙探査, 月面の越夜のような低温環境では, 「太陽光強度の低下による**発電量の低下**」と「温度補償のための**ヒータ電力の増大**」が問題となる.

そのため, 高断熱かつ低ヒータ電力な熱設計が必要となる.

この問題を解決する手段として, 単相流体制御を用いた熱マネジメントシステムを提案している. 本研究は, その熱輸送機構における温度制御の開発が目的である.

熱マネジメントシステムの概要

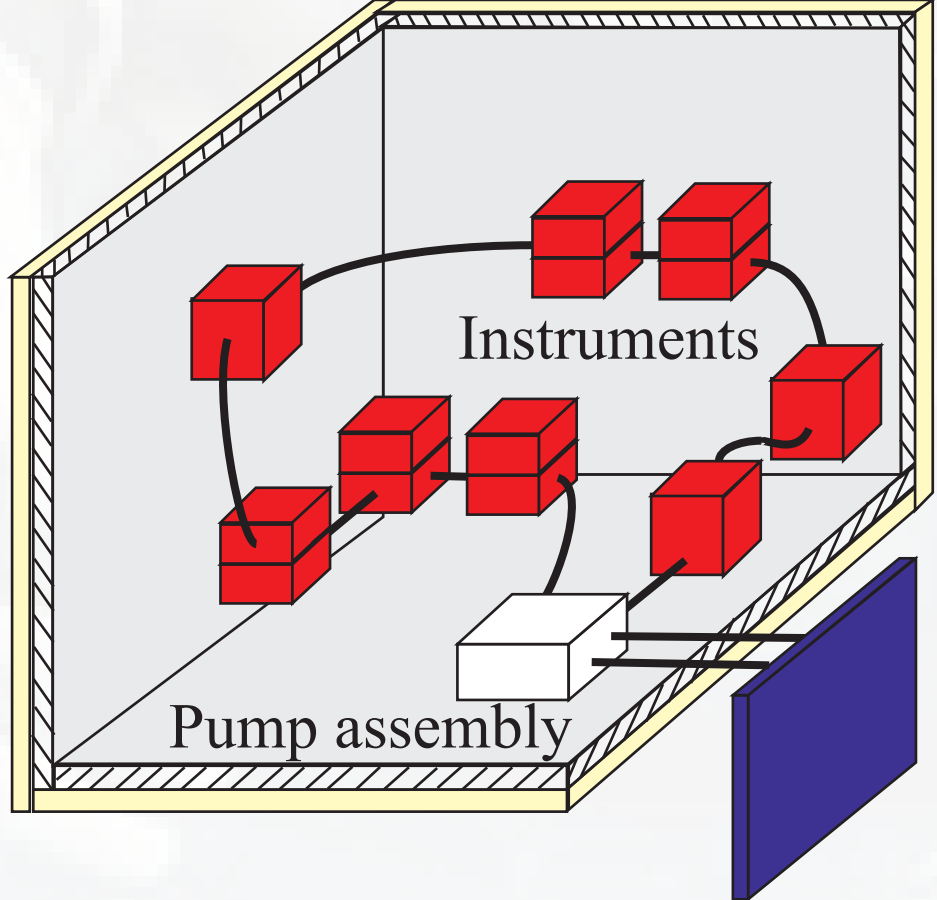
以下の2つの要素により構成されている.

Polyimide Foam Multi-Layer Insulation(PF-MLI) ^{[1],[2]}

- MLIのシームレス・エッジレス化により高断熱を実現する.
- 電波透過型MLIにより, アンテナを含めた高断熱を実現する.

Mechanical Pumped Fluid Loop熱輸送機構 ^[3]

- 搭載機器を全てメカニカルポンプループで接続し, ラジエータを1つにまとめる.
- 各機器の温度が許容温度範囲内に収まるようポンプの流量を制御し, ポンプ電力を低減する.
- ミキシングバルブを用いて, ループシステムの温度を制御し, 宇宙機内部を適温に保つ.
- 放射率可変なHeat Switch Radiator ^[4]を用いてラジエータ内部の流体の凍結を防止する.



PF-MLI

Instruments

Pump assembly

Heat Switch Radiator

この他, 以下のようなメリットがある.

