ISSN 2185-372X

THERMAL ENGINEERING

TED Newsletter on the WEB

日本機械学会熱工学部門ニュースレター
TED Newsletter No.98 December 2022

目　次

1. TED Plaza
- 航空推進用 MW 級空冷 IPM モータのサーマルマネジメント
  伊藤　優（東京大学）
- 直射日光下で周辺気温より低温となる受動的放射冷却素材の原理とその応用
  末光　真大（大阪ガス株式会社，SPACECOOL 株式会社）

2. 2022 年度年次大会 熱工学部門報告
3. 熱工学コンファレンス 2022 開催報告
4. 熱工学ワークショップ 2022 開催報告
5. 第 99 期（2021 年度）熱工学部門賞・部門一般表彰報告
6. 行事案内
- 部門関連行事案内
- 国際会議案内

7. その他
- 編集後記

TED Plaza

航空推進用 MW 級空冷 IPM モータのサーマルマネジメント

伊藤　優

東京大学　特任准教授
大学院工学系研究科　航空宇宙工学専攻
itoyu110@00.alumni.u-tokyo.ac.jp

１．　航空推進システムの電動化と二酸化炭素排出量削減

民間航空輸送でも 2050 年二酸化炭素排出量ネット 0 に向けた取り組みが加速しており（ATAG, 2021）航空推進システムの電動化もその 1 つである．詳細な背景は著者の近著（伊藤ら, 2022, Ito et al., 2023）を参照されたいが，電動化の進む自動車と比較したその課題について以下に整理する．

１：航空機は機体・推進システム重量が増えると，飛行に必要な動力が増え，二酸化炭素排出量が増える．ゆえに自動車よりも「重量が増えるが効率が良くなる機器」に対する許容度が低い．

２:最先端のバッテリーのエネルギー密度は 400 Wh/kg で現在の航空機燃料の灯油 12,000 Wh/kg と比べ 1/30 である．ゆえに自動車で成功を収めた完全電動（バッテリーで給電しモータでファンを駆動する）方式は，無人機や空飛ぶ車ではほぼ実用化レベル（Warwick, 2020）にある一方で，中距離機以上ではバッテリーが重すぎて飛行できない，離陸できない．

３：航空機はフライト当たり加減速が 1 回であり，加減速を繰り返す自動車用ハイブリッドの様に減速時のエネルギーをバッテリーに蓄える形式では二酸化炭素排出量を容易に削減できない．

４：B787 では液冷システムが使用されているが，航空会社からは飛行継続性（正常時と故障時で性能差が大きい），メンテナンス（冷却液位の点検），液漏れなどを理由に空冷化の要求が強い．

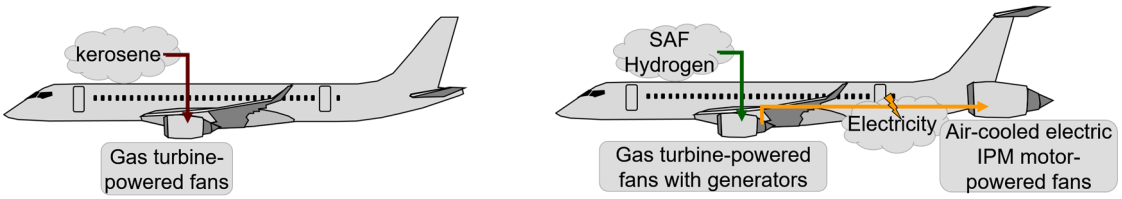
５：高空巡行時（高度約 13,000m）では気圧が約 16 kPa に低下する．そのため，空冷能力が低下する．またアーク放電が生じやすいので高電圧の機器が採用できず機器が重くなる．

以上を踏まえ商用民間航空機の約半数を占める 150 席級中距離機からの二酸化炭素排出量削減を狙い 2030 年代実用化に向けて計画されているのが図 1(b)に示す航空機で，以下の特徴を有す．

１:バッテリー無しパーシャルハイブリッド「パーシャル・ターボエレクトリック」(Felder, 2015) である．主翼下のガスタービン（約 20 MW×2）で直接ファンを駆動し主推力を発生しつつ付属の発電機（約 1.5 MW×2）で発電し，その電力で機体後部の電動ファン（約 2 MW）を駆動する．

２：電動ファンが機体により生じた境界層を吸い込むこと（Boundary Layer Ingestion: BLI）により推進効率 η_p が向上する二酸化炭素排出量削減の利点が，電動ファン付加に伴う重量増加による二酸化炭素排出量増加の欠点を上回る（Welstead et al., 2017）．

３：ガスタービンの燃料は再生可能エネルギー由来のバイオ燃料（SAF）や水素とする．



(a)　Conventional airplane with turbofans in 2022　　(b) Airplane with partial-turboelectric propulsion and boundary layer ingestion (BLI) in the 2030s

Fig. 1　Schematics of targeted airplane with approximately 150 seats.

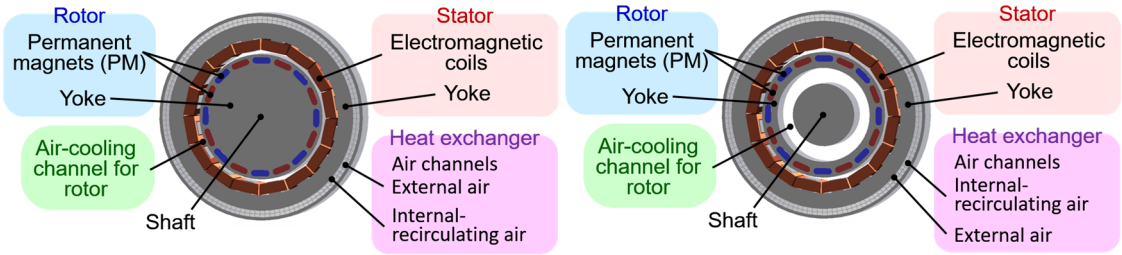
本稿では本計画実現の鍵となる MW 級空冷 IPM モータのサーマルマネジメントについて記す．

２． 航空推進用 2MW 級の永久磁石埋込式（IPM）モータとその空冷方式

図 2(a)の IPM モータは回転子（ロータ）に永久磁石が置かれるためロータに給電するスリップリング（ブラシ）が不要で，単純構造，高信頼性，良整備性を有す．また永久磁石が電磁鋼板（ヨーク：磁束を強める働きをする）内にあるため渦電流損失が小さく高効率，大出力密度となる．さらに固定子（ステータ）に設置されたコイルにより回転数が厳密に制御できる良制御性を有す．モータの特徴と選定の背景も著者の近著（伊藤ら, 2022, Ito et al., 2023）を参照されたい．

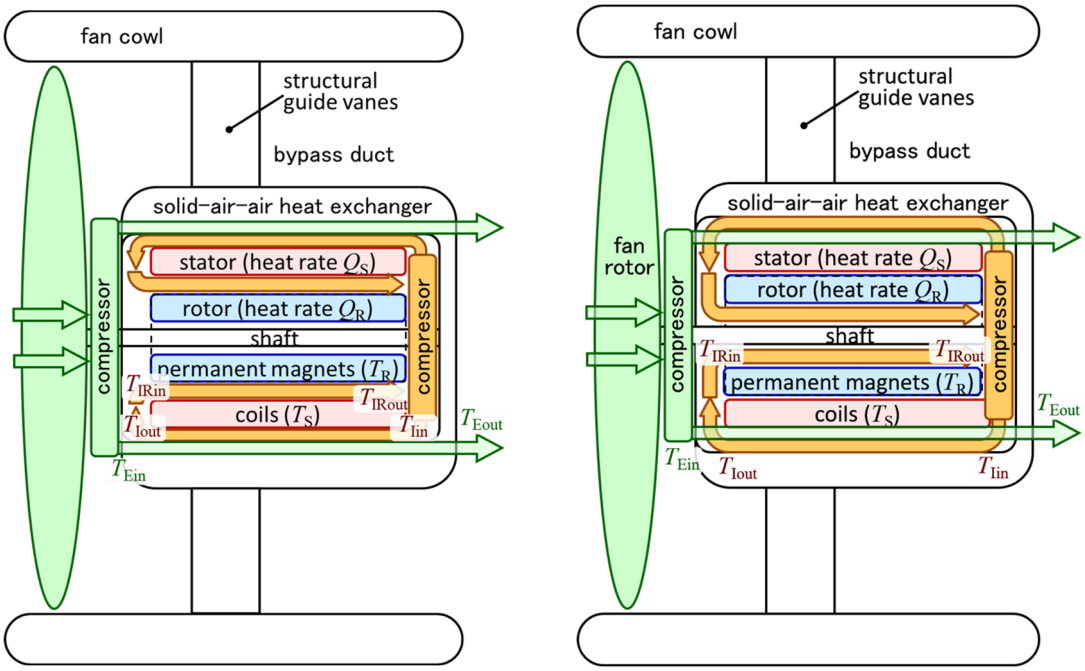
以下の航空推進用 IPM モータの熱設計は，電磁気工学の専門家の要求を基に実施した．空冷性能を重視すれば外部空気を直接モータ内に貫流させるのが一番であり，その様な設計例もみられる（Wright Electric, 2021）が，雨や埃から機器を保護するため定期的な分解整備，塗装が必須となる．一方フィルター等を介して外部空気（数 m^3/s）を導入すれば上記の問題は生じないが，圧力損失が非常に大きくモータの正味効率が著しく低下する上，フィルターの交換が定期的に必要となる．そこで本稿の対象モータは，整備性を考慮し，モータ内部構造を冷却する内部循環空気と，低温の外部空気の流路を分離する密閉構造を想定した．ただしモータ内部と周囲空気を圧力的にも密閉するには，シャフトがモータ内部から顔を出す部分にメカニカルシールを設置し，モータ内部を与圧することが必須となる．これらは重量増と効率低下をもたらすため，シャフト付近のモータ内部圧力が周囲圧力と平衡する程度に空気の出入りを許容する設計を想定した．

サーマルマネジメントの観点から IPM モータを考える．永久磁石は大出力密度，高効率とするため最も強い磁力を持つネオジム磁石とした．永久磁石の温度 T_R が最高使用温度を超えると磁束密度が低下し元に戻らなくなる性質（熱減磁）を有し，熱減磁は特にモータの様な強磁界中では



(a) Conventional IPM motor for indusrial use (b) Targeted IPM motor that drive aviation fans

Fig. 2 Crosssection of air-cooled IPM motors.



(a) Conventional IPM motor for indusrial use (b) Targeted IPM motor that drive aviation fans

Fig. 3 Air-cooling configuration scheme of IPM motors [cited from (Ito et al., 2022)].

より低い温度で生じる．その特性を考慮した上で T_R の最高使用温度を 100 ℃に設定した．他方，コイルの温度 T_S はジュール発熱によりモータ部品で最高温度となる．コイル外表面には樹脂製の絶縁材が塗布されており，その健全性を維持するため T_S の最高使用温度を 250 ℃に設定した．

コイルはジュール発熱損失・渦電流損失・ヒステリシス損失が複合しその発熱率 Q_S は約 15 kW と大きいがステータに集約されているため図 3 に示すようにモータの外周に外周熱交換器を設置し直接低温の外部空気（緑）を流動させ冷却する．一方，ロータ内の永久磁石は渦電流損失とヒステリシス損失でその発熱率 Q_R は約 1 kW と比較的小さいが空中に浮いているため，図 3 に示すように圧縮機で駆動した内部循環空気（橙）の対流輸送により外周熱交換器へ熱輸送し，外部空気に放熱すると想定した．

ここで，空冷方式として図 3 に示した 2 つが考えられる．

図 3 (a)は産業用モータで良くみられる方式で円筒ケーシング内にモータ構造を収め，ケーシング壁を挟んで内外に外周熱交換器を構成する単純構造を有す．モータ各所を冷却し，高温となった内部循環空気を外周熱交換器の内側に流動させ，外側に低温の外部空気を流動させる方式である．外周熱交換器前後の空気分配器（ディストリビュータ）を含めて構造が単純である利点を有す．本方式を（Ito et al., 2023）で理論的に検討した結果，

１：コイルと外部空気の間に内部循環空気が挟まるため熱抵抗となりコイルの温度 T_S が高くなる．

２：内部循環空気の温度がコイルの影響を受け高くなり結果的に永久磁石の温度 T_R も高くなる．

３：以上の結果，T_S，T_R ともに前述の最高使用温度を満足する解が得られなかった．

一方，図 3(b)は，外周熱交換器を流動する空気の流路を入れ替え，外側に内部循環空気，内側に外部空気を流動させる方式である．ディストリビュータの形状が複雑にはなるが検討の結果，製造可能と判断した．本方式も（Ito et al., 2023）で理論的に検討したところ，

１：コイルから外部空気へ直接熱伝達することでコイルの温度 T_S を低く維持できる．

２：内部循環空気の温度がコイルの影響を受けなくなり永久磁石の温度 T_R を低く維持できる．

両方式を比較検討し，本稿の対象モータは図 3(b)に示す外周熱交換器の冷却方式を想定した．

次に，空中に浮くロータの空冷方法を考える．図 3(a)は産業用モータで良くみられる方式でコイルと永久磁石の置かれたロータの間の円筒空間に内部循環空気を流動させるテイラー・クエット・ポアズイユ流れでロータ・永久磁石を冷却する．電磁工学的にはコイルとロータの隙間は小さいほど好ましく，十分な流量の内部循環空気を流動させられない．また IPM モータでは一般にコイルの温度 T_S の方が永久磁石の温度 T_R よりも高いことが多い．ゆえに隙間を軸方向に流れる内部循環空気温度は徐々に T_S に近づき，ある地点でロータ外表面の温度を超える．その地点以降では内部循環空気はもはやロータ・永久磁石を冷却できない．一方，図 3(b)は，ロータ内部に内部循環空気を流動させる流路を形成し，ロータ内側のヨークを介して内側から永久磁石を冷却する方式である．本方式も（Ito et al., 2023）で理論的に検討したところ，

１：内部循環空気の流路断面積を十分大きくとれるため十分な流量を小圧力損失で流動できる．

２：ロータ内部を円筒面とすることで，同一質量流量の単純な円筒内強制空冷よりも，円筒が回転する効果を利用して内部循環空気との熱伝達率を高めることができる．

３：コイルと永久磁石の間の距離は電磁工学的に最適な値に設定することができる．

４：コイルと永久磁石の間の円筒形状の空間に，積極的に空気を流動させて冷却しない場合においても，この空間はテイラー・クエット流れとなり，コイルから永久磁石に直接 $Q_{S\to R}$ が伝熱する．$Q_{S\to R}$ は，T_R を上昇させ内部循環空気が処理する熱量を増加させる悪影響を生じる．そこで，コイルの内面とロータの外面には断熱材をコーティングすると想定した．

３． 伝熱率の推算方法

以下，本稿のモータは，図 3(b)および上述のステータ・ロータの冷却方法を想定して解析した．このときの熱の流れを図 4 に整理できる．特に航空機では飛行高度によって周囲空気の温度 T_{amb}，圧力 p_{amb} が大きく変化する．本稿ではモータ内の各機器（ロータ・圧縮機・外周熱交換器）の伝熱率・圧力損失を考慮し，入口・出口の温度・圧力の変化による物性値の変化は考慮している．しかし，各機器の中を流動する際の圧縮性・物性値の変化は考慮していない，つまり，各機器内の空気の物性は入口の値で一定とする非圧縮仮定を置いている．本仮定の下に IPM モータの永久磁石温度 T_R，コイル温度 T_S の定量的な推算手法を示すとともに，これを用いて飛行高度が各所温

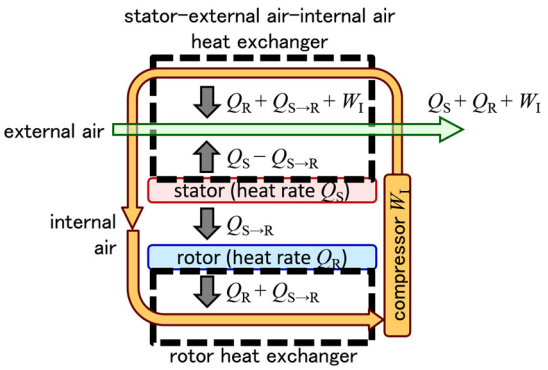


Fig. 4　Heat-transfer diagram of the target IPM motor [cited from (Ito et al., 2022)].

