



Title	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
Author(s)	小林, 義典
Citation	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. 2019
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/71954
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

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

The University of Osaka

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

ふりがな 氏名	こばやし よしのり 小林 義典	学部 学科	工学部 応用理工学科	学年	3年
ふりがな 共 同 研究者名	いわい ゆうた 岩井 裕太	学部 学科	文学部 人文地理	学年	1年
	まつもと かい 松元 開		工学部 応用理工学科		1年
	いしうら ひろふみ 石浦 寛文		工学部 応用理工学科		1年
アドバイザー教員 氏名	石原 尚	所属	知能・機能創成工学専攻		
研究課題名	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				
研究成果の概要	エンジン冷却システムの一般的な熱収支計算モデルを、実車両（申請者らが開発した小型レーシングカー）に搭載し得られた計測結果を基に修正を行い、設計段階で実用するに適した計算モデルを得る。				

. 緒言

1.1 研究背景

車両のエンジン冷却システムの性能を正確に把握・予測することはエンジン性能を効果的・効率的に設計する上で重要である。冷却システムの放熱性能は熱通過率と放熱面積から計算できる。熱通過率は主に実験結果から得られるものであり、冷却システムの設計モデル式ではその実験から得られた値が用いられる。レーシングカーの冷却システムのレイアウトは複数の機械要素の内外を通過する複雑な空気の流れが強く影響するため、一般的なモデル式をそのまま適用するのは不適切である。

1.2 研究目的

上記のように、既に使われている一般的なモデル式は、レーシングカーの設計においては、適用することが出来ない。そこで、本研究グループが全日本学生フォーミュラ大会に出場するために開発した小型フォーミュラレーシングカーOF-18（以下 OF-18）を用いて、搭載されている冷却システムの性能を計測し、小型フォーミュラレーシングカーの設計に適した計算モデルを求める。

1.3 研究概要

上記目標を達成するため、実測での熱通過率を求めるために必要なデータを、OF-18を用いて測定する。必要なデータは、走行時の燃料消費量と冷却システム内の冷却水の温度、ラジエータを通過する空気流速と温度、配管内を通る冷却水の質量流量である。以上の計測結果を用いて実測熱通過率を求め、その値を基に複数あるモデル式から最も適したものを選定し、更にそのモデルを基に修正を行う。

2. 理論

2.1 実測熱通過率の算出方法

ラジエータの放熱量と熱通過率、放熱面積との関係は次式の通りである。

$$Q_o = K \cdot A \cdot (T_w - T_a) \quad Q_o: \text{放熱量} [\text{J}/\text{s}], \quad K: \text{熱通過率} [\text{J}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K})], \quad A: \text{放熱面積} [\text{m}^2], \\ T_w: \text{配管内水温} [\text{K}], \quad T_a: \text{外気温} [\text{K}]$$

またエンジンから冷却系への入熱量は

$$Q_i = \eta_c \cdot \frac{v_v}{f} \cdot C_g \quad Q_i: \text{入熱量} [\text{J}/\text{s}], \quad \eta_c: \text{冷却損失率}, \quad v_v: \text{平均車速} [\text{km}/\text{s}], \quad f: \text{燃費} [\text{km}/\text{kg}], \\ C_g: \text{ガソリンの発熱量} [\text{J}/\text{kg}]$$

となる。

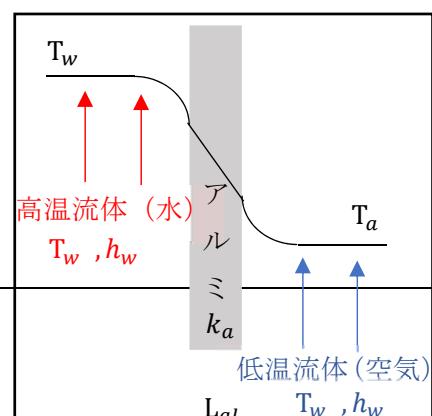
放熱量と発熱量が平衡状態の時、水温 T_w は一定となり、次式により実測熱通過率 K が算出される。

$$K = \frac{\eta_c \cdot \frac{v_v}{f} \cdot C_g}{A \cdot (T_w - T_a)} \quad \cdots (1)$$

ここで、 $\eta_c = 0.35$, $C_g = 4.73 \times 10^6$ とする [1] [2]。

2.2 冷却システムのモデル化

ラジエータを Fig.1 のようにモデル化すると、理論熱通過率は



$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_w} + \frac{L_{al}}{k_{al}} + \frac{1}{h_a} \cdots (2)$$

と表せる。

ここで、 h_w :水側の熱伝達率[J/(s·m^2·K)], L_{al} :アルミの厚み[m],

k_{al} :アルミの熱伝導率[J/(s·m·K)],

h_a :空気側の熱伝達率[J/(s·m^2·K)]

であり、 $k_{al} = 236$ [3], 測定より $L=0.0002$.

