

博士論文

自動車用送風機の電力回生に関する研究 **Research of electric power regeneration using automotive cooling fan**

指導教員 長谷川 豊 教授

名古屋工業大学大学院工学研究科
博士後期課程 機能工学専攻

平成 24 年 4 月入学

織田 信一

目次

1. 緒論	1
1.1 研究背景	1
1.2 電力回生に関する従来の研究	3
1.2.1 車両搭載型風力発電システムの基礎的検討	3
1.2.2 風車による補助電源システムの検討	4
1.3 冷却系走行抵抗低減に関する従来の研究	6
1.4 本研究の目的と構成	12
1.4.1 本研究の目的	12
1.4.2 研究遂行における前提条件	12
1.4.3 ベースロータの仕様設定の考え方	14
1.4.4 本論文の構成	16
2. S字翼型による風車性能の向上	20
2.1 はじめに	20
2.2 主な記号	20
2.3 実験方法	21
2.3.1 ベースロータ諸元	21
2.3.2 実験装置	21
2.4 CFD 解析	23
2.4.1 解析方法	23
2.4.2 性能評価による CFD の検証	24
2.4.3 翼周りの流れ測定による CFD の検証	25
2.5 翼型の改良検討	28
2.5.1 S字翼型の基本形状	28
2.5.2 二次元翼型性能計算による S字翼型形状の検討	29
2.5.2.1 迎え角に対する圧力特性	29

2.5.2.2	S字翼型の最適形状選定	31
2.5.2.3	S字翼型の揚力, 抗力特性	31
2.5.3	CFDによるS字翼型形状の検討.....	34
2.5.3.1	翼面圧力分布	34
2.5.3.2	ロータ下流の周方向速度	35
2.6	S字翼ロータの性能検証結果	35
2.7	おわりに.....	37
3.	高ソリディティ翼による風車性能の向上.....	38
3.1	はじめに.....	38
3.2	主な記号.....	38
3.3	実験方法 (ロータ諸元)	39
3.4	CFD解析諸元.....	40
3.5	CFD解析結果.....	42
3.5.1	前進角の影響 (Case 1)	42
3.5.2	翼枚数の影響 (Case 2)	42
3.5.3	そり比の影響 (Case 3)	44
3.5.4	翼弦長の影響 (Case 4)	45
3.5.5	送風機効率への影響.....	47
3.6	実験による検証結果.....	49
3.7	おわりに.....	52
4.	高ソリディティ翼による実車での風車出力向上.....	53
4.1	はじめに.....	53
4.2	主な記号.....	53
4.3	実験方法 (実車搭載風車の出力測定方法).....	55
4.4	実車搭載時での風車出力の試算	56
4.4.1	試算方法.....	56
4.4.2	風車入力最大となるロータ通過風量.....	58

4.5 実験結果と考察.....	59
4.5.1 ロータ特性.....	59
4.5.2 実車装着時の風車出力.....	62
4.5.3 動作点風量と風車出力の試算結果.....	62
4.5.4 風車出力試算の検証.....	65
4.6 おわりに.....	67
5. 風車による車両冷却系空気抵抗への影響.....	68
5.1 はじめに.....	68
5.2 主な記号.....	68
5.3 実験装置と実験方法.....	70
5.3.1 冷却系空気抵抗の測定方法概要.....	70
5.3.2 車両冷却系空気抵抗の測定方法.....	71
5.3.3 供試ロータ諸元.....	75
5.4 CFD 解析方法.....	76
5.5 車両冷却系空気抵抗の測定結果.....	79
5.5.1 通過風量と流入速度分布の検証.....	79
5.5.2 作動点での全圧低下の推定.....	81
5.5.3 冷却系抵抗係数の算出.....	83
5.6 CFD 解析結果.....	84
5.6.1 CFD の検証.....	84
5.6.2 CFD による冷却系抵抗係数.....	87
5.7 おわりに.....	90
6. 結論.....	91
6.1 S字翼型による風車性能の向上 (第2章).....	91
6.2 高ソリディティ翼による風車性能の向上 (第3章).....	92
6.3 高ソリディティ翼による実車での風車出力向上 (第4章).....	93
6.4 風車による車両冷却系空気抵抗への影響 (第5章).....	94

6.5 研究目的の達成状況	95
6.6 今後の進め方	97
付録 A 車両搭載による風車性能への影響.....	98
付録 B CFD 解析モデルの格子分割.....	117
付録 C 乱流モデル	126
付録 D S字翼型について	130
付録 E 風車による車両損失動力への影響 (補足).....	134
参考文献	137
関連業績	139

第1章 緒論

1.1 研究背景

自動車の開発において、燃費向上は最重要課題の一つである。本研究は自動車の燃費向上の一助となるシステム開発を目指して進めていることから、まず燃費規制の動向と改善技術という面から述べることにする。なおここで報告する数値等については、国土交通省⁽¹⁾及び日本自動車工業会（JAMA）⁽²⁾⁽³⁾の公開資料より抜粋している。