度，動力の推算値に及ぼす影響を説明する．各機器内で圧縮性・物性値変化を考慮すると非圧縮仮定よりも伝熱率は小さくなり，T_R，T_S の推算値は高くなる．つまり，ここで示した非圧縮仮定による推算値は，各種境界条件で達成されうる伝熱率の上限値，T_R，T_S の下限値といえる．

3・1　コイル→永久磁石の直接伝熱率 $Q_{S\to R}$ の推算

図 2(b)に示すように，コイル→ステータ断熱材→環状空気層→ロータ断熱材→ロータのヨーク→永久磁石への直接伝熱率 $Q_{S\to R}$ は無視できない．目標温度範囲の場合，輻射の影響は伝導・対流よりも小さいので，ここでは伝導・対流による直接的な熱伝達を推定する．始めに，環状空気層を介した熱伝達の係数を推定する．(Tachibana and Fukui, 1964) は静止した外筒と回転する同軸内筒の間の対流（伝導を含む）熱伝達について広範囲な実験を行い，テイラー数 Ta とクリアランス・ヌッセルト数 $\mathrm{Nu_{CL}}$ の相関関係を導き出した．

$$\mathrm{Nu_{CL}} = 0.046\left[\mathrm{Ta}^2\,\mathrm{Pr}\right]^{1/3} \tag{1}$$

$$\mathrm{Ta}^2 = \left\{\frac{\rho_{\mathrm{air}}\left[d_{\mathrm{RL}} + 2\delta_{\mathrm{TBC,R}}\right]\omega_{\mathrm{R}}}{\mu_{\mathrm{air}}}\frac{\delta_{\mathrm{C}}}{2}\right\}^2 \frac{\delta_{\mathrm{C}}}{d_{\mathrm{RL}} + 2\delta_{\mathrm{TBC,R}}} \tag{2}$$

ρ_{air}，μ_{air} はコイル温度 T_S と永久磁石温度 T_R の平均温度の空気の密度，粘性係数である．ω_R はロータの角速度，d_{RL} はロータ外直径，$\delta_{TBC,R}$ はロータ断熱材の厚さ，δ_C は環状空気層の直径差である．$\mathrm{Nu_{CL}}$ の定義は以下である．

$$\mathrm{Nu_{CL}} = \frac{K_{\mathrm{air}}}{\lambda_{\mathrm{air}}}\frac{\delta_{\mathrm{C}}}{2} \tag{3}$$

λ_{air} は T_S と T_R の平均温度の空気の熱伝導率，K_{air} はロータ断熱材の外表面で定義した環状空気層の総括熱伝達率である．

これを用いて，さらに，コイル→ステータ断熱材→環状空気層→ロータ断熱材→ロータのヨーク→永久磁石の総括熱伝達率 $K_{S\to R}$（定義位置はロータ外表面）を求めると以下となる．

$$K_{\mathrm{S\to R}} = \frac{1}{\dfrac{d_{\mathrm{RL}}}{2\lambda_{\mathrm{TBC,S}}}\ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{SM}}}{d_{\mathrm{SM}} - 2\delta_{\mathrm{TBC,S}}}\right) + \dfrac{1}{K_{\mathrm{air}}}\dfrac{d_{\mathrm{RL}}}{d_{\mathrm{RL}} + 2\delta_{\mathrm{TBC,R}}} + \dfrac{d_{\mathrm{RL}}}{2\lambda_{\mathrm{TBC,R}}}\ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{RL}} + 2\delta_{\mathrm{TBC,R}}}{d_{\mathrm{RL}}}\right) + \dfrac{d_{\mathrm{RL}}}{2\lambda_{\mathrm{steel}}}\ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{RL}}}{d_{\mathrm{PML}}}\right)} \tag{4}$$

d_{SM} はステータ内直径，d_{PML} は永久磁石外直径，$\delta_{TBC,S}$ はステータ断熱材の厚さ，$\lambda_{TBC,S}$，$\lambda_{TBC,R}$，λ_{steel} はステータ断熱材，ロータ断熱材，電磁鋼板の熱伝導率である．

ゆえに，ステータの軸方向長さを ℓ_S とすると，コイル→永久磁石の直接伝熱率 $Q_{S\to R}$ が求まる．

$$Q_{\mathrm{S\to R}} = \pi d_{\mathrm{RL}}\ell_{\mathrm{S}}K_{\mathrm{S\to R}}\left[T_{\mathrm{S}} - T_{\mathrm{R}}\right] \tag{5}$$

3・2　ロータ→内部循環空気の熱交換性能の推算

ロータとシャフトは機械的に接続されているので，図 5 のように両者は同じ速度 ω [rad/s]で回転する．ロータは Q_R [W]の熱を発生し，これに直接伝熱率 $Q_{S\to R}$ が加わるが，内部循環空気により，ロータ内面を介して全ての熱が除去される．このような熱伝達は（Seghir-Ouali et al., 2016）によって実験的に研究されている．

ロータ内直径を d_{RM} とするとき，その濡れ縁長さ P_{IR} は以下となる．

$$P_{\mathrm{IR}} = \pi d_{\mathrm{RM}} \tag{6}$$

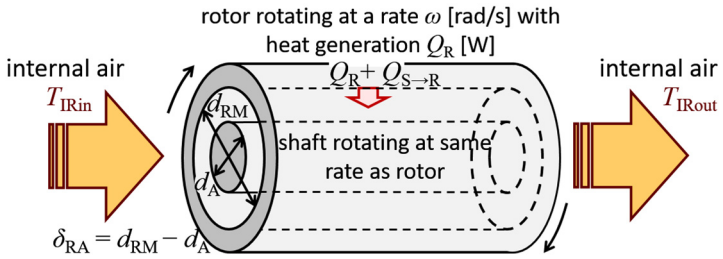


Fig. 5　Channel configuration through rotor for internal recirculating air [cited from (Ito et al., 2022)].

内部循環空気の軸方向速度 U_A とロータ内面の回転速度 U_R は以下となる．

$$U_A = \frac{\dot{m}_I}{\rho_{IR}} \frac{4}{\pi\left[d_{RM}^2 - d_A^2\right]}, \quad U_R = \frac{\omega d_{RM}}{2} = \pi \frac{X}{60} d_{RM} \tag{7}$$

ここで，$\dot{m}_I$ は内部循環空気の質量流量，d_A はシャフト外直径，ω [rad/s]と X [rpm]はロータの回転数である．

内部循環空気の軸方向レイノルズ数 Re_A と回転レイノルズ数 Re_R は以下となる．

$$Re_A = \frac{\rho_{IR} U_A d_{RM}}{\mu_{IR}} = \frac{4\dot{m}_I}{\mu_{IR}} \frac{d_{RM}}{\pi\left[d_{RM}^2 - d_A^2\right]}, \quad Re_R = \frac{\rho_{IR} U_R d_{RM}}{\mu_{IR}} = \frac{\rho_{IR}\omega d_{RM}^2}{2\mu_{IR}} = \frac{\pi\rho_{IR} d_{RM}^2 X}{60\mu_{IR}} \tag{8}$$

回転流れが軸方向流れに対して優位となる($2.77\cdot10^5 \le Re_R$)場合，ヌセルト数 $Nu_{P,R}$ とレイノルズ数 Re_R の相関式は以下となる．

$$Nu_{P,R} = 2.85\times10^{-4} Re_R^{1.19} \quad (2.77\cdot10^5 \le Re_R) \tag{9}$$

回転流れと軸方向流れの両方が影響する($1.6\cdot10^3 \le Re_R < 2.77\cdot10^5$ and $0 \le Re_R < 3\cdot10^4$)場合，ヌセルト数 $Nu_{P,R}$ とレイノルズ数 Re_A，Re_R の相関式は以下となる．

$$Nu_{P,R} = 1.963\times10^{-2} Re_A^{0.9285} + 8.51\times10^{-6} Re_R^{1.4513} \quad (1.6\cdot10^3 \le Re_R < 2.77\cdot10^5 \text{ and } 0 \le Re_R < 3\cdot10^4) \tag{10}$$

ロータ内面の熱伝達率 h_R は以下となる．

$$h_R = Nu_{P,R} \frac{\lambda_{IR}}{d_R} \tag{11}$$

ここで，λ_{IR} は内部循環空気の熱伝達率である．永久磁石の内直径を d_{PMM} とすると，永久磁石→ロータのヨーク→内部循環空気の総括熱伝達率 K_R（定義位置はロータ内面）は以下となる．

$$K_R = \frac{1}{\dfrac{1}{h_R} + \dfrac{d_{RM}}{2\lambda_{steel}} \ln\left(\dfrac{d_{PMM}}{d_{RM}}\right)} \tag{12}$$

ここまでは半径方向の伝熱について考えたが，ここからは上記結果を使用しつつ軸方向の温度変化を考える．図 6 はロータを通る内部循環空気温度 T_{IRx} の変化である．ロータは電磁鋼板で構成されており空気の熱伝導率に比べて熱伝導率が桁違いに大きいため，ある時間 t において $T_{R,t}$ で空間的に等温と見なした．（時間的な温度変化は許容する．）一方，内部循環空気はロータから熱を受け取り流れ方向に温度 T_{IRx} が変化する．

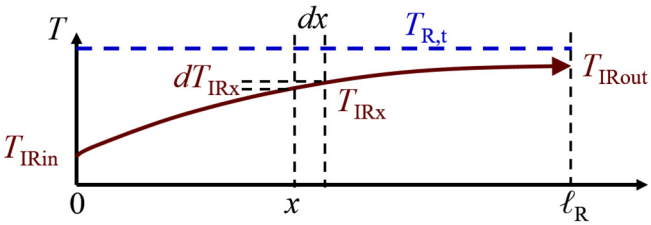


Fig. 6　Temperature change of internal recirculating air in axial direction via rotor [cited from (Ito et al., 2022)].

軸方向位置 x の軸方向微小区間 dx における局所熱流束 q_{IRx} は以下となる．

$$q_{IRx} = \dot{m}_I C_P dT_{IRx} = K_R\left[T_{R,t} - T_{IRx}\right] P_{IR}\, dx \tag{13}$$

ここで，C_p は内部循環空気の比熱である．上式を変数分離して

$$\frac{dT_{\mathrm{IRx}}}{T_{\mathrm{IRx}}-T_{\mathrm{R,t}}}=\frac{-P_{\mathrm{IR}}K_{\mathrm{R}}}{\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}}dx \tag{14}$$

両辺積分し

$$T_{\mathrm{IRx}}-T_{\mathrm{R,t}}=c_0\exp\left(\frac{-P_{\mathrm{IR}}K_{\mathrm{R}}}{\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}}x\right) \tag{15}$$

ここで，c_0 は積分定数である．$x=0$ における境界条件 $T_{\mathrm{IRx}}=T_{\mathrm{IRin}}$ を適用すると

$$T_{\mathrm{IRx}}=T_{\mathrm{R,t}}+\left[T_{\mathrm{IRin}}-T_{\mathrm{R,t}}\right]\exp\left(\frac{-P_{\mathrm{IR}}K_{\mathrm{R}}}{\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}}x\right) \tag{16}$$

$x=\ell_{\mathrm{R}}$ における境界条件 $T_{\mathrm{IRx}}=T_{\mathrm{IRout}}$ も適用すると，内部循環空気の出口温度 T_{IRout} の解析解を求めることができる．つまり，境界条件を代入するのみで瞬時に T_{IRout} を推算できる．

$$T_{\mathrm{IRout}}=T_{\mathrm{R,t}}+\left[T_{\mathrm{IRin}}-T_{\mathrm{R,t}}\right]\exp\left(\frac{-P_{\mathrm{IR}}K_{\mathrm{R}}}{\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}}\ell_{\mathrm{R}}\right) \tag{17}$$

次に，ロータを通る内部循環空気のエネルギーバランスを考える．

$$\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}\left[T_{\mathrm{IRout}}-T_{\mathrm{IRin}}\right]=Q_{\mathrm{I}\leftarrow\mathrm{R,t}} \tag{18}$$

さらに，ロータのエネルギーバランスを考える．

$$m_{\mathrm{R}}C_{\mathrm{P,R}}dT_{\mathrm{R,t}}=\left[Q_{\mathrm{R}}+Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}-Q_{\mathrm{I}\leftarrow\mathrm{R,t}}\right]dt \tag{19}$$

ここで，m_{R} はロータの質量，$C_{\mathrm{P,R}}$ はロータの比熱である．$T_{\mathrm{R,t}}$ は時間発展的に計算できる．
$Q_{\mathrm{R}}+Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}>Q_{\mathrm{I}\leftarrow\mathrm{R,t}}$ の場合，$T_{\mathrm{R,t}}$ は時間とともに増加する．
$Q_{\mathrm{R}}+Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}<Q_{\mathrm{I}\leftarrow\mathrm{R,t}}$ の場合，$T_{\mathrm{R,t}}$ は時間とともに減少する．
$Q_{\mathrm{R}}+Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}=Q_{\mathrm{I}\leftarrow\mathrm{R,t}}$ の場合，$T_{\mathrm{R,t}}$ は定常となる．

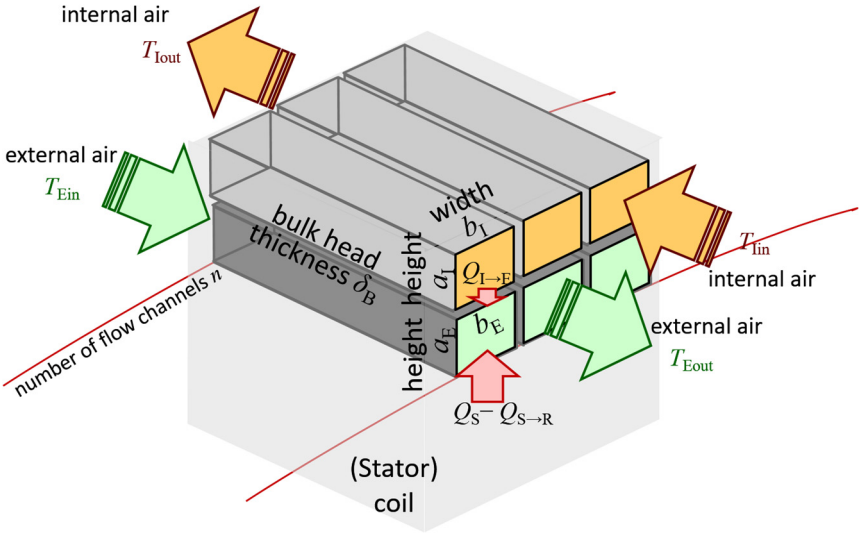


Fig. 7　Configuration of outer heat exchanger [cited from (Ito et al., 2022)].

