G060061

夏期駐車時における車室内温度低減のための吹出し位置の検討

北川 智大^{*1}, 川口 清司^{*2}, 渡辺 大輔^{*3}, 豊原 良太^{*4}Examination of Inlet Position for Reducing Temperature
in a Parking Automobile under Summer Solar RadiationTomohiro KITAGAWA ^{*1}, Kiyoshi KAWAGUCHI ^{*2}, Daisuke WATANABE ^{*3} and Ryota TOYOHARA ^{*4}^{*1,*2,*3,*4} University of Toyama, 3190, Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In a car under summer solar radiation, it is well known that the temperature in a car cabin becomes very high and is found to be over 90 degree C on the top of the front dashboard and also air temperature around the driver's seat were over 65 degree C. Thus, ventilation system is one of the effective methods for keeping comfortable thermal environment of a car cabin. In this paper, we conducted experiment and numerical simulations under the conditions that ventilation cold air came into the cabin forcibly from face mode vents and hot air in the cabin was exhausted freely from a rear duct located on rear dashboard, and examined the ventilation effects on inlet positions and at different flow rate. It was clarified that foot inlet of driver's side (FOOT-D) was the most effective inlet positions for temperature mitigation around driver's seat in high-flow ventilation, and the increase rate of temperature mitigation according to the increase of the ventilation flow rate in FOOT-D is larger than foot mode.

Key Words : Solar ventilation, Numerical Simulation, RANS-Turbulence Model

1. 緒 言

夏期炎天下に駐車した自動車の室内は日射の影響によって高温となり、熱気による乗車時の不快感やエアコン負荷の増大による燃費の悪化といった問題が生じる。このような問題を解決するために、太陽電池を動力として換気ファンを作動させ、駐車時に車内換気を行うソーラーベンチレーションシステムが注目されている。しかし、太陽電池の発電効率が低いことによるコスト高や太陽電池パネルの設置による外観上に問題があり、今後、発電効率の向上とともに、低電力で高い温度低減効果を得るために換気条件の最適化が必要となる。従来研究として、中部ら⁽¹⁾によって既存のエアコン吹出しモードにおける車室内気流の可視化が行われ、吹出しモードによって車室内の気流特性が異なることが明らかにされた。また、炎天下駐車時において既存のエアコン吹出しモードで換気した際の車室内温度を比較し、FOOT モードが車室内の温度低減に効果的であることを明らかにした⁽²⁾。しかし、従来研究において検討された換気風の吹出し位置は既存の吹出しモードのみであり、既存の吹出しモードから吹出し位置や箇所を変更させた場合の車室内の流れ場や温度場への影響については検討されていない。そこで、本研究では炎天下駐車時に車室内を換気する際に、運転席周辺の温度低減に効果的な吹出し位置を検討することを目的とし、熱流体解析によって吹出し位置の違い、及び換気流量が車室内の流れ場と温度場に及ぼす影響を明らかにしたので報告する。

2. 数値解析モデル及び数値解析手法

自動車室内の計算モデルを図 1 に示す。計算対象は、太陽が南中時に水平・真南向きとなる駐車方向を想定した 5 人乗りセダン型乗用車の車室内とした。計算モデルには実車の吹出口を模擬し、FACE 吹出口を正面運転席側に 1 箇所 (40×80 [mm])、中央に 2 箇所 (40×90 [mm])、助手席側に 1 箇所 (40×60 [mm]) の計 4 箇所、FOOT 吹出口を運転席と助手席の足元の計 2 箇所 (55×60 [mm]) 設け、排気口をリアダッシュボードの中央 (φ100 [mm])

^{*1} 学生員, 富山大学大学院 理工学教育部 (〒930-8555 富山県富山市五福 3190 番地)

^{*2} 正員, 富山大学 工学部 (〒930-8555 富山県富山市五福 3190 番地)

E-mail: kawaguti@eng.u-toyama.ac.jp

^{*3} 正員, 富山大学 工学部 (〒930-8555 富山県富山市五福 3190 番地)

^{*4} 学生員, 富山大学 工学部 (〒930-8555 富山県富山市五福 3190 番地)

