

車両空調向け磁気ヒートポンプシステムの 熱損失評価

宮崎 佳樹* 脇 耕一郎* 池田 和也*

Heat Loss Evaluation of Magnetic Heat Pump System for On-board Air Conditioner

Yoshiki MIYAZAKI Koichiro WAKI Kazuya IKEDA

Present air conditioner systems are based on traditional vapor compression technology with usage of HCFC (Hydro Chloro Fluoro Carbon). The Kyoto Protocol has designated HCFC as one of the gases whose emissions are to be reduced. This requires the development of HCFC free systems or the usage of substances which have little greenhouse effect. Under those situations, magnetic heat pump (MHP) technology which has the potential for high efficiency without Freon gases is the focus of attention. A prototype MHP has been developed, which consists of fixed active magnetic regenerator (AMR) beds and Halbach arrayed NdFeB magnets with a peak field of 1.5 Tesla. The system has a maximum cooling capacity of 1.4 kW. As for the MHP, it is an important function how to transfer the heat phenomenon of the magnetic materials the outside. However its cooling capacity and temperature span seem not to reach their potential performance because the MHP system has some heat losses. In this paper, we categorized those heat losses and some experiment and numerical analysis were performed in order to evaluate those losses of the MHP.

キーワード：車両空調，省エネルギー，ノンフロン，磁気ヒートポンプ，ハルバッハ

1. はじめに

現在の冷房システムは代替フロン等を用いた蒸気圧縮式冷凍が主流である。しかし、温室効果ガスである代替フロン等は京都議定書において排出削減対象ガスに指定されており、代替フロンを使わない製品の開発や温室効果の低い物質への転換が求められている¹⁾。このような情勢の中、ノンフロンで高冷凍効率が期待できる磁気ヒートポンプ技術が注目されている。筆者らは鉄道車両空調のノンフロン・省エネルギー化の観点から、現行の蒸気圧縮式冷凍に変わり得る冷房技術として、磁気ヒートポンプ技術の開発を目指しており、大型冷凍・冷房装置への磁気ヒートポンプ技術の適用可能性を検証するため、これまでにkW級磁気ヒートポンプシステムを開発し、最大冷凍能力1.4kW、最大冷却温度差23°Cを得ている²⁾。

しかし、得られた冷凍能力は数値計算で見積もられる値の半分程度であり、何らかの熱損失を含んでいる可能性がある。そこで、新たに熱損失を考慮したサイクルの数値計算を実施した。複数の熱損失を含めた検討を行うことで、磁気ヒートポンプシステムの特性を説明できる可能性があることがわかったので報告する。

2. kW級磁気ヒートポンプシステム

2.1 磁気ヒートポンプサイクル

磁気ヒートポンプは、ある種の磁性体に磁場変化を与えた時に、磁性体内部でエントロピー変化が生じる「磁気熱量効果」を利用した新しいタイプのヒートポンプである。

室温域においては、磁気作業物質の熱容量が大きくなり、磁気熱量効果によって生じる温度変化が小さくなるため、比較的小さな磁場でも大きな冷却温度差を得るために考えられたのが、蓄熱および再生サイクルを用いたAMR (Active Magnetic Regenerator) と呼ばれる冷凍方式である³⁾。

AMRでは磁気作業物質である磁性体を蓄熱器および再生器として使い、磁気熱量効果による磁気作業物質の温度変化を蓄積させ大きな冷却温度差を得るもので、現在室温磁気ヒートポンプを構成するために最も有効な方法とされており、本研究においてもAMRを用いた冷凍サイクルを採用している。

AMRの動作原理を図1に示す。図中の磁気作業物質充填槽には、磁気作業物質の空間的な温度プロファイルが示してある。図1①において、磁気作業物質は断熱的に励磁され、温度が上昇する。温度プロファイルは点線が励磁前、実線が励磁後を示す。そのあと、②の過程で