3・3　外周熱交換器（ステータ→外部空気←内部循環空気）の熱交換性能の推算

図 7 は，外周熱交換器（ステータ→外部空気←内部循環空気）の模式図である．流路は 2 層構造で，外部空気はステータに近い流路，内部循環空気は離れた側の流路を流動する．ステータの発熱率は Q_{S} であり，直接伝熱率 $Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}$ は差し引かれる．外周熱交換器はステータの外周に直接取り付けられており固体構造はステータからの熱 $Q_{\mathrm{S}}-Q_{\mathrm{S}\rightarrow\mathrm{R}}$ をステータに近い側の流路壁から直接外部空気に伝える．同時に，外周熱交換器の隔壁から内部循環空気の熱 $Q_{\mathrm{I}\rightarrow\mathrm{E}}$ を外部空気に伝える．

内部循環空気の軸方向速度 V_{I} と外部空気の軸方向速度 V_{E} は以下となる．

$$V_{\mathrm{I}}=\dot{m}_{\mathrm{I}}\frac{1}{\rho_{\mathrm{I}}}\frac{1}{n_{\mathrm{I}}a_{\mathrm{I}}b_{\mathrm{I}}},\quad V_{\mathrm{E}}=\dot{m}_{\mathrm{E}}\frac{1}{\rho_{\mathrm{E}}}\frac{1}{n_{\mathrm{E}}a_{\mathrm{E}}b_{\mathrm{E}}} \tag{20}$$

ここで，$\dot{m}_{\mathrm{I}}$，$\dot{m}_{\mathrm{E}}$ は質量流量，ρ_{I}，ρ_{E} は密度，n_{I}，n_{E} は流路数，a_{I}，a_{E} は流路高さ，b_{I}，b_{E} は流路幅である．水力直径 d_{I}，d_{E} は以下となる．

$$d_{\mathrm{I}} = \frac{4S_{\mathrm{I}}}{P_{\mathrm{I}}} = \frac{4a_{\mathrm{I}}b_{\mathrm{I}}}{2a_{\mathrm{I}}+2b_{\mathrm{I}}},\quad d_{\mathrm{E}} = \frac{4S_{\mathrm{E}}}{P_{\mathrm{E}}} = \frac{4a_{\mathrm{E}}b_{\mathrm{E}}}{2a_{\mathrm{E}}+2b_{\mathrm{E}}} \tag{21}$$

ここで，S_{I}，S_{E} は流路断面積，P_{I}，P_{E} は濡れ縁長さである．パイプレイノルズ数 $\mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}}$，$\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}$ は以下となる．

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}} = \frac{\rho_{\mathrm{I}}V_{\mathrm{I}}d_{\mathrm{I}}}{\mu_{\mathrm{I}}} = \frac{\rho_{\mathrm{I}}}{\mu_{\mathrm{I}}}\dot{m}_{\mathrm{I}}\frac{1}{\rho_{\mathrm{I}}}\frac{1}{n_{\mathrm{I}}a_{\mathrm{I}}b_{\mathrm{I}}}\frac{4a_{\mathrm{I}}b_{\mathrm{I}}}{2a_{\mathrm{I}}+2b_{\mathrm{I}}} = \frac{2\dot{m}_{\mathrm{I}}}{\mu_{\mathrm{I}}n\{a_{\mathrm{I}}+b_{\mathrm{I}}\}},\quad \mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}} = \frac{\rho_{\mathrm{E}}V_{\mathrm{E}}d_{\mathrm{E}}}{\mu_{\mathrm{E}}} = \frac{2\dot{m}_{\mathrm{E}}}{\mu_{\mathrm{E}}n_{\mathrm{E}}\{a_{\mathrm{E}}+b_{\mathrm{E}}\}} \tag{22}$$

プラントル数 Pr_{I}，Pr_{E} は以下となる．

$$\mathrm{Pr}_{\mathrm{I}} = \frac{C_{\mathrm{P}}\mu_{\mathrm{I}}}{\lambda_{\mathrm{I}}},\quad \mathrm{Pr}_{\mathrm{E}} = \frac{C_{\mathrm{P}}\mu_{\mathrm{E}}}{\lambda_{\mathrm{E}}} \tag{23}$$

パイプヌセルト数 $\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,I}}$, $\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,E}}$ は完全発達した層流($\mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}} < 3000$)の場合と乱流($3000 \le \mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}} < 10^7$)の場合で以下となる．

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,I}} = 3.66 \quad (\mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}} < 3000) \tag{24}$$

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,I}} = 0.023\,\mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}}^{0.8}\,\mathrm{Pr}_{\mathrm{I}}^{1/3} \quad (3000 \le \mathrm{Re}_{\mathrm{P,I}} < 10^7) \tag{25}$$

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,E}} = 3.66 \quad (\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}} < 3000) \tag{26}$$

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{P,E}} = 0.023\,\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}^{0.8}\,\mathrm{Pr}_{\mathrm{E}}^{1/3} \quad (3000 \le \mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}} < 10^7) \tag{27}$$

それぞれの流路壁での熱伝達率 h_{I}，h_{E} は

$$h_{\mathrm{I}} = \mathrm{Nu}_{\mathrm{P,I}}\frac{\lambda_{\mathrm{I}}}{d_{\mathrm{I}}},\quad h_{\mathrm{E}} = \mathrm{Nu}_{\mathrm{P,E}}\frac{\lambda_{\mathrm{E}}}{d_{\mathrm{E}}} \tag{28}$$

ここで，λ_{I}，λ_{E} は空気の熱伝導率である．コイル→ステータのヨーク→外部空気の総括熱伝達率 K_{S}（定義位置はステータに近い流路のステータ側の流路壁）は以下となる．

$$K_{\mathrm{S}} = \frac{1}{\dfrac{1}{h_{\mathrm{E}}} + \dfrac{d_{\mathrm{SL}}+2\delta_{\mathrm{F}}}{2\lambda_{\mathrm{Al}}}\ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{SL}}+2\delta_{\mathrm{F}}}{d_{\mathrm{SL}}}\right) + \dfrac{d_{\mathrm{SL}}+2\delta_{\mathrm{F}}}{2\lambda_{\mathrm{steel}}}\ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{SL}}}{d_{\mathrm{SCL}}}\right)} \tag{29}$$

ここで，d_{SL} はステータ外直径，d_{SCL} はコイル外直径，δ_{F} は外周熱交換器の底部厚さである．

内部循環空気→隔壁→外部空気の総括熱伝達率 K_{B} は以下となる．

$$K_{\mathrm{B}} = \frac{1}{\dfrac{1}{h_{\mathrm{I}}} + \dfrac{\delta_{\mathrm{B}}}{\lambda_{\mathrm{Al}}} + \dfrac{1}{h_{\mathrm{E}}}} \tag{30}$$

ここで，δ_{B} は隔壁厚さ，λ_{Al} は隔壁の熱伝導率である．

ここまでは半径方向の伝熱について考えたが，ここからは上記結果を使用しつつ軸方向の温度変化を考える．図 8 は外周熱交換器を通る内部循環空気温度 T_{Ix}，および，外部空気温度 T_{Ex} の変化である．コイルは銅製で空気の熱伝導率に比べて熱伝導率が桁違いに大きいため，ある時間 t において $T_{\mathrm{S,t}}$ で空間的に等温と見なした．（時間的な温度変化は許容する．）外部空気は左から右へ，内部循環空気は右から左へと逆方向に流動するのは，この構成が温度効率を高めるためである．軸方向位置 x の軸方向微小区間 dx における局所熱流束 $dq_{\mathrm{I\to Ex}}$ が内部循環空気から隔壁を介して外部空気へ放熱されるため，T_{Ix} は流れ方向に減少する．一方，外部空気は内部循環空気から局所熱流束 $dq_{\mathrm{I\to Ex}}$ を受け取ると同時に，ステータからも局所熱流束 $dq_{\mathrm{S\to Ex}}$ を受け取るため，T_{Ex} は流れ方向に増加する．

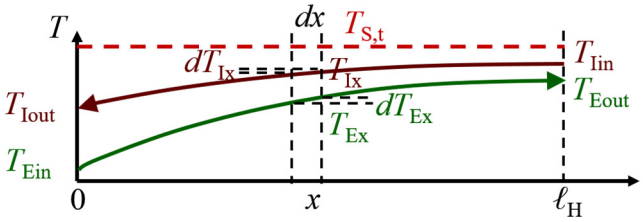


Fig. 8　Temperature changes of internal recirculating air and external air in axial direction via outer heat exchanger [cited from (Ito et al., 2022)].

これらのエネルギーバランスを方向に注意して記述すると以下の連立微分方程式が得られる．

$$\dot{m}_{\mathrm{E}} C_{\mathrm{P}} dT_{\mathrm{Ex}} = nbK_{\mathrm{B}}\left[T_{\mathrm{Ix}} - T_{\mathrm{Ex}}\right]dx + nbK_{\mathrm{S}}\left[T_{\mathrm{S,t}} - T_{\mathrm{Ex}}\right]dx \tag{31}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{I}} C_{\mathrm{P}} dT_{\mathrm{Ix}} = nbK_{\mathrm{B}}\left[T_{\mathrm{Ix}} - T_{\mathrm{Ex}}\right]dx \tag{32}$$

T_{Ex}，T_{Ix} を解き，境界条件 $x = 0$ で $T_{\mathrm{I0}} = T_{\mathrm{Iout}}$，$T_{\mathrm{E0}} = T_{\mathrm{Ein}}$，$x = \ell_{\mathrm{R}}$ で $T_{\mathrm{I}\ell\mathrm{R}} = T_{\mathrm{Iin}}$，$T_{\mathrm{E}\ell\mathrm{R}} = T_{\mathrm{Eout}}$ を適用すると以下の解析解を得る．数学的な式展開は著者の近著（Ito et al., 2023）を参照されたい．

$$T_{\mathrm{Eout}} = \frac{-\zeta\sigma_2}{2K_{\mathrm{B}}N\beta} + \tilde{C}_{\mathrm{E}}\frac{\zeta\exp(\beta\ell_{\mathrm{S}})}{2K_{\mathrm{B}}N} + \frac{-\xi\theta_2}{2K_{\mathrm{B}}N\gamma} + \tilde{C}_{\mathrm{I}}\frac{\xi\exp(\gamma\ell_{\mathrm{S}})}{2K_{\mathrm{B}}N} \tag{33}$$

$$T_{\mathrm{Iout}} = \frac{-\sigma_2}{\beta} + \tilde{C}_{\mathrm{E}} + \frac{-\theta_2}{\gamma} + \tilde{C}_{\mathrm{I}} \tag{34}$$

$$\tilde{C}_{\mathrm{E}} = \frac{\sigma_2}{\beta} + \frac{\xi\theta_2}{\zeta\gamma} + \frac{-\tilde{C}_{\mathrm{I}}\xi}{\zeta} + \frac{2K_{\mathrm{B}}N}{\zeta}T_{\mathrm{Ein}},\ \tilde{C}_{\mathrm{I}} = \frac{T_{\mathrm{Iin}} + \frac{\sigma_2}{\beta}\left\{1-\exp(\beta\ell_{\mathrm{S}})\right\} + \frac{\theta_2}{\gamma}\left\{1-\frac{\xi}{\zeta}\exp(\beta\ell_{\mathrm{S}})\right\} + \frac{-2K_{\mathrm{B}}N}{\zeta}\exp(\beta\ell_{\mathrm{S}})T_{\mathrm{Ein}}}{\exp(\gamma\ell_{\mathrm{S}}) + \frac{-\xi}{\zeta}\exp(\beta\ell_{\mathrm{S}})},$$

$$N = \frac{nbK_{\mathrm{B}}}{\dot{m}_{\mathrm{E}}C_{\mathrm{P}}},\ \varepsilon = \frac{\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}}{\dot{m}_{\mathrm{E}}C_{\mathrm{P}}},\ \phi = -\varepsilon K_{\mathrm{S}} - \varepsilon K_{\mathrm{B}} + K_{\mathrm{B}},\quad \psi = \varepsilon K_{\mathrm{S}} + \varepsilon K_{\mathrm{B}} + K_{\mathrm{B}},\ \alpha = N\sqrt{\phi^2 + 4\varepsilon K_{\mathrm{S}}K_{\mathrm{B}}},$$

$$\beta = \frac{N\phi - \alpha}{2\varepsilon K_{\mathrm{B}}},\ \gamma = \frac{N\phi + \alpha}{2\varepsilon K_{\mathrm{B}}},\ \xi = N\psi - \alpha,\ \zeta = N\psi + \alpha,\ \sigma_2 = \frac{N^2K_{\mathrm{S}}}{\alpha}T_{\mathrm{S,t}},\ \theta_2 = \frac{-N^2K_{\mathrm{S}}}{\alpha}T_{\mathrm{S,t}} \tag{35}$$

次に，外周熱交換器を通る内部循環空気のエネルギーバランスを考える．

$$\dot{m}_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P}}\left[T_{\mathrm{Iout}} - T_{\mathrm{Iin}}\right] = Q_{\mathrm{I}} = -Q_{\mathrm{I}\to\mathrm{E}} \tag{36}$$

そして，外周熱交換器を通る外部空気のエネルギーバランスを考える．

$$\dot{m}_{\mathrm{E}}C_{\mathrm{P}}\left[T_{\mathrm{Eout}} - T_{\mathrm{Ein}}\right] = Q_{\mathrm{E}} = Q_{\mathrm{I}\to\mathrm{E}} + Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{E}} \tag{37}$$

さらに，ステータのエネルギーバランスを考える．

$$m_{\mathrm{S}}C_{\mathrm{P,S}}\frac{dT_{\mathrm{S,t}}}{dt} = Q_{\mathrm{S}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{R}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{E}} = Q_{\mathrm{S}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{R}} - Q_{\mathrm{I}} - Q_{\mathrm{E}} \tag{38}$$

ここで，m_{S} はステータの質量，$C_{\mathrm{P,S}}$ はステータの比熱である．$T_{\mathrm{S,t}}$ は時間発展的に計算できる．
$Q_{\mathrm{S}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{R}} > Q_{\mathrm{I}} + Q_{\mathrm{E}}$ の場合，$T_{\mathrm{S,t}}$ は時間とともに増加する．
$Q_{\mathrm{S}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{R}} < Q_{\mathrm{I}} + Q_{\mathrm{E}}$ の場合，$T_{\mathrm{S,t}}$ は時間とともに減少する．
$Q_{\mathrm{S}} - Q_{\mathrm{S}\to\mathrm{R}} = Q_{\mathrm{I}} + Q_{\mathrm{E}}$ の場合，$T_{\mathrm{S,t}}$ は定常となる．