- 機器配置の自由度増加.
- 熱設計の簡略化.
- ダブラーなどが不要(重量削減).

○MLIの切り欠きを最小限に抑えた超高断熱システムの達成

○宇宙機内部で発生した熱を有効利用(ヒータ電力の低下)

[1]S.Tachikawa, et al., 57th Space Science and Tech. Conf., (2013).

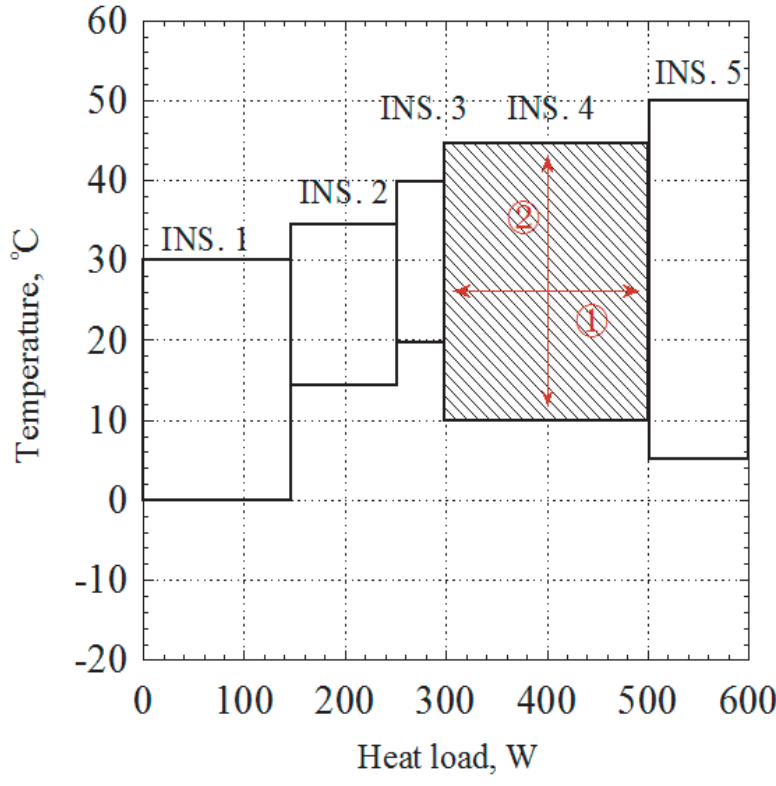
[2]K.Tomioka, et al., 46th ICES, (2016).

[3]S.Eguchi, et al., 16th Space Science Symposium, (2015).

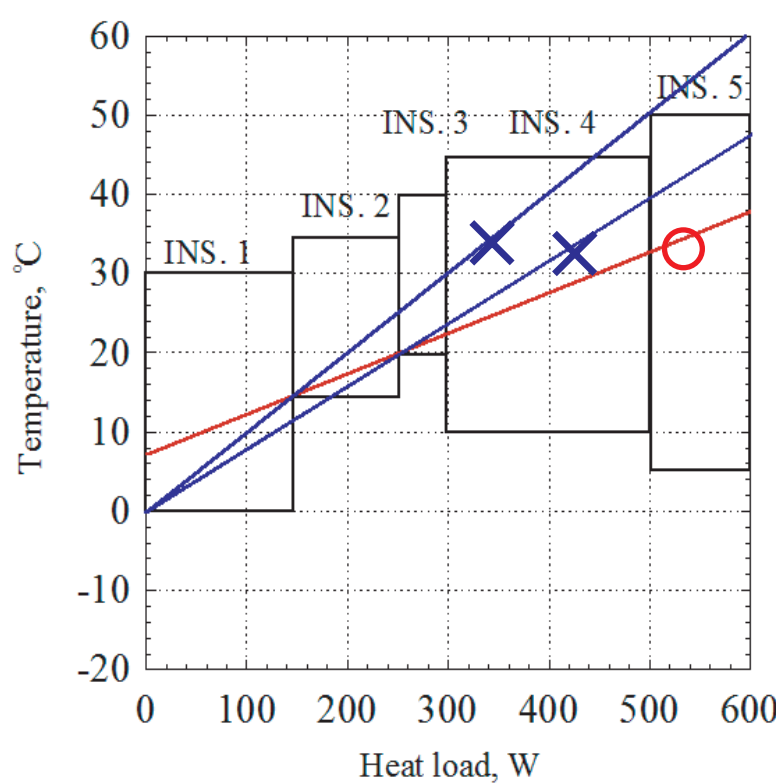
[4]S.Eguchi, et al., 32th Symposium on Aerospace Structure and Materials, (2016).