Fig.1 ラジエータのモデル化

各々の熱伝達率 h_w, h_a は熱伝達率と熱伝導率の比を表す無次元数であるヌセルト数から求め、更にそのヌセルト数は同じく無次元数のレイノルズ数とプラントル数の関数で表されたモデル式から求める。

$$\text{ヌセルト数 : } Nu = \frac{hL}{k} \cdots (3), \quad \text{レイノルズ数 : } Re = \frac{UL}{\nu} \cdots (4),$$

$$\text{プラントル数 : } Pr = \frac{\eta C_p}{k} \cdots (5), \quad Nu = f(Re, Pr) \cdots (6)$$

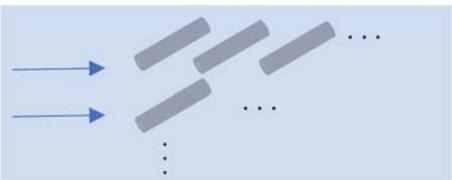
h :熱伝達率[J/(s·m^2·K)], L :代表長さ[m], k :熱伝導率[J/(s·m^2·K)], U :代表速度[m/s], ν :動粘度[m^2/s], η :粘度[Pa·s], C_p :比熱[J/(kg·K)], $f(Re, Pr)$:モデル式

水側、空気側の代表長さは等価直径、水側の代表速度は管内の冷却水流速、空気側の代表速度はラジエータ通過風速とする。また、水のプラントル数は 2.0、空気のプラントル数は 0.7 であり[4], $k_a = 0.03$, $k_w = 0.68$ [4].

ラジエータ流路に近い条件を考慮した 4 種類のモデル式の組み合わせを候補として採り上げる[5]。各モデルにおいて、レイノルズ数、ヌセルト数の乗数と係数が異なる。

Table.1 ヌセルト数導出モデル候補

	水側流路	空気側流路
モデル 1	平板での強制対流（乱流） $Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \cdots (7)$ 	平板での強制対流（層流） $Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \cdots (8)$
モデル 2	平板での強制対流（乱流） $Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}$	平板での強制対流（乱流） $Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \cdots (9)$
モデル 3	円管内での強制対流（乱流） $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \cdots (10)$ 	円管外での強制対流（垂直流） $Nu = 0.683 Re^{0.466} Pr^{0.5} \cdots (11)$

モデル 4	円管内での強制対流（乱流） $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$	管群での強制対流（基盤配列、垂直流） $Nu = 0.33 Re^{0.6} Pr^{0.3} \dots (13)$ 
-------	---	--

3. 計測

3.1 管内冷却水の質量流量計測

冷却システムの熱効率算出の準備として、配管内の冷却水の流速を測定した。Fig2に示すように冷却システムに面積式流量計を取り付ける。電動ウォーターポンプを作動させ測定した結果、質量流量は17.5[l/min]、管内の断面積を用いてラジエータ内を通過する流速に変換すると0.25[m/s]となる。