４． 圧力損失・圧縮機駆動動力の推算方法

４・１ ロータを通過する内部循環空気の圧力損失，および，外周熱交換器を通過する内部循環空気・外部空気の圧力損失の推算

ロータ・外周熱交換器を通過する内部循環空気・外部空気の圧力損失の推算方法は紙面の都合で割愛する．詳細な手法は（Ito et al., 2022, Ito et al., 2023）を参照されたい．

４・２ 内部循環空気・外部空気を駆動する圧縮機動力の推算

図 3 に示すように，ファン・外部圧縮機は外部空気を外周熱交換器の圧力損失に逆らって強制対流させる．よって，ファン・外部圧縮機の動力 W_{E} は以下となる．

$$W_{\mathrm{E}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{E}}}{\rho_{\mathrm{Ein}}\eta_{\mathrm{compE}}}\Delta p_{\mathrm{lossEH}} \tag{39}$$

ここで，ρ_{Ein} はファン入口空気の密度，η_{compE} はファン・外部圧縮機の断熱効率である．ファン・外部圧縮機は断熱圧縮により外周熱交換器入口温度 T_{Ein} を増加させる．

$$T_{\mathrm{Ein}} = T_{\mathrm{amb}} + \frac{T_{\mathrm{amb}}}{\eta_{\mathrm{E}}}\left[\left\{\frac{p_{\mathrm{amb}} + \Delta p_{\mathrm{lossEH}}}{p_{\mathrm{amb}}}\right\}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] \tag{40}$$

図 3 に示すように，もう一つの内部圧縮機は内部循環空気を外周熱交換器とロータの圧力損失に逆らって強制対流させる．よって，内部圧縮機の動力 W_{I} は以下となる．

$$W_{\mathrm{I}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{I}}}{\rho_{\mathrm{IRout}}\eta_{\mathrm{compI}}}\left[\Delta p_{\mathrm{lossIH}} + \Delta p_{\mathrm{lossIR}}\right] \tag{41}$$

ここで，ρ_{IRout} は内部圧縮機入口空気の密度，η_{compI} は内部圧縮機の断熱効率である．内部圧縮機は断熱圧縮により外周熱交換器入口温度 T_{Iin} を増加させる．また，内部循環空気を駆動する圧縮機動力 W_{I} は最終的には熱に変換されるため，外周熱交換器において内部循環空気が放出すべき熱 $Q_{\mathrm{I\to E}}$ は以下となる．

$$Q_{\mathrm{I\to E}} = Q_{\mathrm{R}} + Q_{\mathrm{S\to R}} + W_{\mathrm{I}} \tag{42}$$

$$T_{\mathrm{Iin}} = T_{\mathrm{IRin}} + \frac{Q_{\mathrm{R}} + Q_{\mathrm{S\to R}} + W_{\mathrm{I}}}{m_{\mathrm{I}}C_{\mathrm{P,I}}} \tag{43}$$

５． 周囲環境が永久磁石温度，コイル温度，圧縮機動力に与える影響

５・１ 周囲気温が永久磁石温度，コイル温度に与える影響

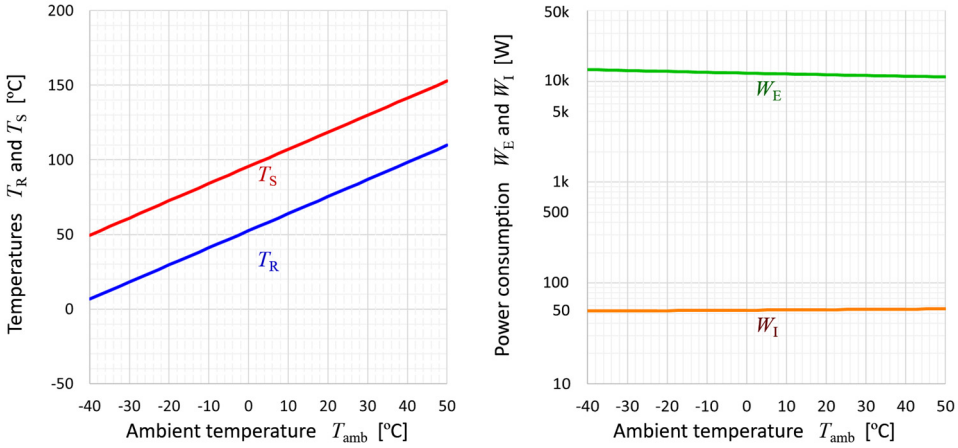


Fig. 9 Permanent magnets and coil temperature, and power consumption with changing ambient temperature (p_{amb} = 101.325 kPa, d_{R} = 150 mm, d_{A} = 100 mm, δ_{TBC} = 0.5 mm, δ_{AIR} = 1 mm, $a_{\mathrm{E}} = b_{\mathrm{E}}$ = 10 mm, $a_{\mathrm{I}} = b_{\mathrm{I}}$ = 10 mm, $\dot{V}_{\mathrm{E}}$ = 1.4 m^3/s, $\dot{V}_{\mathrm{I}}$ = 0.32 m^3/s) [cited from (Ito et al., 2022)].

図 9 は周囲温度 T_{amb} が空冷性能に与える影響を示す．周囲圧力 p_{amb} が 101.3 kPa で外部空気の体積流量が 1.4 m^3/s，内部循環空気の体積流量が 0.32 m^3/s で一定の場合に，T_{amb} の変化に対するコイル温度 T_{S}，永久磁石温度 T_{R}，内部循環空気圧縮機動力 W_{I}，外部空気圧縮機動力 W_{E} の変化を示す．体積流量を一定としたのは一般に一定の回転数で運転する圧縮機は入口温度と圧力が変化しても一定の体積流量を吐出するためである．離陸時の周囲温度は−40 ℃（冬の極地）～50 ℃（夏の砂漠地帯）と幅が広い．T_{amb} が高いほど T_{R} と T_{S} が高くなり，T_{R} と T_{S} はともに T_{amb} に直線的に比例する．

駆動動力 W_{I}，W_{E} は体積流量一定条件では T_{amb} にほとんど影響されないことがわかる．

５・２ 周囲圧力が永久磁石温度，コイル温度に与える影響

図 10 は周囲圧力 p_{amb} が空冷性能に与える影響を示す．p_{amb} の減少に伴い，一定体積流量下で密度 ρ_{E} が減少し外部空気の質量流量が減少するため T_{S} は増加する．p_{amb} が 58 kPa 以上では，ロータと内部循環空気の熱交換は回転流れ支配の伝熱であり，p_{amb} の減少に伴い内部循環空気の密度 ρ_{R}，回転レイノルズ数，ヌセルト数が減少し T_{R} は増加する．p_{amb} が 57 kPa 付近では，ロータと内部循環空気の熱交換は回転流れと軸方向流れが影響する伝熱に遷移しヌセルト数が増加するため T_{R} が不連続的に減少する．p_{amb} が 56 kPa 以下では，p_{amb} の減少に伴い ρ_{R}，回転レイノルズ数，軸方向レイノルズ数，ヌセルト数が減少し T_{R} は増加する．p_{amb} が 29 kPa 付近では，今度は外周熱交換器を通過する内部循環空気の流れが乱流から層流に遷移し伝熱が不連続的に減少し，T_{R} が不連続的に増加する．

駆動動力 W_{E} は外部空気の圧力損失に比例し，圧力損失は $\rho_{\mathrm{E}}f$ に比例する．ここで ρ_{E} は密度，f は抗力係数である．層流領域では f はパイプレイノルズ数 $\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}$ に反比例し，乱流領域では f は $\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}$ の 1/4 乗に反比例する．また，$\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}$ は質量流量 $\dot{m}_{\mathrm{E}}$ にほぼ比例し，体積流量 $\dot{V}_{\mathrm{E}}$ が一定であるため $\mathrm{Re}_{\mathrm{P,E}}$ は ρ_{E} に比例する．さらに，温度一定条件から p_{amb} と ρ_{E} は比例する．ゆえに層流領域では W_{E}

は p_{amb} にほぼ独立で，乱流領域では W_E は p_{amb} の 3/4 乗に比例する．W_I もほぼ同様の傾向を示す．

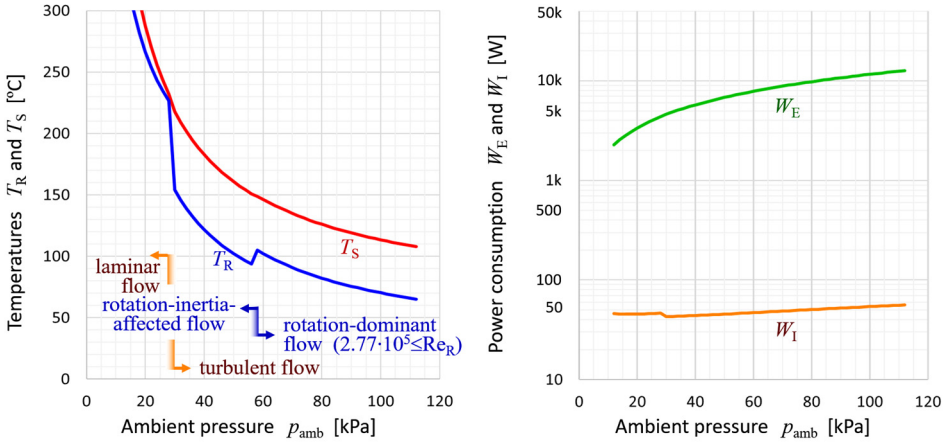


Fig. 10　Permanent magnets and coil temperature, and power consumption with changing ambient pressure (T_{amb} = 15 °C, d_R = 150 mm, d_A = 100 mm, δ_{TBC} = 0.5 mm, δ_{AIR} = 1 mm, $a_E = b_E$ = 10 mm, $a_I = b_I$ = 10 mm, $\dot{V}_E$ = 1.4 m³/s, $\dot{V}_I$ = 0.32 m³/s) [cited from (Ito et al., 2022)].

5・3　飛行高度が永久磁石温度，コイル温度に与える影響

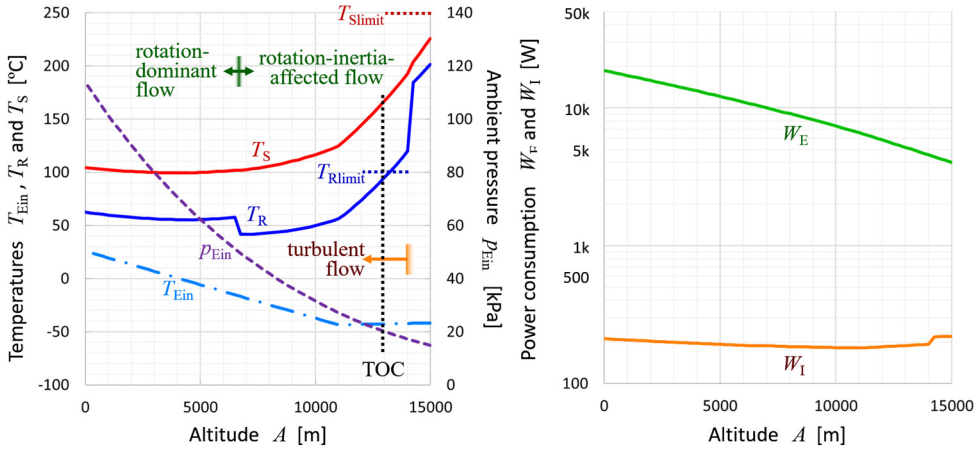


Fig. 11　Permanent magnets and coil temperature, and power consumption with changing flying altitude (T_{amb} and p_{amb} by ISA, d_R = 150 mm, d_A = 100 mm, δ_{TBC} = 0.5 mm, δ_{AIR} = 1 mm, $a_E = b_E$ = 10 mm, $a_I = b_I$ = 10 mm, $\dot{V}_E$ = 1.4 m³/s, $\dot{V}_I$ = 0.32 m³/s) [cited from (Ito et al., 2022)].

図 11 は高度が空冷性能に与える影響を示す．高度に応じた周囲温度・圧力は国際標準大気（ISA）が定める T_{amb}・p_{amb} を与えた（Ito et al., 2023）．T_R は T_{amb} と p_{amb} の両方の影響を受ける．高度 A が低い領域では T_{amb} の効果は p_{amb} の効果よりも強く現れ，T_S は約 A = 2,000m になるまで徐々に減少する．高度 A が中程度の領域では p_{amb} の効果が T_{amb} の効果よりも徐々に優勢になり，T_S は A = 2,000m を超えるとリバウンドする．高度が A = 11,000 m を超え成層圏に入ると，p_{amb} の効果のみが機能し，T_S が急速に増加する．T_R の最小値は約 A = 5,500 m だが，T_R も T_S と同じ傾向を示す．5·2 節で言及した内部循環空気がロータや外周熱交換器を通る流れ・伝熱のモードの変化により T_R に不連続点が現れる．

駆動動力 W_E・W_I は高度の上昇とともに p_{amb} が減少する影響で，減少する．

6．　まとめ

本稿では，航空推進用 MW 級 IPM モータにおける空冷性能への高度の影響について理論的に検討した．圧縮機で駆動した内部循環空気はロータ内の永久磁石の最高使用温度を満たすように冷却し，ロータの熱をステータの外部に設置した外周熱交換器に運ぶ．圧縮機で駆動した外部空気は，外周熱交換器を介してステータ内のコイルを冷却し，コイルの最高使用温度を満たすとともに，全ての熱を周囲に排出する．

内部循環空気・外部空気の体積流量が一定の場合，周囲温度の上昇に伴い永久磁石とコイルの温度は直線的に上昇する．周囲温度が変化しても圧縮機を駆動する動力はほぼ一定である．周囲

圧力の低下とともに空気密度が低下しレイノルズ数が減少するため，ロータを通過する内部循環空気は回転流れ支配のモードから回転流れと軸方向流れが影響するモードに，外周熱交換器を通過する内部循環空気は乱流から層流にモードが切り替わり，永久磁石とコイルの温度は不連続的に変化する．永久磁石とコイルの最高使用温度を満足させるためには，特に，外周熱交換器を通過する内部循環空気の乱流モードを維持することが必要である．外周熱交換器を通過する内部循環空気が層流モードの場合は周囲圧力が変化しても圧縮機動力はほぼ一定であり，乱流モードの場合は周囲圧力の 3/4 乗にほぼ比例した動力となる．さらに，永久磁石とコイルの温度に対する高度の影響も調査した．最も厳しい条件は，最高高度（top-of-climb）条件である．ゆえに，top-of-climb 条件で永久磁石とコイルの最高使用温度を満足させる空気流量を設定することが重要である．

各種流れのモードがどこでどのように切り替わるかは，使用する各物理モデルや相関式によって異なる．各物理モデルや相関関係が改善されれば，本稿の手法はより正確な推定を導き出すことができるはずである．本稿の手法は航空推進用 MW 級 IPM モータの初期のサーマルマネジメント設計に非常に有効である．

謝辞

技術的助言を頂いた株式会社 IHI，および，東京大学の渡辺紀徳教授，姫野武洋教授，大崎博之教授，寺尾悠助教，儘田あゆみ氏，秋田県立大学の須知成光准教授，片岡康浩助教，株式会社 IHI の関直喜氏，大依仁氏，平川香林氏，井上知也氏に感謝申し上げる．

本稿は，独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託事業 JPNP15005 で得られた成果を基に作成したものである．

文献

Air Transport Action Group, Commitment to Fly Net Zero 2050, (2021).

