



Title	車両用ラジエータにおける空気流量の間接的測定に関する研究
Author(s)	
Citation	令和5（2023）年度学部学生による自主研究奨励事業 研究成果報告書．2024
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/95184
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

令和5年度大阪大学未来基金「学部学生による自主研究奨励事業」研究成果報告書

ふりがな氏	なかた しゅうと 中田 修斗	学部 学科	工 応用自然科	学年	3 年									
ふりがな 共 同 研究者氏名	くきはら ゆうま 久木原 優真	学部 学科	工 応用理工	学年	2 年									
					年									
					年									
アドバイザー教員 氏名	石原 尚	所属	工学研究科 機械工学専攻											
研究課題名	車両用ラジエータにおける空気流量の間接的測定に関する研究													
研究成果の概要	研究目的、研究計画、研究方法、研究経過、研究成果等について記述すること。必要に応じて用紙を追加してもよい。（先行する研究を引用する場合は、「阪大生のためのアカデミックライティング入門」に従い、盗作剽窃にならないように引用部分を明示し文末に参考文献リストをつけること。）													
1. 緒言														
1.1. 研究背景														
近年の自動車業界では理論式をベースとした解析を用いた開発が盛んになっている。それに伴い、実測での評価も重要になってきており、解析と実測の比較を通して設計を進めていくことが主流になっている。しかし、解析上で流れ場を観測できたとしても実測での評価は難しく、特にエンジンの冷却で重要なラジエータの流れ場ならびに走行中の空気流量を実測するのは流速分布が困難であり多くの労力を要する。 そこで、実測がある程度容易な熱収支の理論式を実測での比較を通して再定義し、空気流量との関係式を構築することで、間接的に実際の空気流量を求めることができるのではないかと考えた。これにより冷却周りの設計がより効率的になることが期待でき、今後の開発に役立つ可能性がある。														
1.2. 研究目的														
ラジエータの理論熱効率と実際の熱効率の割合を理論値で求める理論熱効率の式を用いることで、空気流量を推定する手法を提案する。また実測したデータを用いて、関係式の修正を行う。														
1.3. 研究概要														
小型レーシングカーを題材に提案手法を適用し、実測したラジエータ前方の流速と入出水温を用いて理論熱効率の式の修正を行う。そして水流量、水の入口、出口温度、空気の入口温度の物性値を用いて空気流量の予測モデルを確立させる。														

2. 理論

2.1. 提案手法と理論モデル

本研究では温度や空気の密度と比熱は定数であると仮定し、単位時間あたりの熱容量である熱容量流量と空気流量が比例関係にあるとする。よって以降は記号の簡略化のため熱容量を求めるモデルの構築を行う。

まず、熱交換機の性能を表す指標として ε という値が以下の式で定義されている。

$$\varepsilon = \frac{C_w(T_{w1} - T_{w2})}{C_a(T_{a1} - T_{a2})} \quad (1)$$

ここで T_{w1} 、 T_{w2} は水の入口、出口温度。 T_{a1} は空気の入口温度、 C_w 、 C_a は単位時間あたりの水、空気の熱容量である。

この ε という値に対し Ntu 、 C_a/C_w という値を考える。

$$Ntu = \frac{AK}{C_a} \quad (2)$$

ここで A はラジエータの全伝熱面積、 K は A を基準として定義された熱通過率である。そして経験的に ε をこの2つの関数として求めるモデル式があることが知られている。

$$\varepsilon = f(Ntu, C_a/C_w) \quad (3)$$

ε の関数は熱交換器の形式によって定まるものであり、幾つかの代表的な熱交換器の形式についてはモデル式が確立されている。今回測定を行う車両では一流体混合直交流熱交換器を使用しており、この場合の関係式は以下で表される。

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\Gamma C_a/C_w) \quad (4)$$

$$\Gamma = 1 - \exp(Ntu(C_w/C_a)) \quad (5)$$

この式により、式(1)を C_a について解くことで、水温や水流量、入口空気温度から空気流量を予測することが可能となる。

本研究では式(2)で表せるような ε の関係式を、実測データを用いて修正を試みる。ただし式(1)を解析的に解くことができないため、以下のような関係式で近似的に C_a の算出を行う。

$$C_a^* = \frac{1}{\varepsilon(Ntu, C_a/C_w)} \cdot \frac{Q_w}{T_w - T_a} \quad (6)$$

式(6)では ε の計算には実測データによる C_a を用いる。 ε のモデル式が正しければ C_a と C_a^* の値は同じになるため、 C_a^* を C_a に近づけることで本車両に適合した関係式の導出を目指す。

2.2. 実験車両

今回の研究で用いる車両は本研究グループが所属しているチームが学生フォーミュラ日本大会に参加するために開発している、小型フォーミュラレーシングカーOF-23の冷却システムに関しては以下の表で示す。ラジエータの全伝熱面積 $A = 2.33 \text{ [m}^2\text{]}$ である。また、先行研究により小型フォーミュラレーシングカーにおける熱通過率 K のモデルが検討されており、本車両では $K = 166.2 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ である。