熱輸送機構における制御の概略と試験結果

○流量決定のためのアルゴリズム^[5]



1. 状態量の把握
搭載機器の許容温度範囲と発熱量の情報を把握する.
その情報を元に, ①横幅が発熱量, ②縦幅が許容温度範囲を表す箱を考える.

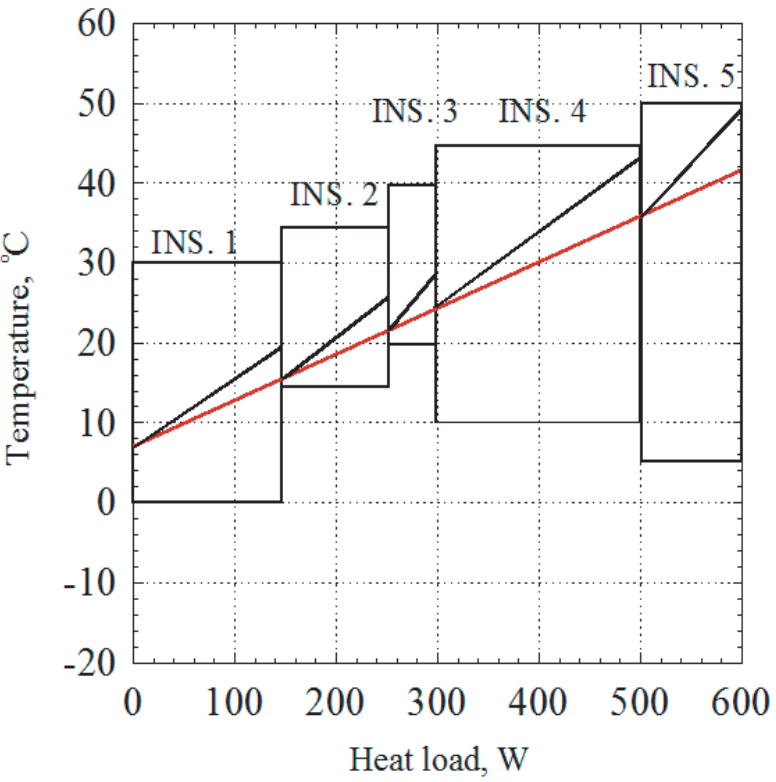


2. システム最低温度の決定
各機器の低温側許容温度の中で, 最大の温度を探索する.
その温度より低温側の機器の低温側許容温度と求めた温度を式(1)に従って直線で結ぶ.

$$T_{out} = T_{in} + Q/\rho c G \quad (1)$$

(T_{out} : outlet fluid temp., T_{in} : inlet fluid temp., Q : heat load, c : specific heat, ρ : density, G : volume flow rate)

このとき, 最小の傾きの直線を選択する.
この直線と1番目の機器を模擬した箱の交点から, システム最低温度が決定される. ただし, 最大の低温側許容温度をもつ機器が1番目の場合は, それをシステム最低温度とする(ミキシングバルブによる制御).