に設けた。吹出口から換気流量 $Q_m=50, 100, 150 \text{ [m}^3/\text{h}]$ に相当する流速（表 1 参照）で $37 \text{ [}^\circ\text{C}]$ の空気が強制流入する場合の計算を行った。基礎方程式は、有限体積法に基づく Bousinnesq 近似非圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー式、および車室内外の表面熱収支式であり、速度と圧力のカップリングには SIMPLE 法を用いた。乱流モデルには Violette 型 $k-\varepsilon$ モデルを適用した。計算格子は、全て非構造 4 面体格子であり、格子数は表面メッシュ数 13076、総セル数 128000 である。境界条件として、車両と日射方位の関係については、日時(8月28日正午)及び車両設置位置から日射方位ベクトルを求めた。車両に到達する日射量については、想定した日時における地表水平面到達日射量として $880 \text{ [W/m}^2\text{]}$ を与え、Erbs の直散分離によって直達および散乱日射量を計算した。さらに、車内壁を散乱反射面と仮定して表面メッシュ同士間での灰色近似長波放射収支を考慮した。また、表面熱収支式から計算した境界メッシュの内外表面の温度差から厚さ方向の熱伝導損失を考慮した。車室内外表面と空気との熱伝達については、外側表面では熱伝達率を $10 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]}$ とし、外気温 $30 \text{ [}^\circ\text{C}]$ との差から対流熱伝達量を計算した。内側表面では壁面法線方向の温度分布に関する対数則によって熱伝達率を求め、壁面第 1 セルの空気温度との差から対流熱伝達量を計算した。それ以外の境界条件としては、壁面はすべり無しとし、吹出口は速度固定条件、排気口は自由流出条件とした。計算条件を表 1 に示す。計算は、換気有り と換気無しの場合を行い、換気有りの条件は、既存のエアコン吹出しモードである FACE 及び FOOT モードを軸とし、吹出し位置を中央 1 箇所とする FACE-D、FACE 運転席側と助手席側 2 箇所とする FACE-DP、運転席吹出口 1 箇所とする FACE-D、運転席側 1 箇所とする FOOT-D の全 6 条件である。

Table 1 Computational conditions

Ventilation method	Inflow velocity[m/s]
No ventilation	0
FACE	Driver side : 2.2(150m ³ /h) , Center : 3.9(150m ³ /h) , Passenger side : 2.2(150m ³ /h)
FACE-C	Center : 5.8(150m ³ /h)
FACE-DP	Driver side : 6.5(150m ³ /h) , Passenger side : 6.5(150m ³ /h)
FACE-D	Driver side : 13(150m ³ /h)
FOOT	Driver side : 2.1(50m ³ /h) , 4.2(100m ³ /h) , 6.3(150m ³ /h) Passenger side : 2.1(50m ³ /h) , 4.2(100m ³ /h) , 6.3(150m ³ /h)
FOOT-D	Driver side : 4.2(50m ³ /h) , 8.4(100m ³ /h) , 12.6(150m ³ /h)

3. 数値解析結果

流量 $150 \text{ [m}^3/\text{h}]$ における運転席周辺の平均温度を図 2 に示す。図 2 から、既存の吹出モードで最も温度低減効果が大きい FOOT より FOOT-D の方が運転席座面の温度が低減していることが分かる。運転席座面の平均温度は、換気無し（図省略）では $82 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であるのに対して、FOOT では $67 \text{ [}^\circ\text{C}]$ 、FOOT-D では $65 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であり、温度低減効果は FOOT では 15 [K] 、FOOT-D では 17 [K] であった。さらに、FOOT より FOOT-D の方がダッシュボードの表面温度が低減していることが分かる。ダッシュボードの平均温度は、換気無しでは $91.5 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であるのに対して、FOOT では $77.2 \text{ [}^\circ\text{C}]$ 、FOOT-D では $75.5 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であり、温度低減効果は FOOT では 14.3 [K] 、FOOT-D では 16.0 [K] であった。よって、FOOT-D の方が FOOT より運転席座面での温度低減効果が 2 [K] 大きく、ダッシュボードでの温度低減効果が 1.7 [K] 大きい。これらの吹出位置における車室内表面温度分布及び熱伝達率分布と流線を図 3 及び図 4 に示す。図 3 及び図 4 から、FOOT-D の方が FOOT より運転席座面及びダッシュボードの温度低減効果が大きいのは、FOOT-D では、流入した換気風が運転席とドアの間や運転席の下を通過して後席へと流れた後、助手席とドアの間を通過して前席へと流れる旋回流が形成されており、この旋回流が運転席座面上を流れることによって、運転席座面において熱伝達が促進されたためと考えられる。一方、助手席座面の温度は FOOT の方が FOOT-D より低減していることが分かる。助手席座面の平均温度は、換気無しでは $85 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であるのに対して、FOOT では $68 \text{ [}^\circ\text{C}]$ 、FOOT-D では $70 \text{ [}^\circ\text{C}]$ であり、温度低減効果は FOOT では 17 [K] 、FOOT-D では 15 [K] であった。よって、FOOT の方が FOOT-D より温度低減効果が 2 [K] 大きい。また、運転席背もたれや助手席背もたれの温度は FOOT と FOOT-D でほぼ等しいことが分かる。FOOT の方が FOOT-D より助手席座