* 浮上式鉄道技術研究部 低温システム研究室

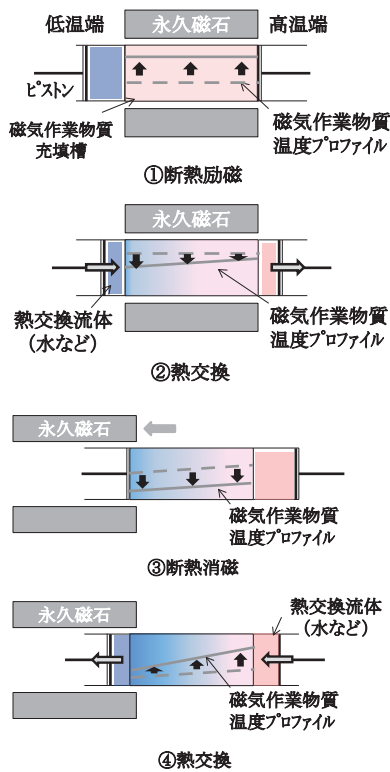


図1 AMRの原理

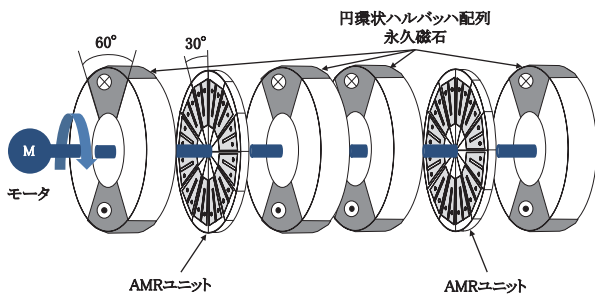


図2 kW級磁気ヒートポンプシステムの磁気回路

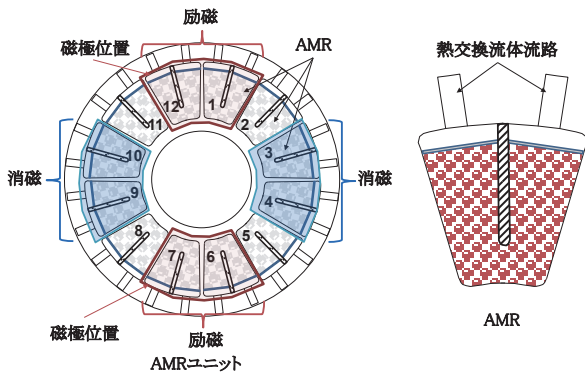


図3 AMRユニットおよびAMR

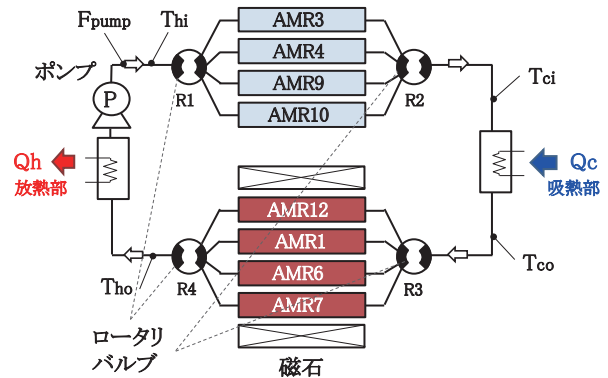


図4 磁気ヒートポンプシステム冷却フロー

低温の熱交換流体（たとえば水）と熱交換することにより、温度勾配が生じる。この状態で③のように断熱消磁を行うと、磁気作業物質の温度は勾配を保ったまま全体的に低下する。最後に④の過程で高温側の熱交換流体と熱交換することにより、さらに温度勾配が拡大する。

AMRでは、磁気熱量効果により生じる温度変化を磁性体自身に蓄熱し、熱交換流体により効率よく外部へ取り出すことで冷凍を行なう。

2.2 kW級磁気ヒートポンプシステム

kW級磁気ヒートポンプシステムに用いた円環状ハルバツハ配列永久磁石⁴⁾と、磁気作業物質充填部AMRユニットからなる磁気回路の概略を図2に示す。本機はAMRを円環状に12個配置したAMRユニットと、それを挟み込む円環状ハルバツハ配列永久磁石対からなる磁気回路を2組有している。永久磁石は1つのモータにより回転され、AMRを励消磁する。開発した円環状ハルバツハ配列永久磁石は、磁極表面で1.5 Tを超える磁束密度を得ている⁵⁾。