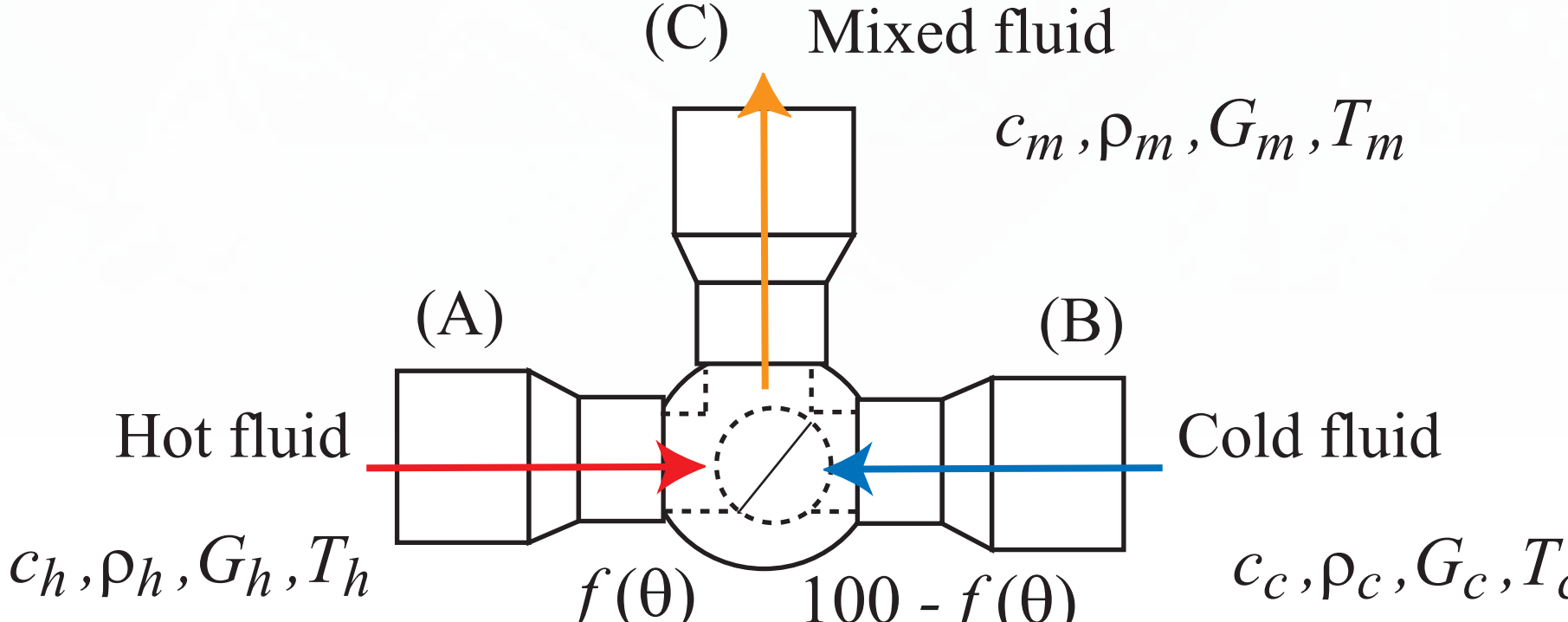
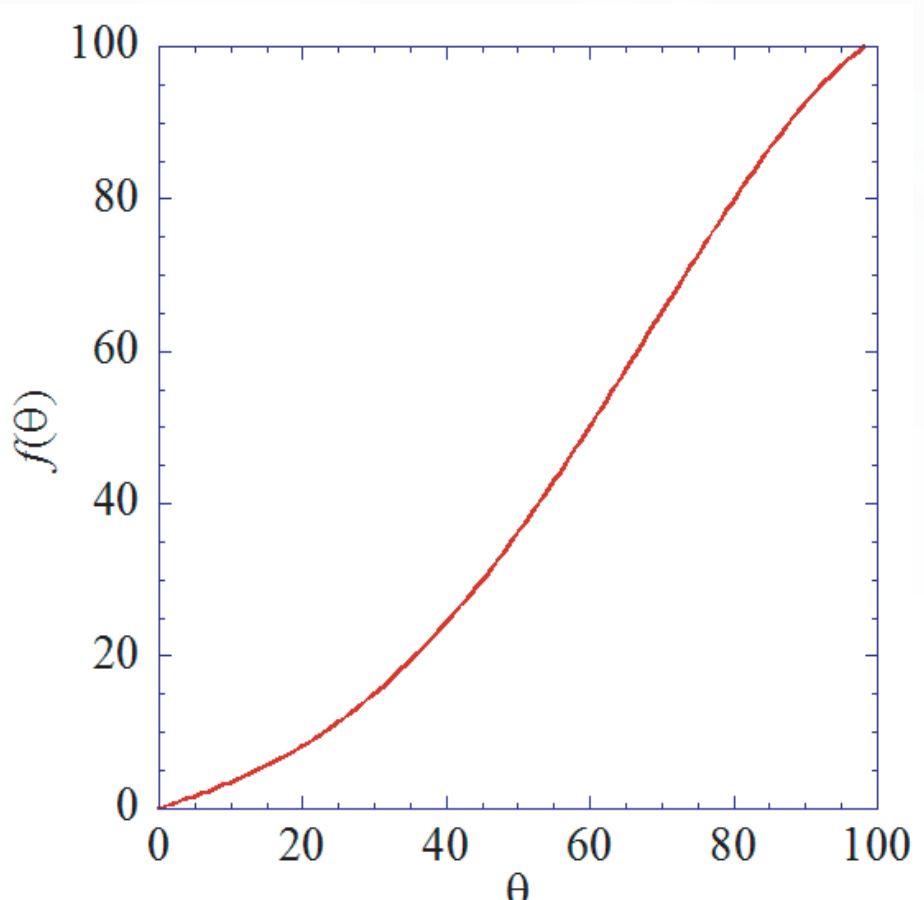
3. 必要最小のポンプ吐出流量の決定
流体の熱輸送は, 2で求めた直線にのる. 一方で, 機器内の最大温度は, コールドプレートの流量と熱抵抗の関係から, 式(2)のように与えられる. これより, 全ての機器の温度が許容温度範囲内に収まる中で, 最小の流量が式(2)より算出される. それに応じてモータ回転数を変更し, ポンプから流体が吐出される.