Arnold Magnetic Technologies Corp., Grain Boundary Diffused Neodymium Iron Boron Magnet Catalog, (2021) Rev. 210607.

Dörfler, S., Walus, S., Locke, J., Fotouhi, A., Auger, D. J., Shateri, N., Abendroth, T., Härtel, P., Althues, H., Kaskel, S., Recent Progress and Emerging Application Areas for Lithium-Sulfur Battery Technology, Energy Technology, Vol. 9(1) (2021), 2000694.

Felder, J. L. Nasa Electric Propulsion System Studies, National Aeronautics and Space Administration Glenn Research Center, Cleveland, OH, USA, (2015), Document ID 20160009274.

伊藤優，渡辺紀徳，関直喜，大依仁，姫野武洋，永久磁石埋込式（ＩＰＭ）モータの空冷におよぼす周囲気温・気圧の影響，日本航空宇宙学会航空原動機宇宙推進講演会，(2022)，JSASS-2022-0035.

Ito, Y., Watanabe, T., Seki, N., Hirakawa, K., Inoue, T. and Himeno, T., Effect of Channel Size on Air-cooling Performance in Interior Permanent Magnet (IPM) Motor Driving Aviation Fans at High Altitude, ASME Journal of Gas Turbines and Power, (2022) in press.

Ito, Y., Watanabe, T., Seki, N., Oyori, H. and Himeno, T., Temperature and Consumed Energy Predictions for Air-Cooled Interior Permanent Magnet (IPM) Motors Driving Aviation Fans - Part 1: Mathematical Analytical Solutions for Incompressible Air Cases -, SAE International Journal of Electrified Vehicles, Vol. 12(1) (2023).

Tachibana, F. and Fukui, S., Convective Heat Transfer of the Rotational and Axial Flow between Two Concentric Cylinders, Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 7(26) (1964), pp.385–391.

Warwick G., Flight Experience Makes Pipistrel An Electric Aviation Leader, Aviation Week and Technology, September 10 (2020).

Welstead, J., Felder, J., Guynn, M., Haller, B., Tong, M., Jones, S., Ordaz, I., Quinlan, J., Mason, B., Overview of the NASA STARC-ABL (rev. B) advanced concept, One Boeing NASA Electric Aircraft Workshop, (2017).

Wright Electric, Wright testing 2 MW aviation-grade motor for transport-category zero-emissions aircraft, Green Car Congress, September 08 (2021).

Yamada, Y. and Watanabe, S., Frictional Moment and Pressure Drop of the Flow through Co-Axial Cylinders with an Outer Rotating Cylinder, Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 16(93) (1973), pp.551–559.

TED Plaza

直射日光下で周辺気温より低温となる受動的放射冷却素材の原理とその応用

末光　真大

大阪ガス株式会社
SPACECOOL 株式会社
m-suemitsu@osakagas.co.jp

１．　はじめに

地球温暖化の緩和，人権の尊重，IoE(Internet of Everything)社会の実現に向け，暑熱対策の重要性が高まっている．地球温暖化の緩和の観点では，暑熱地域に位置する新興国の所得水準の向上により，世界の空調機器は 2050 年に 2018 年比で約 3 倍に増加し日米欧の現在の発電能力総計と同等のエネルギー需要が新たに生じることが予測（International Energy Agency, 2022）されていることから，空調エネルギー削減の重要性が増している．人権の尊重の観点では，多様な労働者が熱中症にならず安全・快適に働ける環境の整備が SDGs の考えの浸透によりこれまで以上に求められている（Xiaoting, 2019）．IoE 社会の実現の観点では，インターネットにつながるデバイス数が急激に増加（情報通信白書令和 3 年版, 2021）する中，デバイスの信頼性の向上によるメンテナンス頻度の低減が今後求められることが予想される．デバイスの信頼性や寿命はデバイス温度を下げることにより向上させられるため，暑熱対策は重要である．

このように，暑熱問題への対応の重要性が増す中，解決の一助として近年注目されている技術が，直射日光下で周囲より受動的に温度低下する「放射冷却素材」である．当素材は，熱を大気の光透過率が高い波長帯 8-13 μm (大気の窓)の熱輻射に変換し宇宙空間に放出する所謂「放射冷却現象」を活用しており，2014 年のスタンフォード大学のグループの報告を皮切りに米国を中心に盛んに報告されている（Raman, et al., 2014, Zhai, et al., 2017, Yuan, et al., 2018, Li, et al., 2019）．放射冷却現象は，空気中の水蒸気量が少なく，標高が高いほど大きくなる．これら 2 つの条件が整うと大気の窓の波長帯が広がるとともに大気の透過率が高まり，宇宙空間に熱を放出し易くなる．大阪ガスでは 2017 年より放射冷却素材の開発に取り組んできた．当時の先行研究は，乾燥時期（Raman, et al., 2014, Li, et al., 2019）や砂漠地域（Zhai, et al., 2017, Yuan, et al., 2018, Li, et al., 2019）(空気中の水蒸気量の推定量: 2-5 g/m^3)，標高~600 m の台地（Yuan, et al., 2018, Li, et al., 2019）といった放射冷却現象を得るうえで有利な条件での実証が殆どであった．また、秋~冬の太陽光強度が弱い時期に試験された例が多く（Raman, et al., 2014, Zhai, et al., 2017, Yuan, et al., 2018, Li, et al., 2019），太陽光由来の入熱が小さい点で日中周囲より低温となりやすかった．以上のように，先行研究の試験条件は日中周囲より温度低下しやすいものであり，日本の夏季や東南アジア地域のような高温多湿環境における効果は当社の調べでは 2017 年時点で確認されなかった．

本論文では，日中周囲より低温となる放射冷却素材の冷却原理について説明するとともに，本素材を設計・作製し，日本の海抜 0 m 地帯の夏の直射日光の下で性能を発揮させることに成功した結果について述べる．併せて，放射冷却素材を様々な用途に適用した際の効果を実証試験の結果を交え解説する．最後に，この素材の可能性について議論する．

２． 放射冷却素材の冷却原理

放射冷却素材が直射日光下で外気より低温となる原理を解説する．天気予報などで耳にする放射冷却現象は，物体の熱が熱輻射（赤外線）の形で-270 ℃と低温の宇宙空間に移動し，周囲より冷える現象のことであり，夜間車などに霜が張る原因としてよく知られている．しかし，一般的な素材の場合，太陽光が照射されると，放射冷却による放熱よりも太陽光エネルギーや温められた大気の熱輻射からの入熱の方が大きくなるため日中の冷却は困難である．

当社が開発した「放射冷却素材」は，太陽光および大気の熱輻射に由来する入熱よりも素材からの放射冷却による宇宙空間への放熱を大きくすることにより日中の冷却を可能にした素材である．この特性を得るために素材に要求される輻射率スペクトルについて解説する．Fig. 1 に太陽光スペクトル(AM1.5G) と大気の透過率スペクトルの一部(太陽光スペクトルと重なると図が煩雑になるため 4 μm より長波長部分のみ)に併せ，放射冷却素材の理想的な輻射率スペクトルとを並べて表記する．大気の透過率が高い 8-13 μm の波長帯は一般に「大気の窓」と呼ばれる．地表から出た熱輻射のうち，大気の窓の波長帯の熱輻射は大気に吸収されずに-270 ℃と極低温の宇宙空間に放出される．熱を宇宙空間に放出するためには，この大気の窓の波長帯の輻射率を 100%に近づけることが望ましい．一方、日中の冷却を実現するためには，太陽光由来の入熱を抑制することを目的に太陽光スペクトルが分布する波長帯(0.3-4 μm)の光はできる限り吸収せず反射する必要がある．キルヒホッフの法則において熱平衡状態における輻射率と吸収率が等しいことから，太陽光スペクトルが分布する波長帯の輻射率を 0%に近くし，反射率を 100%に近づけた材料設計が望ましい．大気は透過率が低い波長帯において大きな熱輻射を発するために，大気からの熱輻射由来の入熱を抑える観点で大気の透過率が低い波長帯(6~8 μm, 13 μm より長波)において材料の輻射率(=吸収率)を低減させることが望ましい．なお，守秘の観点から材料の具体的な設計や構造をここで公表できないことを了承頂きたい．

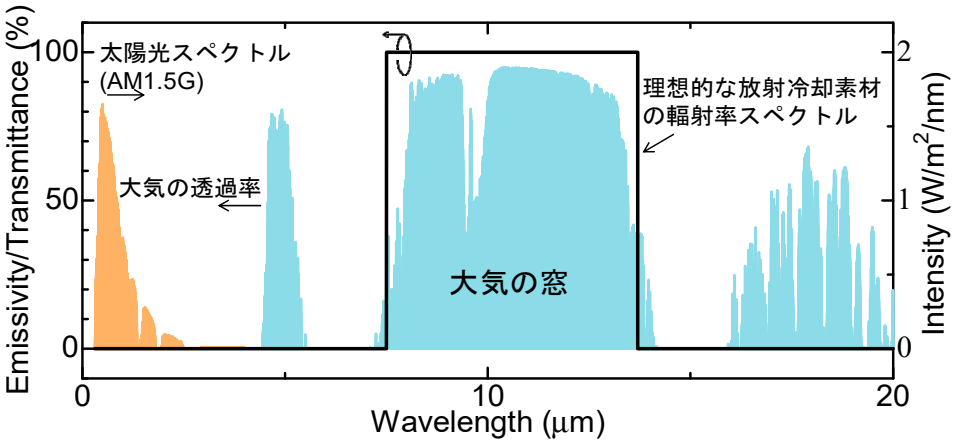


Fig. 1 Ideal emissivity spectrum of radiative sky cooling material (solid line), sunlight spectrum (AM1.5G, orange), part of atmospheric transmittance spectrum (only wavelengths longer than 4 μm are shown, light blue). The atmospheric transmittance spectrum is the value at an altitude of 4000 m under clear sky.

３． 放射冷却素材の性能

本節では当社で開発した SPACECOOL®の性能を紹介する．測定は，Fig. 2A のように大阪市此花区の 2 階建ての建屋の屋上にて実施した．測定系を Fig. 2B に示す．測定系は太陽光が測定系そのものに与える熱影響を最小化する観点で，白板ガラスにて構成した．サンプルはガラス製の支柱で支持し，天井の空いた白板ガラス製の容器に入れ，風による対流伝熱の影響を排除するためにポリエチレン製のフィルムで天井面を覆い測定を行った．なお，ポリエチレンは大気の窓の赤外線を透過する性質を有しており，放射冷却現象を阻害しない．温度はサンプルの地面側に熱容量の小さい薄膜測温抵抗体を貼付け取得した．

2017 年 9 月 1 日から 3 日間に渡って実施した試験結果を Fig. 2C に示す．当試験では放射冷却素材，ステンレス(SUS)板，日射反射塗料(建物外壁温度を下げる目的の塗料)を塗布した SUS 板の比較を行っている．放射冷却素材は SiO_2 と B_2O_3 をあわせた無機材料の放射層と Ag と Al を組み合わせた太陽光反射層を組み合わせた設計であり，太陽光反射率>95%，大気の窓における熱放射率>95%という値を実現している．3 日間の太陽光強度は Fig. 2C の橙色で示すように，南中時に

1000 W/m^2 程度であり，天気はいずれも晴れであった．また，空気中の水蒸気量は日中に~13 g/m^3，夜間に~15 g/m^3 であった．サンプルの裏面温度を同図に示す．日中の周囲気温（水色線）は 32-35 ℃程度であったのに対し，SUS の温度（灰色線）は日中最大 80 ℃近くに上昇した．日射反射塗料の温度（青線）は日中最大で 45 ℃近くに上昇した．これら結果に対し，放射冷却材料（赤線）は 3 日間を通して外気温よりも常に 2-5 ℃低温であり，日射反射塗料と比較して南中時刻前後の温度が 10～15 ℃低温となることがわかった．湿度が低い地域や標高の高い地域で同様の試験を行うと Fig. 2C よりも大きな冷却効果が得られることが予想される．

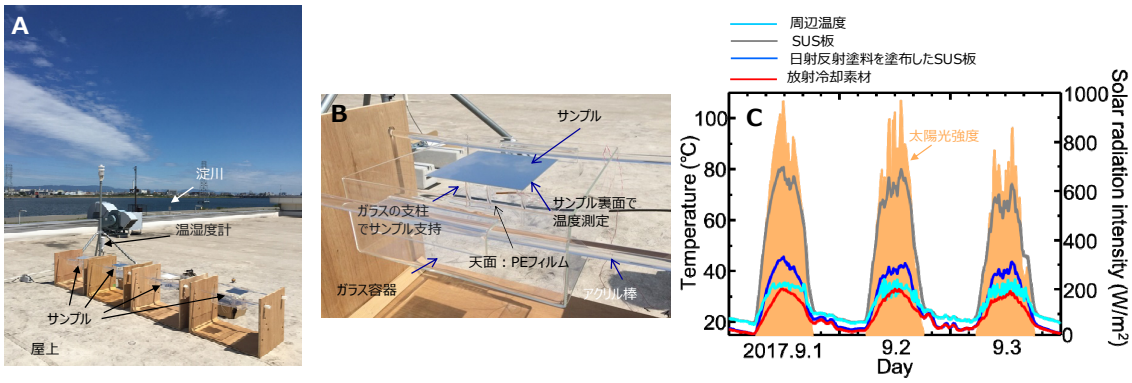


Fig. 2　Evaluation of radiative sky cooling materials. A) Appearance of measurement. B) Details of the measurement system. C) Demonstration results.

Fig. 3 に当社で開発したシート状の柔軟性の高い放射冷却素材 SPACECOOL®の外観写真を示す．Fig. 2C に示した試験結果は無機材料系の柔軟性のない放射冷却素材の温度であるが，フィルム状の放射冷却素材も太陽光反射率>95%，大気の窓における熱放射率>95%という値を有しており，無機材料系の素材と同様の放射冷却特性を示す．シート状の素材は樹脂材料の光学多層構造により構成されている．ラインナップとしては，Fig. 3A に示した粘着剤付きのフィルム形状および Fig. 3B に示した帆布形態（テント生地）の 2 種類があり，貼り付ける，縫製する，熱ラミネートするなどして任意の対象物に放射冷却性能を与えられる．

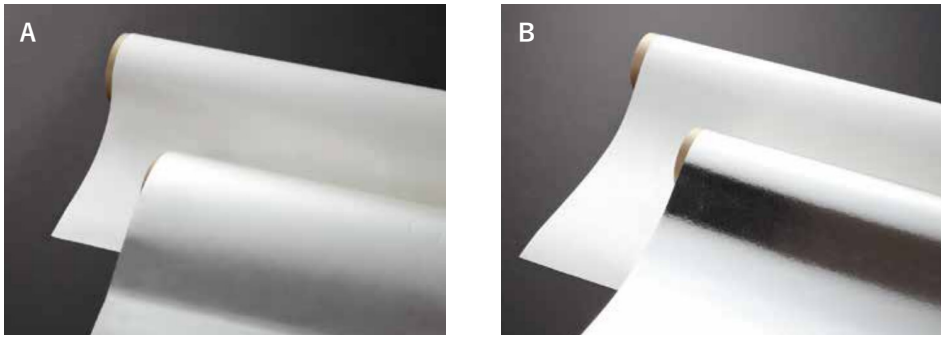


Fig. 3　Appearances of sheet-like radiative sky cooling material SPACECOOL® developed by Osaka Gas. A) Radiation sky cooling films with adhesive. Two types, matte silver and white. B) Radiation sky cooling canvasses.