AMRユニットおよびAMRを図3に示す。AMRの形状は、流路長さを確保するために、図3(右)のようにV字型とした。ひとつのAMRには約300gの作業物質が充填されており、円環全体では約3.6kgの作業物質が充填されることになる。1システムにAMRは2ユニットあるので、作業物質の総量は約7.2kgとなる。図3には、円環状ハルバツハ配列永久磁石の磁極が、12, 1ならびに6, 7ダクトの位置に正対している場合の磁極位置を合わせて示した。この場合、磁極に正対した12, 1, 6, 7番のAMRが励磁、磁極から90度回転した位置にある3, 4, 9, 10番のAMRが消磁されることになる。

図4は、励磁中のAMR(12, 1, 6, 7)と、消磁中のAMR(3, 4, 9, 10)に流路を接続した場合の冷却フロー(1ユニット分)を示している。熱交換流体には水を用いた。ポンプから送られた熱交換流体は、初期温度(T_{hi})でロータリバルブ1に入り、消磁中の3, 4, 9, 10番AMRへ移

送される。消磁中の AMR で磁気作業物質と熱交換を行い、温度が T_{ci} まで低下した熱交換流体は、ロータリバルブ 2 に集約され、吸熱部に導かれる。吸熱部で熱負荷 Q_c を与えられ、温度 T_{co} となったのちに、ロータリバルブ 3 で、今度は励磁中の 12, 1, 6, 7 番 AMR へ移送される。励磁中の AMR で磁気作業物質と熱交換を行い、温度が上昇し T_{ho} となった熱交換流体は、ロータリバルブ 4 に集約されて放熱部に導かれ、 Q_h の放熱ののち、再び T_{hi} の温度に調整されて循環する。磁石の回転とロータリバルブの切り替えは同期しており、1, 2, 7, 8 番 AMR が励磁、4, 5, 10, 11 AMR が消磁となる位置に磁極がくれば、ロータリバルブはこれらの AMR へ流路を切り替える。冷凍能力は図 4 に示すヒータの出力とし、同図の T_{hi} と T_{ci} の差を冷却温度差 ΔT とした。

$$\rho_f c_f v_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{u_f}{\varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_f A_1 \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) \Delta x + h A_2 (T_s - T_f) \quad (3)$$

- | | |
|--------------------------|----------------------|
| T_s : 磁気作業物質温度 | ρ_f : 流体密度 |
| T_f : 流体温度 | c_f : 流体比熱 |
| T_r : 室温 | v_f : 流体体積 |
| t : 時間 | λ_f : 流体熱伝導率 |
| x : 流路位置 | u_f : 流体流速 |
| ρ_s : 磁気作業物質密度 | h : 熱伝達率 |
| c_s : 磁気作業物質比熱 | A_1 : 流路断面積 |
| v_s : 磁気作業物質体積 | A_2 : 熱交換表面積 |
| λ_s : 磁気作業物質熱伝導率 | ε : 空隙率 |

2.3 冷凍能力の見積り

磁気作業物質として用いたガドリニウム (Gd) の磁気エントロピー変化⁶⁾は、キュリー点である 21°C 付近にピークを持ち、磁束密度が大きいくほど磁気エントロピー変化は大きくなる。また、最大磁気エントロピー変化の印加磁束密度依存性⁷⁾から、Gd の磁気エントロピー変化の最大値は概ね $|\Delta S_{max}| = 2.9B^{0.8}$ でフィッティングできる。kW 級磁気ヒートポンプの最大印加磁束密度である $B = 1.5 \text{ T}$ を代入すると、磁気エントロピー変化の最大値は $4 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ と見積もられる。