$$T_{high_i} = T_{in_1} + \Sigma Q/\rho c G + R_i Q_i, G_{min} = \max(G_i) \quad (2)$$

(T_{high} : higher allowable temp., R : thermal resistance, i : ins. number)

[ミキシングバルブによるシステム最低温度の制御]

ミキシングバルブの固有流量特性は次のグラフで与えられる.



(C) Mixed fluid
 c_m, ρ_m, G_m, T_m

Hot fluid
 c_h, ρ_h, G_h, T_h

Cold fluid
 c_c, ρ_c, G_c, T_c

$f(\theta)$ $100 - f(\theta)$

よって, 流量比と開度の関係は式(3)で与えられる.

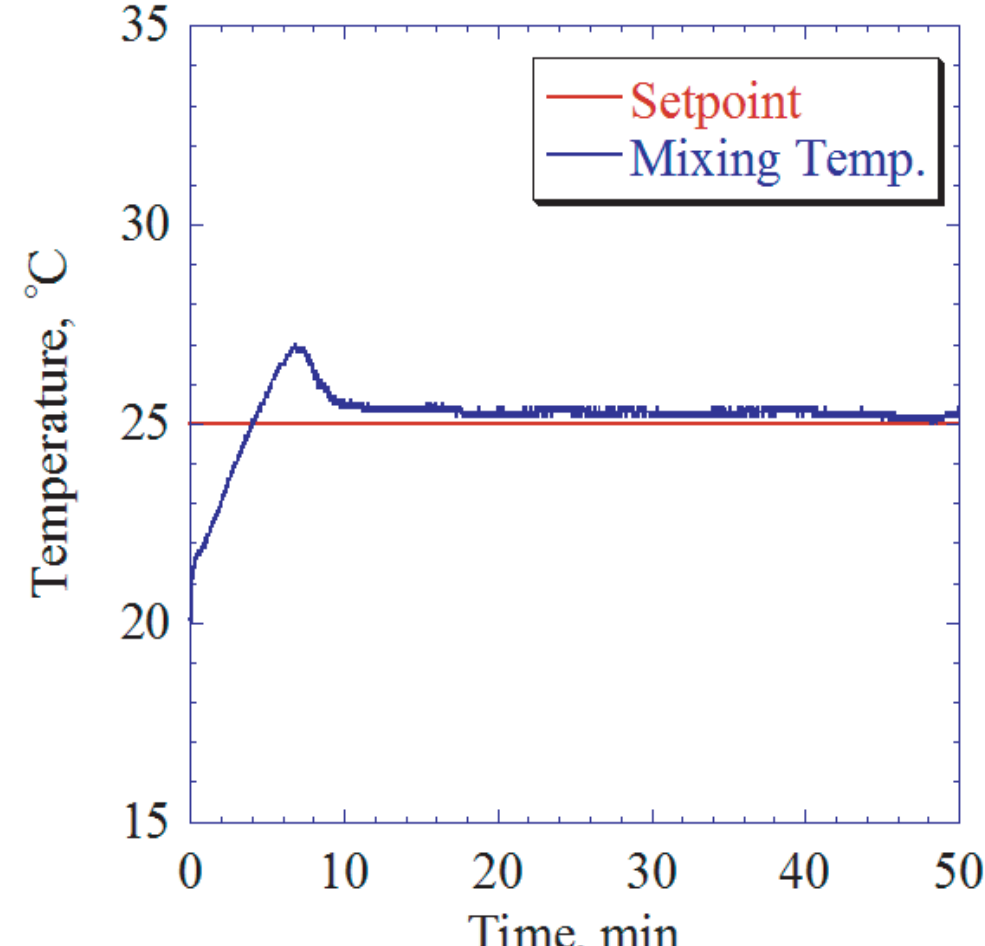
$$f(\theta) = -1.84 \times 10^{-6} \theta^4 + 2.52 \times 10^{-4} \theta^3 + 9.62 \times 10^{-5} \theta^2 + 3.20 \times 10^{-1} \theta \quad (3)$$