4．実証試験

大阪ガス株式会社は，公益社団法人 2025 年日本国際博覧会協会と大阪商工会議所が実施する「夢洲における実証実験」に採択（大阪ガスプレス，2021）され，8 月 26 日から夢洲万博会場予定地などで，放射冷却素材 SPACECOOL®による省エネ性や快適性などを評価する実証実験を開始した．本節では，この実証試験の結果及び関連するこの枠組み以外の試験結果を紹介する．

4・1　放射冷却素材の性能が活かせる適用先

放射冷却素材の性能が活かせる適用先としては，1) 高性能な断熱材が使われていない用途（或いは断熱材が使えない用途），2) 内部の熱源を冷やす用途が挙げられる．1)について，高性能な断熱材を使用する場合，放射冷却素材の熱情報が遮断され空間内部に伝わらないため，放射冷却素材の効果を遮断しない観点で断熱材の使用量が少ない構成が望まれる．2)について，遮熱や断熱で熱源の冷却ができないのみならず，熱籠りの原因となる．本稿では，1)の例としてトラックコンテナおよびテントでの実証試験を 2)の例として分電盤を用いた実証試験の結果を紹介する．

4・2　トラックコンテナを用いた実証試験

Fig. 4 に SPACECOOL®をトラックコンテナに適用した際の効果を示す．本試験は大阪市此花区の大阪ガスエネルギー技術研究所にて実施した. Fig. 4A に示す 2t 車用アルミドライバンを 2 台用意し，1 台に SPACECOOL®(マット調のシルバー色)を施工し，もう一台は未施工とした．なお，アルミドライバンはアルミのシルバーが露出しており，SPACECOOL®施工しても外観上の大きな変化はない．晴天時のサーモグラフィ画像を Fig. 4B に示す．施工済みのコンテナ外壁の温度が未施工と比較し大きく下ることがわかる．2020 年 9 月 12 日から 13 日にかけての天井温度を Fig. 5C に示す．未施工の天井温度は最大約 70 ℃近くと火傷するレベルであるのに対し，施工済みの天井温度は最大 30 ℃程度であり，天井温度が最大約 40 ℃低下することがわかる．同じ期間のコンテナ中央温度を Fig. 4D に示す．中央温度は約 10 ℃低下することがわかる．物流の温度信頼性の向上，ドライバーの労働環境の改善に繋がる．また，冷凍・冷蔵車両に適用した場合は省エネによる燃費向上につながる．

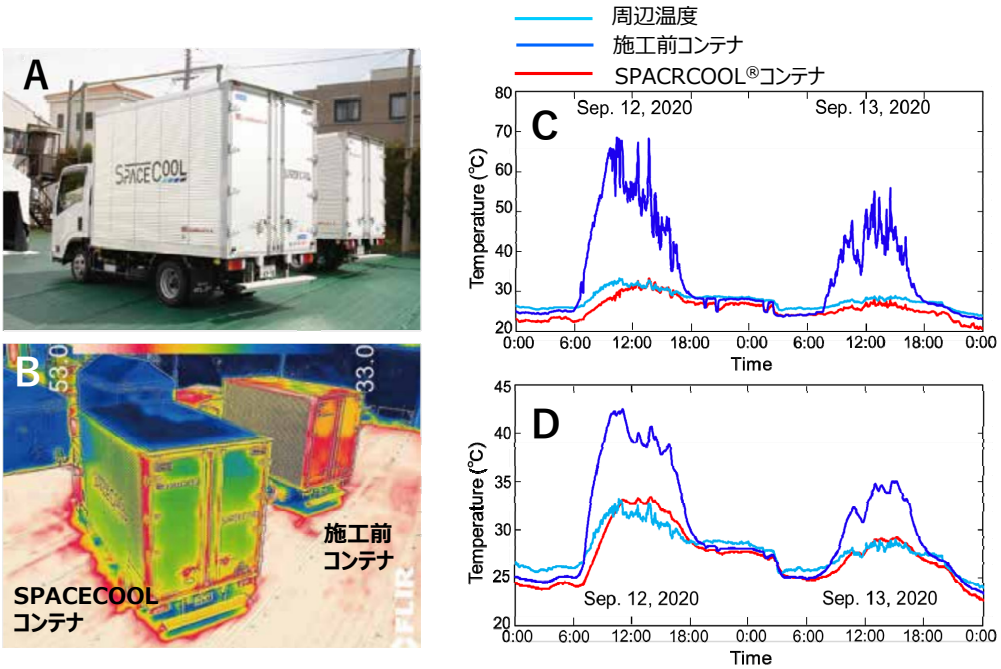


Fig. 4　The demonstration test of the truck container. A) Visible camera image. B) Thermographic image. C) Ceiling temperatures from 12th to 13th September 2020. D) Room temperatures in the center of the container during the same period.

4・3　テントを用いた実証試験

Fig. 5 に SPACECOOL®をテントに適用した際の効果を示す．本試験はカンボウプラス株式会社殿と共同で大阪市此花区の大阪ガスエネルギー技術研究所にて実施した. Fig. 5A のように, 縫製, 熱溶着によって帆布状の SPACECOOL®を横幕付テントに加工した．市販の一般帆布で作製したテント（普通テントと表記），市販の遮熱帆布で作製したテントを 2 種類（A 社遮熱テント、B 社遮熱テントと表記）も同様に加工し，性能比較を行った．なお，A 社遮熱テントの素材は透光性の素材であり，B 社遮熱テントの素材は遮光性の素材である．2021 年 8 月 27 日の 14 時に撮影した内部のサーモグラフィ画像を Fig. 5A に示す. すべて 35 ℃から 50 ℃の温度グラデーション表記と

なっているが，SPACECOOL®テントの膜温度が最も低下することがわかる．放射冷却現象は視野中の天空の比率が小さいと生じにくく，SPACECOOL®で作製した壁面は直射日光下で外気より温度上昇しやすい．2021 年 8 月 31 日から 9 月 1 日にかけての天井温度を Fig. 5B に示す．天井温度をテント内で測定していることから側壁の熱影響を受け外気より温度低下しなかったものの，SPACECOOL テントは普通テント比で日中最大約 10 ℃低下することがわかった．同期間のテント内部の体感温度を Fig. 5C に示す．なお，体感温度はグローブ温度計の温度としている．体感温度は普通テント比較で最大 10 ℃程度，A 社遮熱テント比較で最大 8 ℃，B 社遮熱テント比較で最大 4 ℃低下することが分かった．このテントにエアコンを装着し，24 ℃設定で冷房をかけた際の空調負荷の検証を別途行った．その結果，9 月 7 日～9 月 19 日の 9 時から 18 時において，SPACECOOL テントの消費電力が普通テントおよび A 社遮熱テント比較で 30-60%削減, 遮光タイプの B 社遮熱テント比較で 20-40%削減されることがわかった．

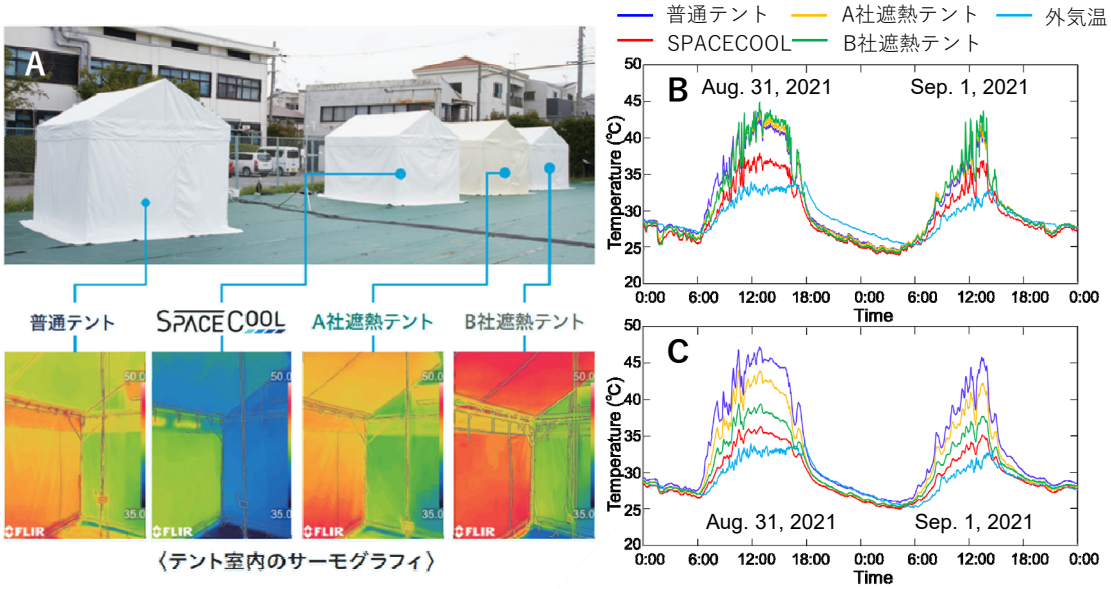


Fig. 5　Test using tents. A) Appearance taken from the south side. From the left, the normal tent, the SPACECOOL tent, the heat shielding tent from company A, and the heat shielding tent from company B. B) Tent ceiling temperature from 31th August to 1st September 2021. C) Tent glove temperature during the same period.

4・4　分電盤を用いた実証試験

Fig. 6 に SPACECOOL®を分電盤に適用した際の効果を示す．本試験は株式会社竹中工務店殿，セイリツ工業株式会社殿と共同で大阪市此花区の大阪ガスエネルギー技術研究所にて実施した．従来分電盤，遮熱塗料を塗工した分電盤（遮熱塗料分電盤），遮光板付分電盤と SPACECOOL®を施工した分電盤の内部温度を比較評価した．Fig. 6A に外観写真を示す．西日および朝日由来の入熱を最大化する観点で，分電盤の長辺が東西に向くよう配置した．全 10 台の分電盤の内，写真奥（北側）5 台にはインバータを模して 200 W のヒーターが盤内部に搭載されており，手前（南側）5 台はヒーターが搭載されていない．Fig. 6B にサーモグラフィ画像を示す．西側から順に SPACECOOL®施工分電盤（2 台），従来分電盤，遮熱塗料施工分電盤，遮光板付分電盤の順に並んでいる．なお，遮光板付分電盤は分電盤に日陰を作る目的で遮光板を備えた盤であり，一般に最も熱対策が施された分電盤として知られ，踏切等信頼性が要求される分野に使われる．サーモグラフィより SPACECOOL®分電盤の筐体温度が最も低下することがわかる．2021 年 9 月 21 日のヒーターが搭載されていない分電盤の内部温度を Fig. 5C に示す．SPACECOOL®施工分電盤の内部温度は従来分電盤より最大約 10 ℃低下し，遮光板付分電盤との比較で最大約 5 ℃低下した．SPACECOOL®施工分電盤の内部温度が日中外気より少し高温となった理由は，4.3 項での説明の通り外気より低温となりやすい天井面積より天空率が低く外気より高温となりやすい壁面積が大きいことに由来する．Fig. 6D にヒーター搭載分電盤のヒーターから 15 cm 離れた箇所の内部温度（インバーターの環境温度に相当）を示す．熱源が内部にある場合，従来分電盤，遮熱塗料塗布分電盤，遮光板付分電盤の温度に大差が生じない一方，SPACECOOL®を施工した分電盤の内部温

度のみが約 8 ℃温度それぞれの盤より低下することがわかった．併せて，遮光板付分電盤は遮光板と分電盤の筐体の間で熱籠りが生じることで，この条件で夜間温度が最も高くなることが分かった．

インバータや蓄電池、パワーコンディショナーは一般に環境温度が高いと劣化速度が早まる．例えば様々な機器に部品として入っているコンデンサーは温度が 10 ℃上がると劣化速度が 2 倍早くなることがアレニウス則より知られている(10 ℃2 倍則)（竹井勝仁, 2010）．以上の通り，分電盤内部の温度低下は屋外機器の信頼性の向上，屋外据付蓄電池の活用期間の延長につながる．

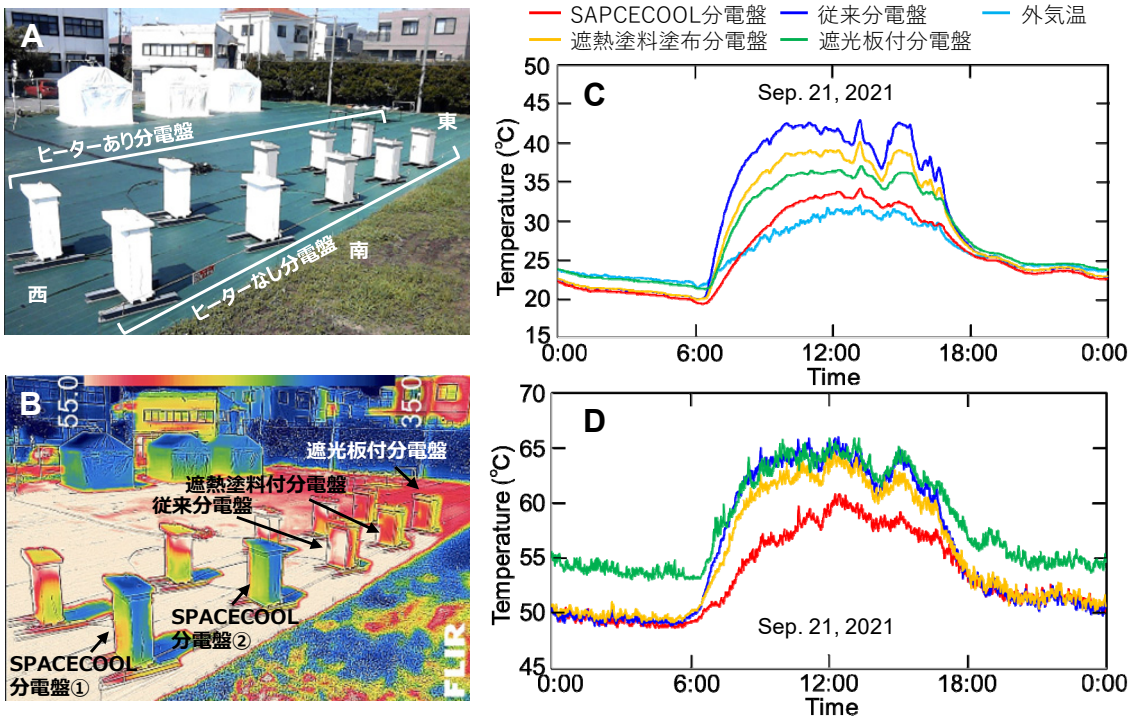


Fig. 6 Measurement results of the internal temperature of the distribution board. A) An appearance taken from the south side. From left to right: a SPACECOOL® distribution board (1), a SPACECOOL® distribution board (2), a conventional distribution board, a heat shield paint distribution board, and a distribution board with light shielding plate. B) A thermographic image taken from the south side. C) Temperatures inside distribution board without heating elements on 21st September 2021. D) Internal temperatures of distribution board with heating element on 21st September 2021.