表1 冷却システムの諸元

水流量 [L]	コアサイズ [mm]	コア層数	コア厚み [mm]	フィン厚み [mm]	フィンピッチ [mm]
2	330 x 330	1	25	0.1	1.5

3. 計測

3.1. 水流量測定

水の流量は車両にかかる加減速により増減する可能性があるが、今回は車両走行によるポンプ流量の変化量は微小であるとし、非走行時に差圧計を用いてポンプ前後の圧力差を測定しポンプ曲線により流量を算出し、走行時のポンプ流量とした。アイシン製 30 W 型電動ポンプを使用し、ポンプ前後差圧は 24 [kPa]、ポンプ性能曲線からこの時の流量は $M_w = 4.0 \times 10^{-4}$ [m³/s]であった。なお、水流量 M_w から空気熱容量流量 C_w への変換には、密度 $\rho_w = 968$ [kg/m³]、比熱 $c_w = 4215$ [J/kg · m³] を用いて $C_w = M_w \rho_w c_w$ で表される。

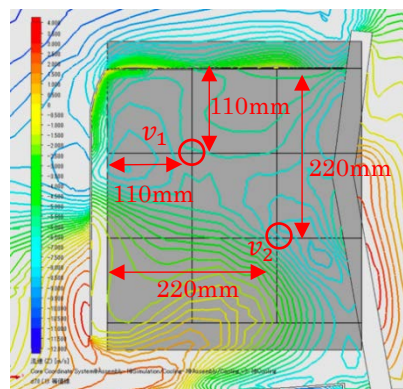
3.2. 温度測定

温度測定に関しては、K 型熱電対をラジエータの上部と下部に設けて計測した。

3.3. 空気流速・流量測定

ピトー管の寸法により、ラジエータ前面部から 70 [mm]におけるコア面垂直方向の流速の測定を行う。CFD を用いて流速分布を解析した結果、流速が大きく安定した流路となっている以下の図の 2 点にピトー管を設置した。

空気流量に関しては解析モデルから算出した空気流量に対し、測定される流速の比例関係にあると仮定し、以下の式で定義する。



$$M_a = \frac{\frac{v_1 + v_2}{2}}{\frac{v_1^* + v_2^*}{2}} M_a^* \quad (7)$$

ここで v_1, v_2 はそれぞれの計測点での実測の速度、 v_1^*, v_2^* は同じ計測点での解析の速度、 M_a は空気流量であり、 M_a^* は解析値による空気流量である。解析結果より、 $v_1^* = 6.75$ [m/s]、 $v_2^* = 7.25$ [m/s]、 $M^* = 0.442$ [m³/s]であった。なお、空気流量 M_a から空気熱容量流量 C_a への変換には、密度 $\rho_a = 1.1$ [kg/m³]、比熱 $c_a = 1012$ [J/kg · m³] を用いて $C_a = M_a \rho_a c_a$ で表される。

3.4. 実験走行

場所は泉大津フェニックスの駐車場を借り、試験を行った。風向きにたいして平行になるように 100m 直線走行の 10 往復を 2 セット行った。これにより車両走行中の T_{w1} , T_{w2} , v_1 , v_2 が得られた。また当日の気温は 9°C、湿度は 10%、天気は曇りだった。

4. 関係式の構築

1 セット目に測定されたデータを用いて、関係式の修正を行う。サンプリング点ごとの ε 、放熱量、空気流量を計算した。また、空気流量に関しては、流速測定による算出の他、式(3)を用いて算出した両者の空気流量と放熱量の関係を次の図に示す。

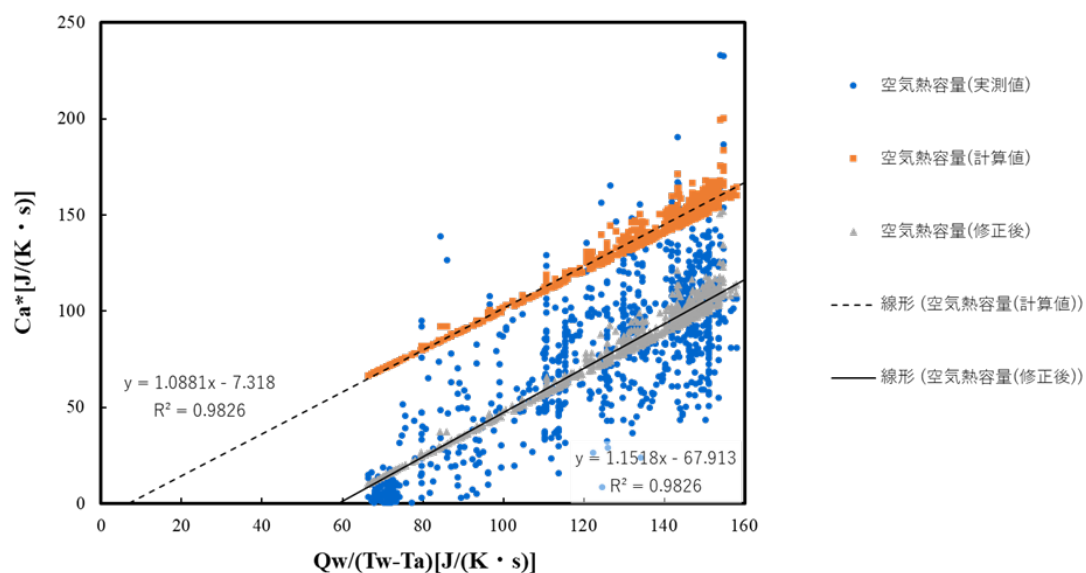


図1 空気流量と放熱量の関係 (1セット目)