また, ミキシング温度が要求温度に達し, そこからほとんど変化がなくなったときの温度と流量比の関係は式(4)で与えられる.

$$f(\theta) = (T_{req} - T_c) / (T_h - T_c) \quad (4)$$

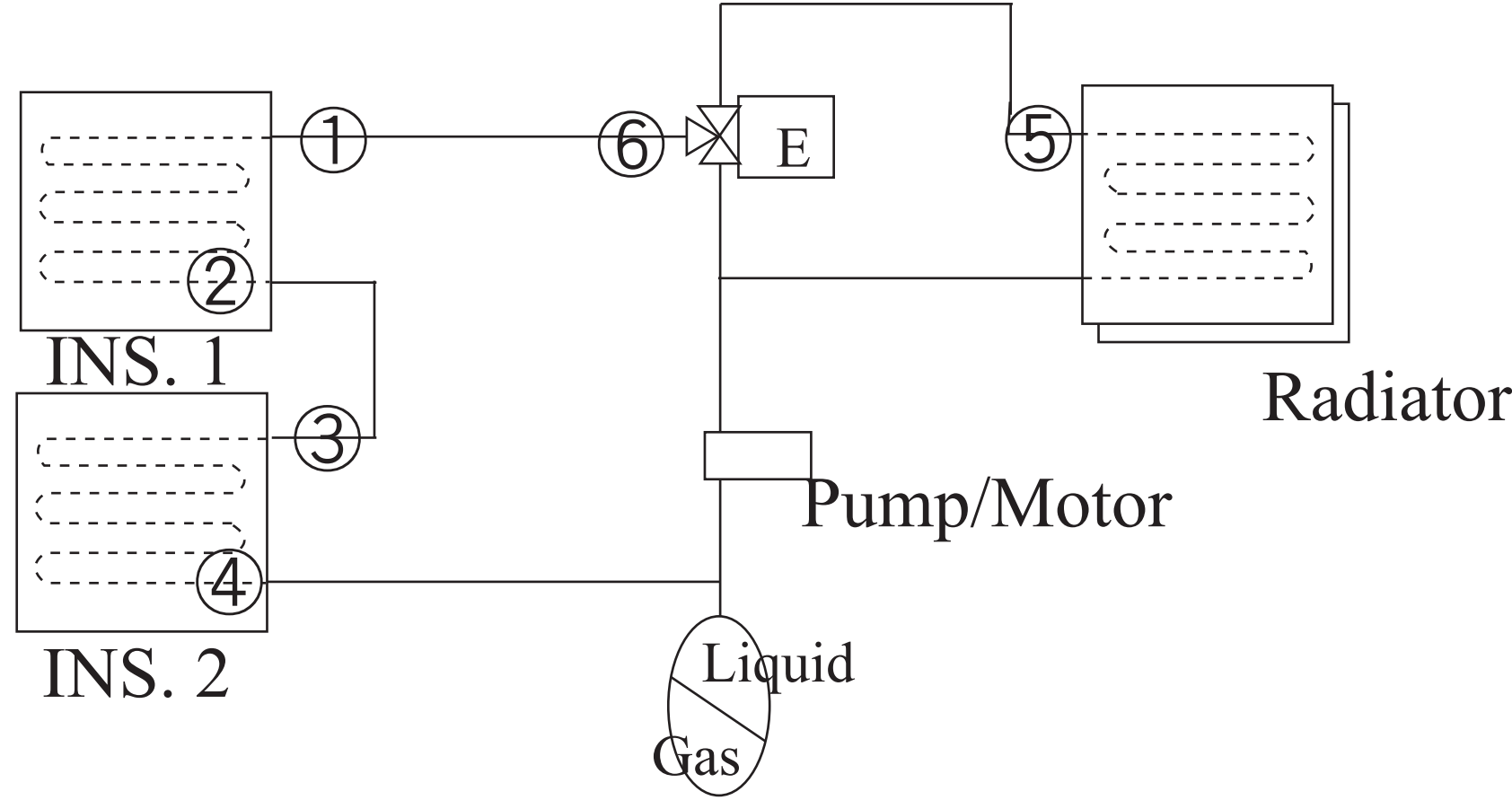
式(3)および(4)から要求温度を満たす開度が求まる.