5． 今後の展望

以上のように，直射日光下で周囲より受動的に温度低下する放射冷却素材 SPACECOOL®は地球温暖化の緩和，人権の尊重，IoE 社会の実現の一助として Fig. 7 に示す様々な用途で活用されることが期待される．大阪ガスではベンチャーキャピタルの WiL と共同で放射冷却素材の製造・販売を手掛けるスタートアップ企業「SPACECOOL 株式会社」を 2021 年 4 月に設立し，共同で社会実装活動を行っている．

5・1 地球温暖化の緩和への貢献

例えば，万博のようなイベント会場や倉庫には設営の容易さから膜建造物が多用される．膜建造物は日射の影響で内部の温度が上がりやすいため，特に春・夏・秋に冷房需要がある．放射冷却素材を活用により冷房負荷の大幅な低減が期待される．これに併せ，倉庫，データセンター，工事現場事務所，冷蔵・冷凍トラックの燃費改善など様々な分野の冷房エネルギーの低減に寄与することが期待される．

5・2　人権の尊重

少子高齢化に伴い，建築現場や運送業の人手不足が社会問題となっている．放射冷却素材は暑熱環境を緩和し，熱中症リスクを低減させられる．このことは多様な人材が安全に働ける労働環境の提供に寄与する．併せて，災害現場における仮設住宅，医務室，更衣室や休憩室としての活用が期待される．また，内部を省エネルギーに冷却できる特性は，限られたエネルギーの有効活用が求められる災害時に於いて大きな価値がある．

Fig. 7　Application of radiative sky cooling material SPACECOOL®.

世界の食糧問題の解決の一助となる可能性もある．世界の食料のおよそ 3 分の 1 が廃棄されており，特に低所得国に於いては冷蔵・冷凍が脆弱なフードサプライチェーンの早期或いは途中段階で腐敗により捨てられ，それが飢えに繋がっている(消費者庁消費者政策課，食品ロス削減関係参考資料，2018)．電力グリッドへの接続なしで周囲より温度低下する放射冷却素材は，特に低所得国の食料腐敗率を低減させ，SDGs で掲げられている「飢餓をゼロに」の達成の一助となる可能性がある．

5・3　IoE 社会の実現

IoE 社会の実現に向け，IoT デバイス数は急速に増加しており，2023 年には 2016 年の約 2 売の約 341 億個を超すと言われる（情報通信白書令和 3 年版，2021）．数の増加に伴い，これらデバイスの故障確立を下げる（信頼性を向上させる）ことはシステムを維持するうえで重要である．放射冷却素材を用いると屋外機器の温度を下げられ，4.4 項で記載の理由で信性が向上するのでメンテナンスコストを下げられる可能性がある．

5・4　その他応用

SPACECOOL®は，太陽光発電を利用するうえで重要な蓄電池の保護にも有効である．蓄電池は一般に熱に弱く，高温状態が容量低下に繋がる．併せて電気自動車への応用も期待される．ガソリンのエネルギー密度は約 12,000 Wh/kg であるのに対し，リチウムイオン電池のエネルギー密度は約 100 Wh/kg 程度とガソリンの約 1/100 である．二次電池の限られたエネルギーを有効利用するためにも，走行以外に使われる空調エネルギーを極限まで小さくすることが求められている．放射冷却素材は冷房にかかるエネルギーを小さくできるので，暑熱地域や夏場に於いて航続距離を伸ばせられると考えられる．

6．結言

大阪ガスでは，放射冷却素材 SPACECOOL®を開発し，日本の高温多湿環境の直射日光下で周囲より低温となることを初めて実証した．そのうえで，当素材のユーザー価値を「夢洲における実証実験」の枠組みを活用するなどして評価した．この実証試験を通してトラックコンテナやテン

トといった高性能な断熱材が使われていない用途，屋外分電盤といった内部に熱源が存在する用途において大きな効果が得られることを実証した．SPACECOOL®の特徴を活かすことで地球温暖化の緩和，人権の尊重，IoE 社会の実現に繋がる様々な用途に今後活用されることが期待される．

我々は今後も本素材の性能の向上を目指した研究開発活動や普及活動を行い，持続可能な社会づくりに貢献していきたいと考えている．

謝辞

本研究を進めるにあたり，公益社団法人 2025 年日本国際博覧会協会と大阪商工会議所には「夢洲における実証実験」に於いて多大なご支援を賜りました．併せて，「夢洲における実証実験」に於いては NTN 株式会社殿，カンボウプラス株式会社殿，セイリツ工業株式会社殿，株式会社竹中工務店殿には協力企業として多大なご助言を賜りました．ここに厚く御礼申し上げます．

文献

International Energy Agency, https://www.iea.org/newsroom/news/2018/may/air-conditioning-use-emerges-as-one-of-the-key-drivers-of-global-electricity-dema.html. (accessed March 28, 2022).

Li, T., Zhai, Y., He, S., Gan, W., Wei, Z., Heidarinejad, M., Dalgo, D., Mi, R., Zhao, X., Song, J., Dai, J., Chen, C., Aili, A., Vellore, A., Martini, A., Yang, R., Srebric, J., Yin, X., Hu, L., A radiative cooling structural material, Science, Vol. 364 (2019), pp. 760-763.

大阪ガスプレス, https://www.osakagas.co.jp/company/press/pr2021/1297180_46443.html.

Raman, A. P., Anoma, M. A., Zhu, L., Rephaeli, E., Fan, S., Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight, Nature, Vol. 515 (2014), pp.540–544.

消費者庁消費者政策課，食品ロス削減関係参考資料，平成 30 年 6 月 21 日版.

総務省，情報通信白書令和 3 年版.

竹井勝仁，重要性が増してきた二次電池技術の最前線，電気学会誌, Vol. 5(130) (2010), pp. 280-284.

Xiaoting. X.，慶応義塾大学大学院経営管理研究科修士論文, 2019 年経営学　第 3564 号.

Yuan, H., Yang, C., Zhen, X., Mu, W., Wang, Z., Yuan, W., Zhang, Y., Chen, C., Liu, X., Shen, W., Effective, angle-independent radiative cooler based on one-dimensional photonic crystal, Opt. Express, Vol. 26 (2018), pp. 27885-27893.

Zhai, Y., Ma, Y., David, S. N., Zhao, D., Lou, R., Tan, G., Yang, R., Yin, X., Scalable-manufactured randomized glass-polymer hybrid metamaterial for daytime radiative cooling, Science, Vol. 355 (2017), pp. 1062-1066.

2022 年度年次大会 熱工学部門報告

第 99 期熱工学部門年次大会委員会
委員長　畠山 友行（富山県立大学）
幹　事　経田 僚昭（富山高等専門学校）

日本機械学会 2022 年度年次大会は，「シンギュラリティがもたらす機械工学の未来」をキャッチフレーズに 9 月 11 日（日）～14 日（水）にわたって，富山大学五福キャンパスで開催されました．新型コロナウイルス感染症の影響が懸念される状況ではありましたが，3 年ぶりの現地開催となりました．新型コロナウイルス感染症への対策を万全にするために，懇親会は開催されず，例年は流体力学部門，計算力学部門，材料力学部門と合同で実施している部門同好会も開催を見送りました．新型コロナウイルス感染症の影響がまだまだ色濃く残る状況ではありましたが,「アフターコロナにおける機械工学」,「DX による機械技術の革新」,「SDGs への対応」を大会テーマとして，多数の発表が行われました．発表は，口頭発表とポスター発表の 2 形式で行われ，多くの学生はポスター形式での発表となりました．久しぶりの対面開催とあって，熱の入った議論が各所で見られました．オンラインでは感じることが難しい，学会の醍醐味を感じられる大会だったように思います．

熱工学部門に関連するセッションとしては,「部門単独セッション」が 1 件，年次大会の特色である「部門横断セッション」が 8 件企画され，80 件の口頭発表と 27 件のポスター発表が行われました．

白熱の議論が行われたポスター会場

- S061 乱流熱・物質輸送現象の解明と応用（熱工学部門），口頭発表 6 件，ポスター発表 5 件
- J061 機械学習×機械工学の最先端（熱工学部門，流体工学部門，計算力学部門），口頭発表 11 件，ポスター発表 6 件
- J011 SDGs に貢献する「電子実装技術の最先端」: 熱・信頼性制御技術（計算力学部門，材料力学部門，熱工学部門），口頭発表 9 件，ポスター発表 0 件
- J051 マイクロ・ナノスケールの熱流体現象（流体工学部門，熱工学部門，マイクロ・ナノ工学部門），口頭発表 11 件，ポスター発表 8 件
- J121 1DCAE・MBD のためのモデリング（設計工学・システム部門，機械力学・計測制御部門，機械材料・材料加工部門，流体工学部門，熱工学部門，計算力学部門），口頭発表 17 件，ポスター発表 0 件
- J181 交通・物流機械の自動運転（交通・物流部門，機械力学・計測制御部門，技術と社会部門，設計工学・システム部門，機械材料・材料加工部門，流体工学部門，産業・化学機械と安全部門，熱工学部門，法工学専門会議，ロボティクス・メカトロニクス部門，スポーツ工学・ヒューマンダイナミクス部門，生産加工・工作機械部門，生産システム部門，情報・知能・精密機器部門），口頭発表 8 件，ポスター発表 3 件
- J222 機械工学に基づく細胞アッセイ技術（マイクロ・ナノ工学部門，バイオエンジニアリング部門，ロボティクス・メカトロニクス部門，流体工学部門，熱工学部門），口頭発表 6 件，ポスター発表 0 件
- J225 燃料電池・二次電池とナノ・マイクロ現象（マイクロ・ナノ工学部門，流体工学部門，熱工学部門，計算力学部門，材料力学部門，動力エネルギーシステム部門），口頭発表 8 件，

ポスター発表 0 件

- J241 医工学テクノロジーによる医療福祉機器開発（医工学テクノロジー推進会議，機械力学・計測制御部門，流体工学部門，計算力学部門，バイオエンジニアリング部門，ロボティクス・メカトロニクス部門，情報・知能・精密機器部門，材料力学部門，熱工学部門，マイクロ・ナノ工学部門，機素潤滑設計部門），口頭発表 4 件，ポスター発表 5 件

熱工学部門では，例年通り熱工学に関連する講演に対して「若手優秀講演フェロー賞」の審査を行いました．審査を行うにあたりご協力を賜りました多くの先生には，この場をお借りして御礼申し上げます．

最後になりましたが，年次大会の企画・運営にご尽力いただきましたオーガナイザー，講演者，座長の皆様に厚く御礼申し上げます．東京で開催予定されます 2023 年度年次大会も，対面で開催され，さらに多くの皆様のご参加を賜り，研究交流と親睦を深められる機会になりますよう祈念いたします．

熱工学コンファレンス 2022 開催報告

実行委員会 委員長　丸山茂夫（東京大学）
幹事　千足昇平，杵淵郁也（同上）

熱工学コンファレンス 2022 が 2022 年 10 月 8 日(土)と 9 日(日)の 2 日間にわたって東京大学本郷キャンパスにて開催されました．講演等は基本対面としましたが，Zoom を併用したハイブリッド形式により実施致しました．

図 1　熱工学コンファレンス 2022 会場．

今回，4 年ぶりの対面実施となりましたが，431 名（招待講演等の方含む）の方にご参加頂きました．講演は，学術講演が 222 件，特別講演 1 件，同日開催された熱工学ワークショップでの講演 2 件があり，さらに今回は海外からの招待講演として 2 件の Keynote 講演を実施致しました．熱工学コンファレンスの学術講演は，一般セッション（GS）およびオーガナイズドセッション（OS）で構成され，今回は GS が 28 件，残り 194 件が OS でした．OS が占める割合が大きく，オーガナイザーの皆様にはプログラム編成も含めご協力を頂いております．今回は，昨年実施されました 13 個の OS に，新しい OS（OS14：ナノスケール熱制御）が加わりました．OS14 では 19 件の学術講演があり，非常に活発な議論が行われました．また，熱工学コンファレンスは若手優秀講演フェロー賞の選考対象講演会です．若手講演者が多く，121 件と半数以上の講演が審査対象となりました．本審査は，各セッションの座長を含め，多くの審査員の方々にご協力頂きました．心より御礼申し上げます．

新型コロナウイルス感染症の状況の予測が非常に困難であったこと，また当日体調不良等の講演者・参加者の方への対応が必要なことを踏まえ，8 つの講演室および特別講演・表彰式を行いました大講義室の全講演会場において，Zoom を通じての発表，聴講および質疑応答も可能なハイブリッド形式での開催と致しました．感染状況によっては，フルオンラインでの開催の可能性も

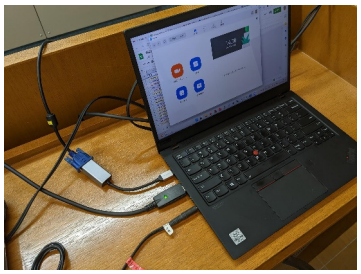


図 2　講演風景．

含め準備を進めて参りましたが，会期中における東京都の新型コロナウイルス新規感染者数は減少状況にあり，多くの方に対面にてご参加頂くことができました．対面でのコミュニケーションのしやすさにオンライン形式の利便性が加わることで，より多くの参加者の方に有意義な学術交流の場を提供できたのであれば幸いです．

特別講演会は一般社団法人クリーン燃料アンモニア協会　会長の村木　茂様に「エネルギー大変革時代のチャレンジ –カーボンニュートラルに向けた水素、アンモニアの役割–」と題したご講演を頂きました．また，恒例の講習会委員会（委員長巽和也（京大））主催の熱工学ワークショップは，初日の昼休みに開催されました．東悠介様（キオクシア株式会社）による「半導体メモリデバイスにおける熱問題と今後の展望」，山内 浩平様（富士電機株式会社）による「水冷モジュールの高精度な過渡熱インピーダンス測定とパワーサイクル寿命のオン時間依存性」の 2 件のご講演を頂きました．

1 日目の夕方に懇親会（意見交換会）を実施し，110 名の方にご参加頂きました．当初，東京大学キャンパス内の会場での懇親会を計画しておりましたが，新型コロナウイルスの影響で急遽会場を東京ガーデンパレスに変更し実施致しました．懇親会は研究者間の大切なコミュニケーションの場であり，特に自粛やオンライン生活を経て，その重要性は増しております．今回，大勢の方にご参加頂き，実行委員会として心より感謝致します．懇親会では，実行委員長挨拶，乾杯挨