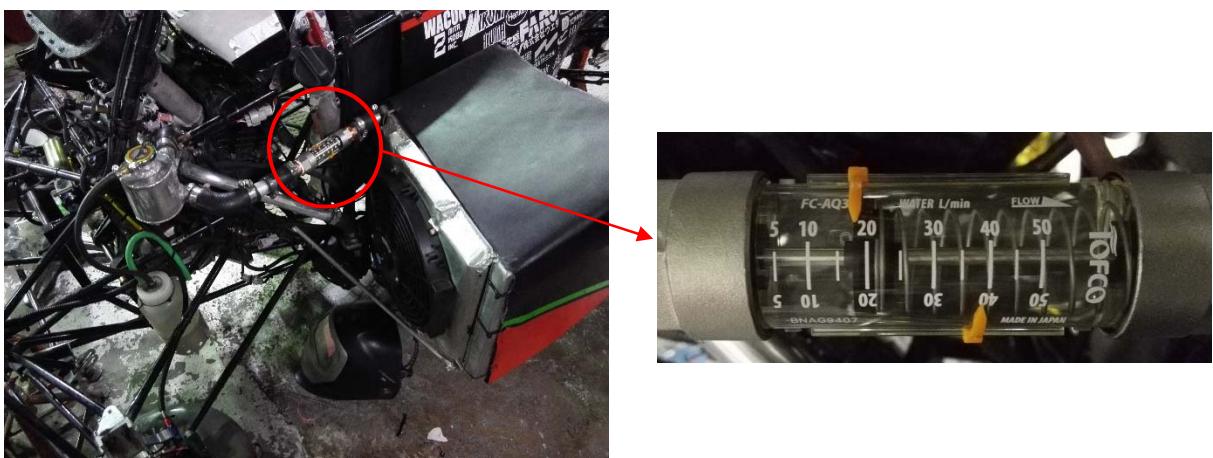


Fig2. 管内質量流量の計測

3.2 実走行による測定結果

エンジンの平均回転数とラジエータの放熱面積を変更した3パターンで一周約470[m]のミニコースで10周走行させ、1.3で記述した特性値を計測、熱通過率の算出を行った。ただし、エンジン回転数は冷却損失率が変化しない程度に変更を行う。実施した3パターンの平均回転数、放熱面積、実測熱通過率を以下に示す。尚、測定時の流入気温は306[K]であり、流入空気の温度と平均ラジエータ通過風速はデジタル風速計(製品型番:CHE-WD1)を用いて計測した。

Table.2 热通過率の測定

	平均回転数[rpm]	放熱面積[m^2]	通過風速[m/s]	実測熱通過率 [J/(s·m^2·K)]
パターン 1	7800	5.54	3.12	103.8
パターン 2	7900	4.77	3.11	101.1
パターン 3	7600	5.54	3.05	99.80

結果より、理論通り、熱通過率は放熱面積の影響を受けず、平均回転数よりもラジエータ通過風速の影響を大きく受けることが確認できる。

4. 計測結果との比較によるモデル式の改善

4.1 計測結果と理論の比較

前章で求めた実測熱通過率と 2.2 章で示したモデル式から導出される理論熱通過率を比較する。

Table.3 実測熱通過率と各モデルでの理論熱通過率の比較

	実測	モデル 1	モデル 2	モデル 3	モデル 4
パターン 1	103.8	148.6	48.08	116.0	127.9
パターン 2	101.1	148.3	48.00	115.8	127.6
パターン 3	99.80	147.0	47.23	114.8	126.3

以上の結果よりモデル 3 が最も実測値に近いため、モデル 3 を基に修正を行うこととする。

4.2 モデル式の修正

モデル 3 の式は以下の通り

$$\text{水側} : \text{Nu} = 0.023 \text{ } Re^{0.8} \text{ } Pr^{0.3}, \text{ 空気側} : \text{Nu} = 0.683 \text{ } Re^{0.466} \text{ } Pr^{0.5}$$

パターン 1~3 において空気側のヌセルト数のみを変更しているため、空気側のモデル式のみ修正を行う。修正方法は今回 3 パターンの実測値と理論値の差の二乗平均が最小になるよう、係数(0.683)のみを変更する。結果として空気側のモデル式を $\text{Nu} = 0.593 \text{ } Re^{0.466} \text{ } Pr^{0.5} \dots (14)$ に修正した。

Table.4 実測熱通過率と修正したモデルでの理論熱通過率の比較

	実測	モデル 3	修正モデル
パターン 1	103.8	116.0	102.2
パターン 2	101.1	115.8	102.0
パターン 3	99.80	114.8	101.2

4.3 修正したモデル式の確認

気温が異なる別日に再度ミニコースの周回走行を行い、熱通過率の実測を行った。この時の流入空気の温度は 296[K]、平均ラジエータ通過風速は 3.24[m/s] であった。結果として、測定した値を用いて算出した実測熱通過率は 104.1[J/(s·m^2·K)] であったのに対し、修正モデルを用いて算出した理論熱通過率は 103.9[J/(s·m^2·K)] であり、今回求めたモデル式が適切であることを確認した。

5. 今後の課題

本研究では合計 4 パターンの実測からモデル式を構築したが、サンプル数はまだ十分でない。ラジエータ通過風速の振れ幅を広げること、配管内の冷却水流速を変更し、水側のヌセルト数を変更するなど様々な条件でのデータをとる必要がある。

5. 結論

本研究で以下の結論が得られた。

- 特殊な条件下に置かれる小型レーシングカーの冷却システムの設計に対して、適切な計算モデルを構築することが出来た。

6. 謝辞

本研究においては、アドバイザー教員である石原尚先生また事務職員の山田佳美さんには本件へのアドバイス、予算執行に留まらず、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渡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。

技術向上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下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、本事業に関わる教職員の皆様に厚く御礼申し上げます。

7. 参考文献

- [1] 日本自動車部品工業会 自動車用ラジエータ（第二次改訂版）
- [2] NIST Chemistry WebBook
- [3] 理科年表 第84冊 物5(410)
- [4] SENSBY 機械情報 各種物質の熱的性質
- [5] 一色尚次、北山直方 1995 伝熱工学 森山出版