実際にある温度にミキシング温度を制御すると右のようになる.
ここでは, 要求温度を25 deg-C, 加熱ヒータ量を50 Wとしたときの制御状態を表しており, 正常に制御されていることがわかる.



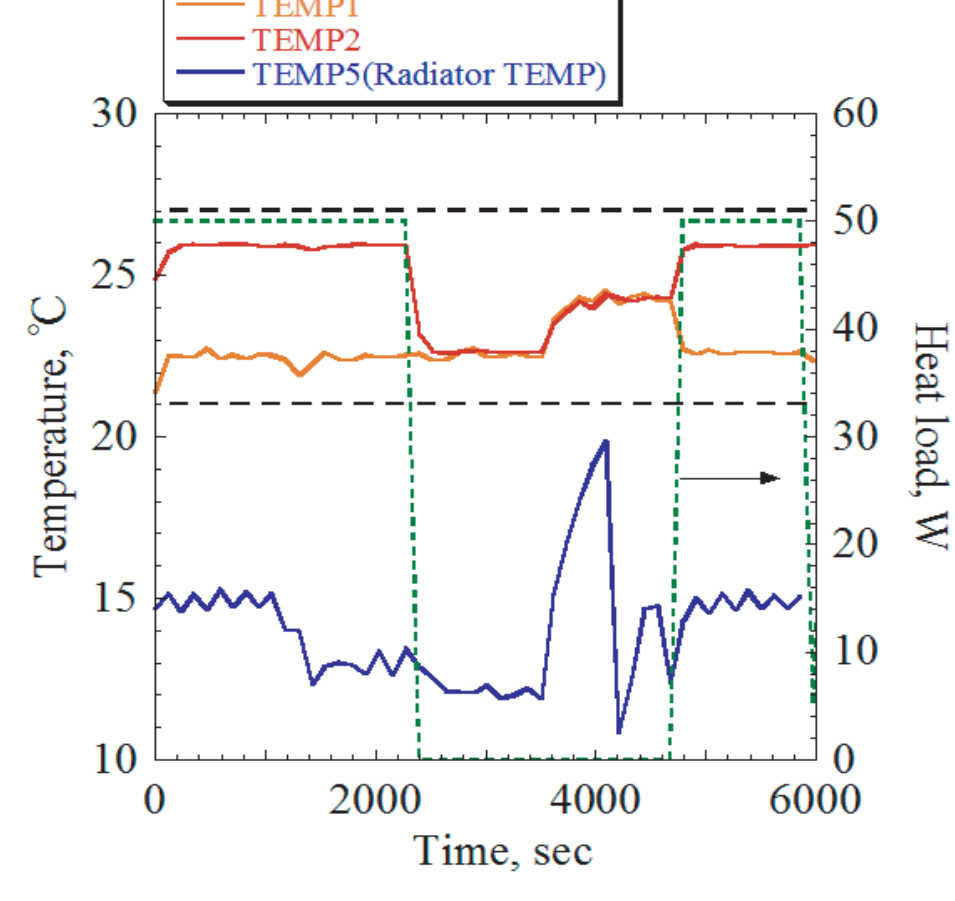
○温度制御試験結果

温度制御試験は, 熱負荷を時間変動させ, 流量最小化アルゴリズム, ミキシングバルブの制御, ポンプの回転数制御を行った.試験は, 発熱する模擬搭載機器2つおよび発熱しない発熱しない模擬搭載機器1つ(dummy)を温度制御対象として, 行った. 結果は, アルゴリズムによって, 必要最小限の流量で, 全ての機器が許容温度範囲内で温度制御されたことを示している.