図 3　熱工学ワークショップ．

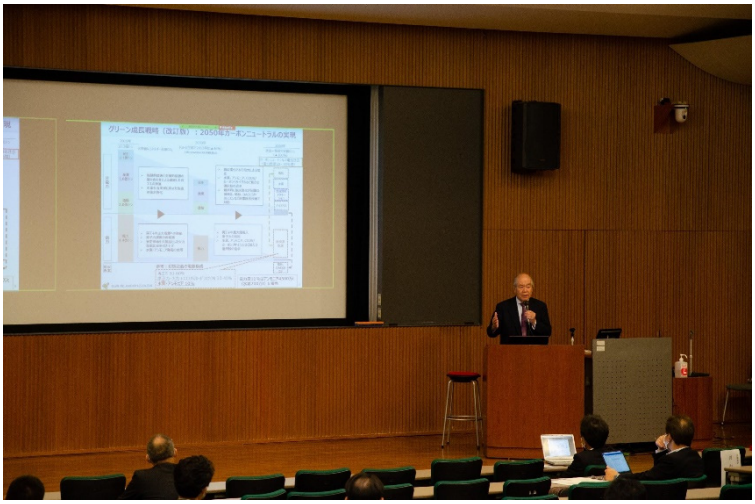


図 4　特別講演．

図 5　表彰式．

拶に引き続き，熱コレの表彰式，部門賞受賞者のスピーチ，そして次回開催地の案内をして頂きました．

2022 年 1 月 20 日に熱工学コンファレンスのホームページを開設，6 月 1 日に講演申込の受付を開始致しました．講演申込および講演原稿の投稿の受付には，従来から熱工学コンファレンスで使用しているシステムを利用致しました．その際，セキュリティ等の問題で，確認メールが受け取れない等の事例が多数生じ，一部の参加者の皆様に大変ご迷惑をお掛けしました．システムに関しましては，次回以降改善していく予定になっております．また，熱工学コンファレンスへの参加登録は，機械学会が契約している Peatix を利用致しました．支払い方法がクレジットカード・コンビニ・ATM のいずれかに限られ，ご不便をおかけした面もあったかと思いますが，皆様のご協力により，請求書払い等の個別対応は数件のみで終えることが出来ました．

図 6　懇親会会場．

末筆ではございますが，熱工学コンファレンス 2022 にご協力いただいた多くの実行委員会や関係者の皆様，会場準備や当日の会場運営に協力頂いた多くの学生の皆様に改めて御礼申し上げます．

図 7　懇親会集合写真．

熱工学ワークショップ 2022 開催報告

第 99 期熱工学部門講習会委員会
委員長　巽　和也　（京都大学）
幹事　諸隈崇幸（神奈川大学）

2022 年 10 月 8 日（土）12:15 ～ 14:00（熱工学コンファレンス 2022 初日）に熱工学ワークショップを開催いたしました．本イベントは，2015 年まで開催されていました熱工学コンファレンス・プレセミナーおよびプレコンファレンスワークショップの趣旨を継承した企画として，2016 年の熱工学コンファレンスより実施しております．熱工学コンファレンスの会場である東京大学の工学部 2 号館にてランチョン形式で開催いたしました．2019 年では熱工学コンファレンスの開催中止，2020 年と 2021 年は新型コロナウイルス（COVID-19）の影響によりオンラインでの開催であったことから今回は 4 年ぶりの対面開催となりました．本イベントでは産業界から講師をお招きし，「熱マネージメント」をキーワードにして，産業における熱工学に関する新たな技術，そして次世代の技術開発に向けて解決すべき諸課題と熱工学の専門家に求められる技術シーズ開発の話を交えながら，ご専門の分野について講演いただいています．今回は，半導体デバイスの熱・エネルギー技術について研究開発されている以下の 2 名にご講演いただきました．

東 悠介　（キオクシア株式会社）
「半導体メモリデバイスにおける熱問題と今後の展望」

山内 浩平　（富士電機株式会社）
「水冷モジュールの高精度な過渡熱インピーダンス測定と
パワーサイクル寿命のオン時間依存性」

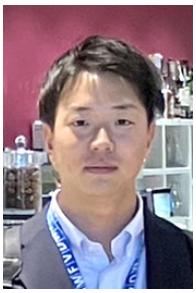
半導体・エレクトロニクスのデバイスと技術は各産業での導入が急激に増大し，これまで以上に産業と社会に大きな影響を与える基盤となる分野の一つです．半導体デバイスに関する開発・製造・評価・市場の現状と課題そして今後の展望について，とくにデバイス・設計・熱問題における最新の動向を学び，熱工学の分野における今後の研究開発について考えるためにも，ご講演をお願いいたしました．

東氏は，キオクシア株式会社（前東芝メモリ株式会社）にて半導体メモリの開発設計に長く携わっておられます．本講演では半導体メモリの構造と設計概念およびその歴史の話を交えながら半導体メモリにおける一般的な熱問題を説明いただき，熱による信頼性劣化をお話いただきました．さらに極低温 NAND サーバーでの業界の開発技術を紹介され，今後の半導体メモリおよびロジックデバイスでの熱問題を解決するための技術やロードマップについて，お話いただきました．

山内氏には，車載用直接水冷モジュール内の熱インピーダンスをチップに内蔵された温度センサを使用して実現した高精度な過渡熱解析について紹介していただき，パワーサイクル試験の通電時間と寿命の関係の評価と考察についてお話いただきました．局所とモジュール全体の熱特性に関する評価方法と課題を紹介いただきました．

ワークショップには主と副会場での参加者（90 名）と Zoom の参加者の合計で 115 名の方に参加いただきました．両講演後も多くの質問をいただき，盛況のうちに終了いたしました．この場をお借りしまして，講演者の方々と参加者そして実行委員会の皆様にお礼申し上げます．

東 悠介 氏


山内 浩平 氏

講演会場風景

第 99 期（2021 年度）熱工学部門賞・部門一般表彰報告

2021 年度部門賞委員会委員長
店橋　護（東京工業大学）

熱工学部門では，第 99 期 （2021 年度）の部門賞・部門一般表彰について以下のように決定し，熱工学コンファレンス（東京大学）において贈呈しました．受賞者の方々は，本部門の「部門賞および部門一般表彰規程」により運営委員会構成員ならびに本部門登録会員に候補者を募り，部門賞委員会において部門賞 4 名・部門一般表彰 3 名を選考し，運営委員会の審議を経て決定しました．また，本報告では，第 99 期（2021 年度）に本部門より若手優秀講演フェロー賞を受賞された 7 名の方々も紹介しております．

熱工学部門賞

功績賞（国際功績賞）
Sung Jin Kim　氏

贈賞理由:

Sung Jin Kim 教授は，本部門が開催した第 1 回環太平洋熱工学会議(PRTEC2016)において，大韓民国機械学会(KSME)の代表として Co-chair を務め，第 1 回会議の成功に大きく貢献した．また，我が国を含むアジア地域の熱工学関連学会からなる Asian Union of Thermal Science and Engineering の設立・運営を通じて，アジア地域における熱工学研究者間の連携及び交流促進に尽力した．

略歴：
1982年　B.S. Seoul National University
1984年　M.S. Seoul National University
1989年　Ph.D. Ohio State University
1990年～1997年　Senior Engineer, IBM USA
1997年～2003年　Associate Professor, KAIST
2003年　Professor, KAIST
2005年　Fellow, ASME
2011年　Chair, KSME Thermal Engineering Division
2012年～2021年　Director, Center for Flexible Thermal Superconductors
2012年～2015年　Editor-in-Chief, Transactions of the KSME A and B
2016年　Member, (KAST) Korean Academy of Science and Technology
2016年　Co-Chair, 1st PRTEC
2017年　Chair, 1st ACTS (Asian Conference on Thermal Sciences)
2017年～2020年　President, AUTSE
2021年　KEPCO Endowed Chair Professor

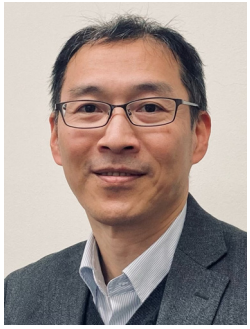
功績賞（研究功績賞）
丸田　薫　氏

贈賞理由:

丸田薫教授は，熱工学，とりわけ微小重力燃焼，マイクロ燃焼，高温酸素燃焼などにおける火炎ダイナミクスの研究に取り組み，その知見を超希薄燃焼エンジンに関わる産学連携研究に応用するなど，基礎燃焼科学の分野で顕著な成果を挙げている．

略歴：
1993年　上智大学大学院 博士後期課程修了
1993年　東北大学流体科学研究所 助手
1999年　秋田県立大学システム科学技術学部 助教授
2000年　南カリフォルニア大学 研究員(文部省在外研究員)
2000年　カリフォルニア大学バークレー校 研究員(文部省在外研究員)
2002年　東北大学流体科学研究所 助教授
2007年　東北大学流体科学研究所 教授

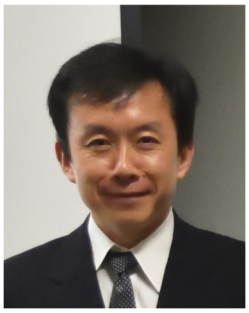
功績賞（技術功績賞）
岡崎　輝幸　氏



贈賞理由:
岡崎輝幸氏は，発電分野における燃焼研究に取り組み，廃棄物燃焼に用いる旋回溶融炉及びロータリーキルン炉の技術開発や，ガスタービン燃焼器及び石炭焚きボイラを対象としたラージエディーシミュレーションを用いた燃焼解析の技術開発などに成功している．これらの技術は，燃焼工学分野の技術発展に顕著に貢献している．

略歴：
1993年　九州大学大学院総合理工学研究科 修士課程修了
1993年　日立製作所エネルギー研究所 入所
2013年　北海道大学大学院工学研究院機械宇宙工学部門博士取得
2014年　三菱日立パワーシステムズ研究所 へ転籍
2017年　三菱日立パワーシステムズ研究所 所長
2018年　三菱重工業総合研究所 へ転籍
2019年　三菱重工業総合研究所燃焼研究部 部長
2021年　日本機械学会フェロー
2021年　三菱重工業総合研究所燃焼研究部 主幹研究員

業績賞
伏信　一慶　氏



贈賞理由:
伏信一慶教授は，熱工学，とりわけ伝熱工学に関する研究に取り組み，レーザ加工，電子機器・デバイス実装におけるサーマルマネジメントや固体高分子形燃料電池に関する研究業績が顕著である．これらの業績は，伝熱学の進歩に貢献するのみならず，微細加工，積層造形，車載用電子機器，デジタルプリンティングやエネルギー変換機器等の応用研究に大いに役立つものである．

略歴：
1986年　東京工業大学 入学
1990年　同 工学部 卒業
1990年　東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻 修士課程入学
1992年　同上 修了
1992年　東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻 博士課程進学
1994年　同上修了・学位取得
1994年～1995年　米国カリフォルニア大学バークレー校博士研究員
1995年　東京工業大学工学部 助手
1999年　東京工業大学工学部 助教授（2001年4月 同大学大学院理工学研究科 助教授）
2007年　東京工業大学大学院理工学研究科 准教授（2016年4月 同大学工学院 准教授）
2021年　東京工業大学工学院 教授（機械系）

部門一般表彰

貢献表彰
下栗　大右　氏（広島大学）

贈賞理由:
熱工学，とりわけ気相燃焼場における自着火の計測や，燃焼排出物の触媒反応モデリングなどの分野における研究への貢献，ならびに熱工学部門活動に対する貢献が顕著である．

貢献表彰
宮良　明男　氏（佐賀大学）

贈賞理由:
熱工学，とりわけ冷媒の熱物性や凝縮および蒸発熱伝達に関する分野での研究への貢献，ならびに熱工学部門活動に対する貢献が顕著である．

貢献表彰
巽　和也　氏（京都大学）

贈賞理由:
熱工学，とりわけ対流伝熱とマイクロ流体デバイスの熱流動制御技術の分野での研究への貢献，ならびに熱工学部門活動に対する貢献が顕著である．

若手優秀講演フェロー賞

論文題目
「ナノ細孔アレイからの蒸発の数値シミュレーション：液相と非平衡気体流れの連成解析」
今井　宏樹　氏（東京大学）

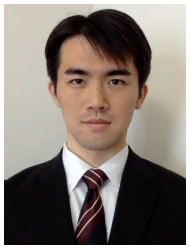
論文題目
「透過型電子顕微鏡による気液相変化観察に関する研究」

川本　鳳璃　氏（九州大学）

論文題目
「ナノ細孔流路を用いた MoS_2 表面電荷特性の評価」

髙元　昭秀　氏（東京大学）

論文題目
「ステレオ PIV/OH 自発光高速同時計測によるデュアルスワール非予混合火炎の火炎基部変動特性の解明」
服部　広暉　氏（東京工業大学）



論文題目
「核沸騰による流下液膜からの液滴飛散開始条件に及ぼす各種パラメータの影響」
田渕　純平　氏（電気通信大学）

論文題目
「熱交換セクション比率の変化による扁平自励振動型ヒートパイプの熱輸送特性－凝縮部及び蒸発部面積の場合－」
宮川　滉平　氏（青山学院大学）

論文題目
「2 次元 TRI 法による Al 配線のマイグレーションと温度分布の関係の可視化」
荒木　謙吾　氏（京都大学）

行事案内

部門関連行事案内

－2023 年度－

●第 16 回動力エネルギー国際会議(ICOPE-2023)
開催日： 2023 年 5 月 21 日（日）～26 日（金）
場　所：国立京都国際会館，京都府京都市
主　催：日本機械学会 動力エネルギーシステム部門

－2022 年度－

●エネルギー技術シンポジウム 2022
開催日：2022 年 12 月 12 日（月）
場　所：産業技術総合研究所臨海副都心センターと Webex Meeting によるハイブリッド開催
主　催：産業技術総合研究所 省エネルギー研究部門、エネルギープロセス研究部門

●第 24 回スターリングサイクルシンポジウム
開催日：2022 年 12 月 3 日（土）
場　所：神奈川大学 みなとみらいキャンパス，神奈川県横浜市
主　催：日本機械学会 エンジンシステム部門

国際会議案内

－2023 年－

●33rd International Symposium on Transport Phenomena (ISTP33)
開催日：2023 年 9 月 24 日（日）～27 日（水）
場　所：熊本城ホール，熊本県熊本市

●第 17 回国際伝熱会議（IHTC-17）
開催日：2023 年 8 月 14 日（月）～18 日（金）
場　所：Cape Town International Convention Centre, South Africa

●第 30 回原子力工学国際会議（ICONE30）
開催日：2023 年 5 月 21 日（日）～26 日（金）
場　所：国立京都国際会館，京都府京都市

その他

編集後記

本号の TED Plaza では，持続可能な社会の実現に貢献する熱工学の研究開発について，大学・企業よりそれぞれ 1 件のご寄稿をいただきました．伊藤優先生（東京大学）からは，航空推進システムの電動化において重要となるモータの熱管理についてご紹介いただきました．末光真大様（大阪ガス株式会社，SPACECOOL 株式会社）からは放射冷却材の原理と適用事例について話題をご提供いただきました．お二方の原稿を拝読し，二酸化炭素排出量の削減や省エネルギー化に向けて熱工学が担う役割の重要性について，あらためて認識いたしました．この度は，ご多忙にもかかわらず執筆をご快諾いただきましたこと，心より御礼申し上げます．

（編集担当委員：境田・三浦）

第 100 期広報委員会

委員長：	菊川 豪太	東北大学
幹 事：	川村 洋介	名城大学
委 員：	境田 悟志	茨城大学
	安藤 詩音	九州大学
	志村 敬彬	東京大学
	出島 一仁	滋賀県立大学
	藤井 宏之	北海道大学
	三浦 正義	千葉工業大学

©著作権：2022　一般社団法人　日本機械学会　熱工学部門