ここで、磁気ヒートポンプの運転周波数を f 、1 ユニットの磁気作業物質の充填量を m 、運転温度を T 、キュリー点における磁気エントロピー変化を $|\Delta S_{max}|$ とすると、キュリー点近傍における 1 ユニットの総発熱、吸熱量は、

$$Q_{max} = f m T |\Delta S_{max}| \quad (1)$$

で表わすことができる。例えば磁石の回転数が 30 min^{-1} の場合に (1) を計算すると、磁極は 2 極なので周波数は 1 Hz、1 ユニットの充填量 3.6 kg、運用温度 294 K となるため、 $Q_{max} = 1[\text{Hz}] * 3.6[\text{kg}] * 294[\text{K}] * 4[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] = 4233.6 \text{ [W]}$ となり、これは冷却温度差がゼロの場合の最大冷凍能力に等しい。実際に取り得る冷凍能力は、熱交換流体の流量にも依存する。理想的な AMR の場合の熱交換過程は、以下の熱バランスを数値的に解くことにより求められる。

磁気作業物質について、

$$\rho_s c_s v_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon) \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s A_1 \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) \Delta x + h A_2 (T_f - T_s) \quad (2)$$

熱交換流体について、

AMR 部の圧力損失から求めた本磁気ヒートポンプの熱交換流体流量は、最大 25 l/min であった。数値計算によって求めた 30 min^{-1} における冷却温度差ゼロのときの最大冷凍能力を図 5 に示す。同図に示すように、熱交換流体流量が 25 l/min のときに、最大冷凍能力は 1700 W である。これは損失のない場合のシステム 1 ユニットの最大冷凍能力になる。

実験より得られた、 30 min^{-1} における冷却温度差ゼロのときの最大冷凍能力を図 6 に示す。流量 25 l/min の条件において、最大冷凍能力 975 W が得られている。し

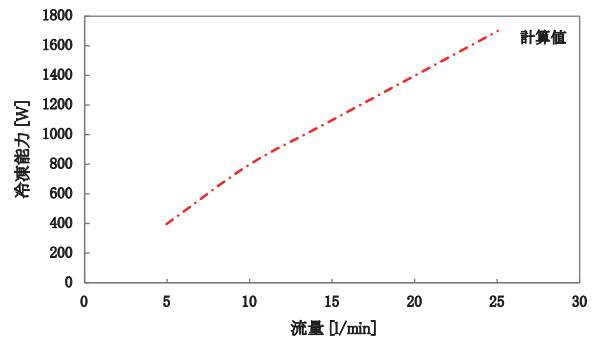


図 5 損失がない場合の磁気ヒートポンプの最大冷凍能力 (計算結果)

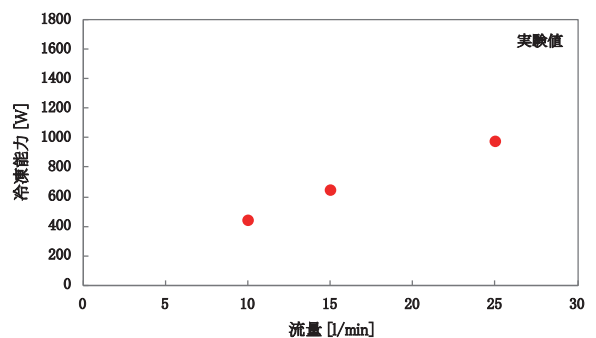


図 6 磁気ヒートポンプの最大冷凍能力 (実験結果)

特集：浮上式鉄道技術と在来方式鉄道への応用

かし数値計算によって得られた 1700 W との間には 725 W の差があり、この差分は何らかの熱損失として消散している可能性があると考えられる。

3. 熱損失の分類

2章で行った数値計算と、実機により得られた冷凍能力の差は熱損失によるものと考えられるため、想定される損失を整理する。磁気ヒートポンプの主な構成は、AMR、励消磁用磁石、配管、放熱、吸熱部熱交換器、流路切替バルブなど、動力は磁石回転用モータ、流体移送用ポンプである。これらの構成要素ごとに熱損失が含まれる可能性があるが、本稿では主に AMR を中心として、以下のように損失を分類・整理した。