面の温度低減効果が大きいのは、FOOT では、助手席側吹出口から流入した換気風が助手席とドアの間を流れることで、助手席座面において熱伝達が促進されたためと考えられる。

次に、運転席周辺の温度低減に効果的な吹出位置である FOOT 及び FOOT-D において、換気流量による運転席座面と背もたれの平均表面温度及び運転席鉛直方向空気温度の変化を図 5 に示す。この図から、運転席座面の温度低減効果が FOOT より FOOT-D の方が大きくなる換気流量は $150[\text{m}^3/\text{h}]$ 以上であることが分かる。また、運転席背もたれは換気流量 $100[\text{m}^3/\text{h}]$ のとき、FOOT-D より FOOT の方が温度低減効果は $1.8[\text{K}]$ 大きい。さらに、運転席鉛直方向空気温度が FOOT より FOOT-D の方が低くなる換気流量は $150[\text{m}^3/\text{h}]$ 以上であることが分かる。運転席座面の温度低減効果が高換気流量において FOOT より FOOT-D の方が大きいのは、FOOT では、運転席座面で旋回流が形成されて座面中心での熱伝達率は小さいが、FOOT-D では、後席を通過した換気風が大きく旋回して座面全域に流れるため座面全域での熱伝達率が大きくなるためと考えられる。一方、換気流量が $100[\text{m}^3/\text{h}]$ ではほとんど差がない。ここで、換気流量 $100[\text{m}^3/\text{h}]$ における車室内熱伝達率分布と流線を図 6 に示す。図 6 から、FOOT 及び FOOT-D における換気風の気流特性は大きな違いがないことが分かる。よって、運転席座面近傍の空気温度が FOOT-D より FOOT の方が低いためであると考えられる。運転席背もたれの温度低減効果が換気流量 $100[\text{m}^3/\text{h}]$ において FOOT-D より FOOT の方が大きいのは、運転席鉛直方向の空気温度が FOOT の方が低いいためと考えられる。これは、運転席背もたれの平均熱伝達率が FOOT-D では $9.6[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ 、FOOT では $8.6[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ であり、FOOT の方が $1.0[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ 小さいにも関わらず、平均表面温度が低いためである。

4. 結 語

炎天下駐車時に車室内を換気する際に、運転席周辺の温度低減に効果的な吹出し位置を検討するために、熱流体解析によって、吹出し位置を変更させた場合における車室内の流れ場と温度場を比較した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 検討した 6 種類の吹出し位置の中で運転席周辺の温度低減に最も効果的な吹出し位置は FOOT 運転席吹出口 1 箇所とする場合 (FOOT-D) である。
- (2) FOOT-D では、前席周辺を流れる旋回流が形成され、運転席座面の温度低減効果が FOOT より $2[\text{K}]$ 増大、ダッシュボードの温度低減効果が FOOT より $1.7[\text{K}]$ 増大、運転席顔付近空気の温度低減効果が FOOT より $3[\text{K}]$ 増大する。
- (3) FOOT-D では、換気流量の増加に比例して温度低減効果が増大し、換気流量 $150[\text{m}^3/\text{h}]$ 以上において FOOT モードよりも運転席周辺の温度低減効果が増大する。

文 献

- (1) 中部ら, “エアーコンディショナーの車室内の流れについて”, 近畿大学理工学部研究報告, Vol. 20(1984), pp. 41-47.
- (2) 豊原ら, “炎天下駐車時における車室内温度低減”, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2011)

Fig.1 Form of cabin model with intake and exhaust placement

Fig.2 Surface temperature around driver's seat

Fig.3 Surface temperature ($Q_m=150\text{m}^3/\text{h}$)

Fig.4 Heat transfer coefficient of surface and flow streams ($Q_m=150\text{m}^3/\text{h}$)

Fig.5 Temperature change of driver's seat by the ventilation flow rate

Fig.6 Heat transfer coefficient of surface and flow streams ($Q_m=100\text{m}^3/\text{h}$)