両者の回帰直線を計算により算出し、式(6)を式(8)のように修正した。

$$Ntu = \frac{AK}{C_a} \quad (8)$$

修正した式を用いて1セット目、2セット目の走行における空気熱容量流量の算出を行った（修正後）。流速による算出と修正前のモデル式による算出を修正後のモデル式による算出を以下の図に示す。

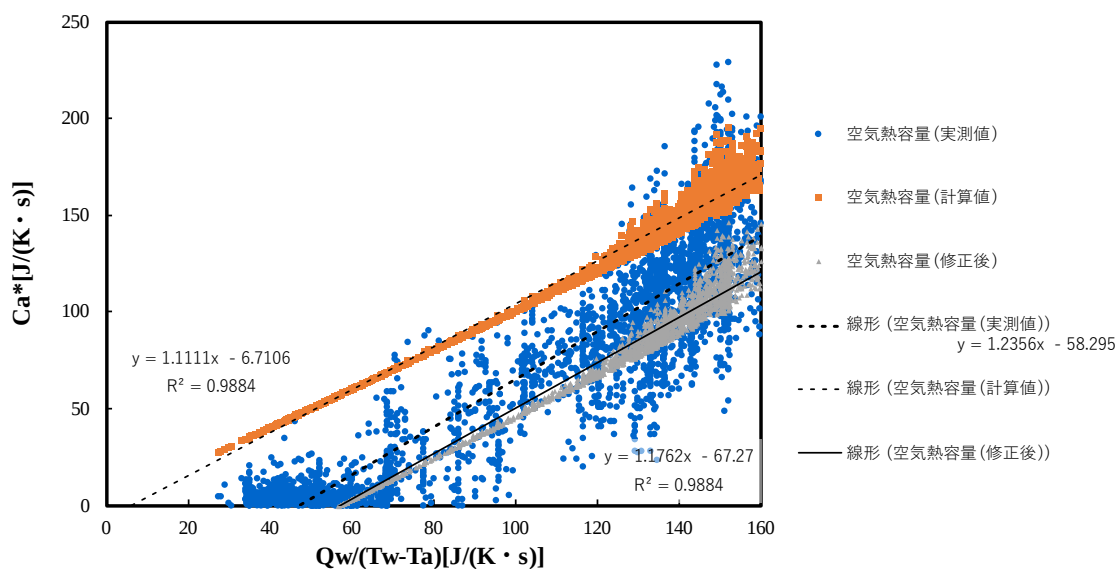


図2 空気流量と放熱量の関係 (2セット目)

修正前と修正後のモデルにより算出された空気流量と放熱量の回帰直線と流速により算出された空気流量で決定係数を算出する。決定係数は以下の表で示す。

表 2 修正前と修正後のモデル式の決定係数

	修正前	修正後
回帰直線	$y = 1.1518x - 67.913$	$y = 1.1762x - 67.27$
決定係数	0.680	0.762

表からわかる通り、決定係数は 12.1% 向上し、修正したモデル式には一定の妥当性を得たと言える。

5. 結論

熱交換器における理論熱効率に仮定される関係される関係式を用いて放熱量から安定して空気流量の推定を行うための手法を提案し、実測データを用いて関係式の修正を行った。修正により推定精度の向上が見られた。

6. 今後の課題

今回、空気熱容量流量の算出に用いた理論モデルでは、正しくは空気熱容量流量の算出には数値解析的な手法が必要であるが、技術的な問題から近似的に関係式の妥当性を評価することとなった。そのため今後は数値解析的な手法モデルを確立し、より正確なモデル式の確立を行っていく。また、今回の流速からの空気流量の測定には CFD を用いており、その妥当性に今回の研究の改善の余地があるので、流速測定点を増やすことでより精度の高い実測値を用いた関係式の構築を行っていく。

7. 謝辞

本研究においては、アドバイザー教員の石原尚先生、ならびに事務職員の山田佳美さん、杉本三枝さんには本件へのアドバイス、予算執行にとどまらず、本研究グループが参加している学生フォーミュラプロジェクト全般にわたってご協力いただきました。本当にありがとうございます。

このような研究の機会を得ることができたのは、本自主研究奨励事業を支えてくださる皆様のおかげであると感じております。大阪大学未来基金の皆様、本事業にかかわる教職員の皆様に厚く御礼申し上げます。

8. 参考文献

- (1) 日本機械学会 著 熱工学 日本機械学会
- (2) W.M.Kays A.L.London 著 Compact Heat Exchangers McGRAW – HILL Book Company
- (3) 小林義典, 実測データによる補正を通じたエンジン冷却システム計算モデルの小型フォーミュラカーへの適用と精度評価, 平成 30 年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書, 工-42