(1) 断熱損失

本システムにおいて、特に低温側の伝熱損失となり得るのは、図7に示すように、AMR への環境からの侵入熱、AMR 出口～低温配管への環境からの侵入熱である。

(2) 流体損失、蓄冷損失

流体損失、蓄冷損失については、

- AMR 内部での熱交換流体と磁気作業物質、AMR 壁面などの摩擦損失、熱交換流体が流路切替バルブを通過する際の摩擦損失などが考えられる。
- AMR 内部には、図8の写真に示すように磁気作業物質の充填が不足する部分が生じる場合がある。こうした充填不足部が存在すると、熱交換流体の流れが不均

一となり、熱交換効率が減少する可能性がある。

次に、今回採用した V 字型の AMR 容器では、折り返し部で流体の流れが大きく変化するため、圧力損失や流速の不均一が生じる可能性があり、熱交換効率に影響を及ぼすことが考えられる。

また、AMR 端部に続く配管部では、AMR で磁気作業物質と熱交換した流体の出入りがあるが、この部分で流体の攪拌が発生する場合、AMR の温度勾配に影響を及ぼすことが指摘されている⁸⁾。このような配管部はデッドボリュームと呼ばれ、攪拌による損失は混合損失と呼ばれている。

(3) 磁氣的損失

磁気作業物質に印加される磁束密度の大きさは、作業物質の磁気エントロピー変化量を直接決めている。そのため、磁束密度の小さな箇所があると、磁気エントロピー変化の大きさが制限される。また、サイクルが高速になると、励消磁のサイクルも速くなるため、磁気作業物質や格納容器に生じる渦電流発熱も熱損失となり得る。その他、励磁、消磁のタイミングと熱交換流体との熱交換のタイミングは、サイクル特性を決定する重要なパラメータであり、適切なタイミングに設定しないと大きな損失になり得る。

4. 熱損失評価用試験装置と数値計算

4.1 熱損失評価用基礎試験装置

分類・整理した損失のうち、AMR 両端のデッドボリューム部で生じる熱交換流体の混合損失を評価するため、基礎試験装置を用いた損失評価試験を実施した。熱損失評価を行うための基礎試験装置の概略を図9、図10に示す。永久磁石が往復動することにより固定された AMR を励消磁し、AMR の励消磁に合わせて、往復ポンプが熱交換流体を往復させる。磁気作業物質には Gd (粒径 0.65 - 0.8 mm) を用いた。永久磁石の極面積は 80 mm × 80 mm、磁束密度は約 1 T、AMR 容器はアクリル製で外径 18 mm、内径 14 mm、充填長さは 60 mm である。Gd の充填量は 46 g、充填率は 63% 程度とした。AMR 両端部に熱電対を挿入して、AMR 内部の温度を測定し、両端の温度差を評価した。

AMR 両端には磁気作業物質充填部と同程度の管路を設けており、これがデッドボリュームとなる。そこで、図10のように、デッドボリューム部にディスプレイサを挿入し、デッドボリューム部を最小化した。このディスプレイサは AMR 内の流体と配管の流体を分離しつつ、往復ポンプから送られる流体により紙面左右に移動できる。このようにすることで、AMR 内部の流体が配管部で攪拌混合することを防ぐことができると考えられる。