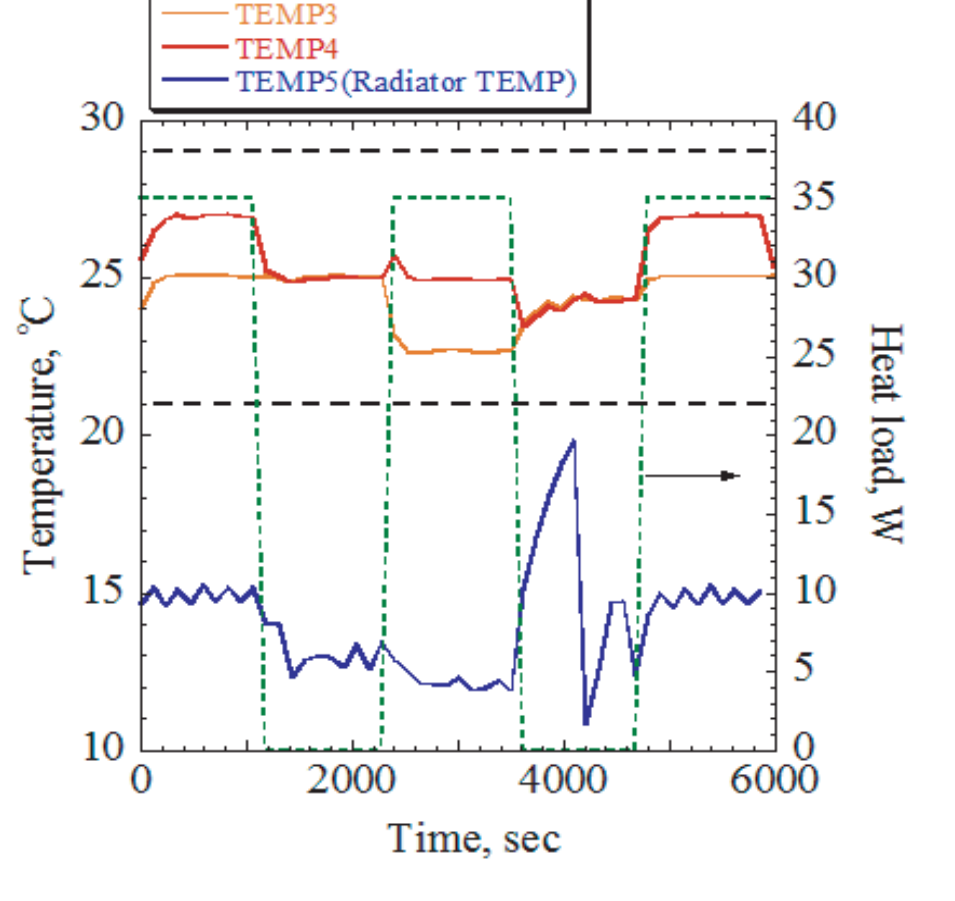


	Allowable Temp, °C	Max heat load, W
INS. 1	21 - 27	50
INS. 2	21 - 29	35
INS. 3 (dummy)	23 - 30	0

測定コンフィグレーション.



INS. 1 結果.



INS. 2 結果.

結論および今後の予定

- 流量を最小化するアルゴリズムを構築し, そのアルゴリズムに従って, ミキシング温度を制御するための制御方式の実装およびポンプの回転数制御を行い, 良好な結果を得られた.
- 流量をより小さく, 効率的に熱を回収するには, コールドプレートの熱抵抗が小さい方がよい. よって, 今後は, ポンプの動力が小さくなるように最適化設計したマイクロチャネルヒートシンクの実装と, 搭載機器の局所冷却による機器内の温度分布について検討を行う.