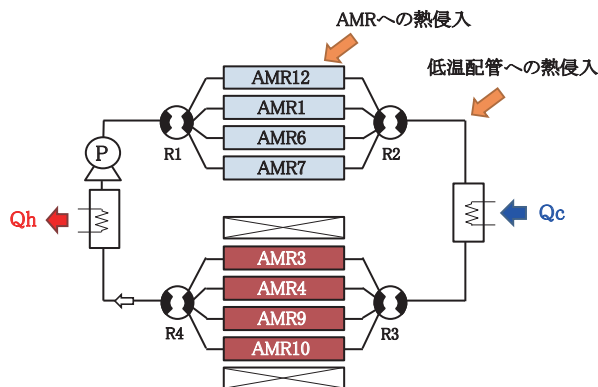


図7 断熱損失

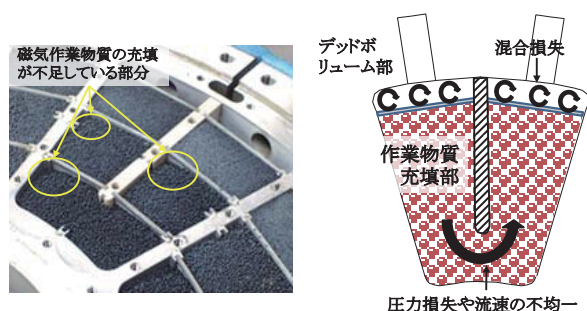


図8 流体損失、蓄冷損失

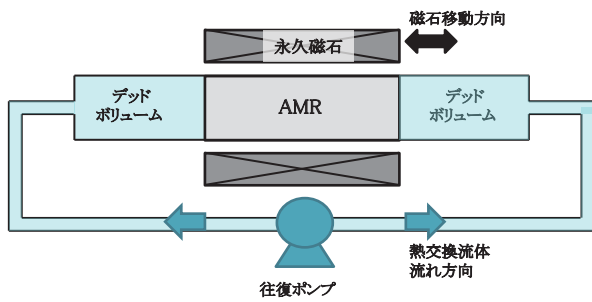


図9 基礎試験装置（ディスプレイサなし）

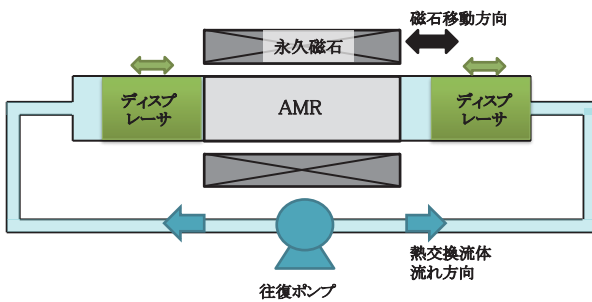


図10 基礎試験装置（ディスプレイサあり）

4.2 数値計算モデル

図11に数値計算モデルを示す。数値計算では、AMR部とデッドボリューム部への侵入熱を考慮し、式(4)、式(5)のように侵入熱項を導入した。また、境界条件としてデッドボリューム端部で流体温度が室温になるとした。これは測定された温度分布からも妥当な条件である。

磁気作業物質について、

$$\rho_s c_s v_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\varepsilon) \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s A_1 \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + h A_2 (T_f - T_s) + K_s A_3 (T_r - T_s) \quad (4)$$

熱交換流体について、

$$\rho_f c_f v_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{u_f}{\varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = \varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_f A_1 \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) + h A_2 (T_s - T_f) + K_f A_3 (T_r - T_f) \quad (5)$$

K_s ：熱損失に係わる熱通過率（磁気作業物質）

K_f ：熱損失に係わる熱通過率（流体）

A_3 ：熱損失に係わる面積

式(4)の右辺第3項、式(5)の右辺第3項がAMR部、デッドボリューム部の侵入熱を表す項である。熱侵入項は、環境、AMR表面、AMR内部温度の測定結果からAMR部、AMR両端部の熱通過率を見積り、数値計算に反映した。数値計算ではAMR両端部まで計算領域としているが、一次元流れのため混合損失は含んでいない。

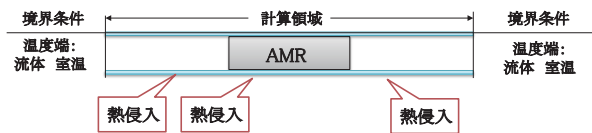


図11 数値計算モデル

4.3 試験結果と解析結果の比較

基礎試験は磁石移動速度を一定とし、熱交換流体の移動速度と移動距離で決まる熱交換流体流量および熱交換時間をパラメータとして、AMR両端の温度差を評価した。温度差の流量依存性を熱交換時間0.1 secとした結果を図12のプロットに示す。

ディスプレイサの有無を比較した場合、AMR両端の温度差はディスプレイサありの場合のほうが、ディスプレイサなしの場合より大きくなった。このことから、デッドボリューム部の混合損失低減にディスプレイサが有効であることがわかる。

図12の破線は数値計算の結果を示している。熱損失を考慮した数値計算結果は、ディスプレイサありの場合の結果と概ね一致した。数値計算は一次元流れであり、混合損失を含んでいないことから、混合損失を低減したディスプレイサありの場合の試験結果に近い結果になったものと考えられる。

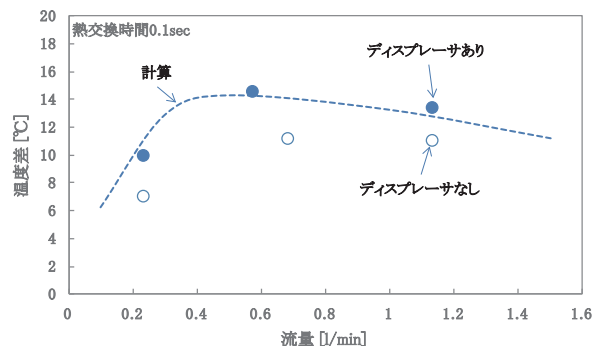


図12 基礎試験結果と数値計算結果

5. まとめ

開発したkW級磁気ヒートポンプシステムは最大1.4kWの冷凍能力を有するが、数値計算で見積もられる冷凍能力に比べ半分程度の冷凍能力であることがわかった。数値計算との差は熱損失によるものと考えられるため、AMRを中心として、想定される損失を分類・整理した。整理した損失のうち、AMR両端のデッドボリューム部で生じる熱交換流体の混合損失を評価するため、基礎試験装置を用いた損失評価試験を実施した。基礎試験装置では、AMR両端にディスプレイサを挿入することで、デッドボリュームでの混合損失を低減することができた。

また、新たに熱損失を考慮した数値計算を実施した。数値計算は一次元流れのため混合損失を含んでいないことから、ディスプレイサありの場合の試験結果と概ね一致した。このように、複数の熱損失を含めた検討を行うことで、磁気ヒートポンプシステムの特性を説明できる可能性があることがわかった。

以上の結果をもとに、今後はシステムの小型、軽量化に向けた高サイクルシステムの開発に取り組む予定である。

本成果の一部は、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。

謝 辞

本研究は、中部電力株式会社 平野直樹氏、サンデン・アドバンステクノロジー株式会社 裊相哲氏、株式会社 三徳 高田裕章氏、東京工業大学 岡村哲至先生、神戸大学 川南剛先生、九州大学 和田裕文先生にご協力を頂いた。ここに記して謝意を表します。

文 献

- 1) たとえば経済産業省ホームページ
http://www.meti.go.jp/policy/chemical_management/ozone/law_furon_outline.html
- 2) 宮崎佳樹, 脇耕一郎, 水野克俊, 池田和也: 車両空調向け磁気ヒートポンプシステムの冷凍能力向上, 鉄道総研報告, Vol. 28, No. 9, pp. 35-40, 2014
- 3) Barclay, J. A., Steyert, W. A., "Active Magnetic Regenerator," US patent, 4,332,135, 1981.
- 4) 脇耕一郎, 長嶋賢, 荒井有気, 水野克俊, 伊藤孝治, 秋山慎一, 池田雅史, 村上雅人: 磁気冷凍装置, 特開 2011-226735, 2011
- 5) 宮崎佳樹, 池田和也, 長谷川均, 平野直樹, 野口芳直, 岡村哲至, 裊相哲, 川南剛: 1 kW 級室温磁気ヒートポンプの開発, 低温工学, Vol. 50, No. 2, pp. 80-87, 2015
- 6) R. Grossinger, M. Haas, R. Sato Turtelli, Fourth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature Baotou, China, 23-28 August 2010, pp. 15-29.
- 7) S. Yu, Dan'kov, A. M. Tishin et al, "Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium," *PHYSICAL REVIEW B*, Vol.57, No.6, pp. 3478-3490, 1998.
- 8) P. Nikkola, C. Mahmed, M. Balli, O. Sari, IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, pp. 549-556, 2012.