現在の日本の燃費規制は、2005年に発効された京都議定書のCO₂削減目標に基づき、トップランナー方式（現在商品化されている自動車のうち、最も燃費が優れている自動車をベースとする）で設定されている。具体的には、自動車は2004年度の実績13.6 km/L（JC08モード燃費）から2015年に16.8 km/Lへと23.5%の改善を図り、さらに2020年には20.3 km/L（2004年比49.3%向上）への改善積上げが必要である。これは2015年までの11年間の改善効果分をさらに今後5年間で積み上げるという規制であり、極めて難度の高い目標である。

欧州では、地球温暖化問題に対して早い時期から高い関心があり、1997年のCOP3（地球温暖化防止京都会議）の前からCO₂削減目標を決める動きがあった。

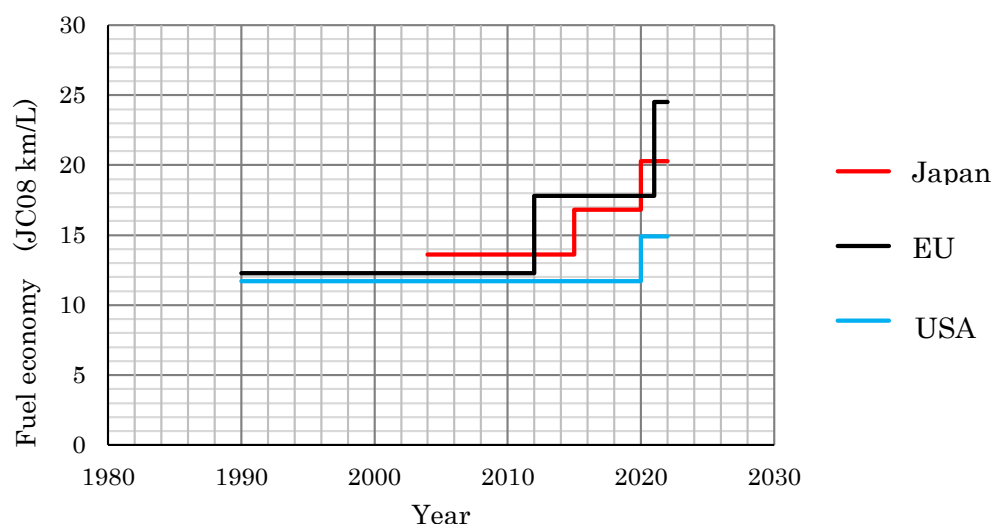


Fig. 1.1 Regulation of automotive fuel economy

[総合資源エネルギー調査会省合同会議 最終取りまとめ 2011⁽¹⁾,
日本自動車工業会公開資料 2008⁽²⁾].

最近では欧州自動車工業会(ACEA)がCO₂排出自主規制を導入し、日本自動車工業会（JAMA）もこの自主規制に合意している。CO₂排出規制値は2012年130 g/km（17.8 km/L相当）、2021年95 g/km（24.5 km/L相当）と極めて厳しいものになっている。

米国では、1973年頃の石油危機を契機に CAFE 規制（企業別平均燃費規制）が導入された。この規制は 1990 年以降 27.5 mpg(mile per gallon, 11.7 km/L 相当) に据え置かれていたが、最近の地球温暖化防止の動きの中で 2020 年に 35 mpg(14.9 km/L 相当) へと約 30%改善する法案が成立した。

これらの動向を図 1.1 に示した。燃費規制は今後ますます厳しくなることが考えられ、開発者は常に新しい技術を導入する必要に迫られている。

つぎに、この規制動向に対し、今までに実用化された燃費改善技術の一例を紹介する。改善技術を各種損失別にみると、①エンジン損失低減、②補機損失低減、③駆動損失低減、④走行抵抗低減に層別される。具体的な技術として主なものを表 1.1 に示した。これらの技術が総合的に導入されており、特に改善効果の大きい技術は、欧州車の直噴過給（従来の過給ガソリンエンジンは吸入ポートに燃料を噴霧していたが、シリンダー内に直接噴霧し、無駄な燃料消費を防ぐ）によるエンジンのダウンサイジングや日本車におけるハイブリッドであり、市場で著しい増加をみせている。ハイブリッドは現在、日本車での採用が急増しているが、欧州車でも今後の厳しい燃費規制に対応していくためにはハイブリッドの増加が予想されており、電気自動車も含め電気による駆動が世界的に増加していくことは間違いないと思われる。

Table 1.1 Examples of automotive fuel economy improvement
[日本自動車工業会公開資料 2010⁽³⁾].

Item	Improvement technology
1. Reduction of Engine loss	Gasoline : Direct injection , Variable valve, Low friction Diesel : Common-rail injection system Idling stop Hybrid vehicle, Plug-in hybrid vehicle Electric vehicle, Fuel cell vehicle
2. Auxiliary	Electric power steering , Charge and discharge control
3. Drive train	CVT
4. Running resistance	Low friction tire, Weight saving, Improvement of body shape

本節の最後に、ハイブリッドや電気自動車の問題点と期待される技術について述べる。ハイブリッドは、バッテリーへの充放電の関係から、消費電力の大きな高負荷走行時においてはモータ駆動よりもエンジン駆動の頻度が高くなるという問題がある。また電気自動車の場合には、バッテリー容量の制約から航続距離が短いことが問題であり、どちらも回生電力の増加や小型高性能バッテリーへの期待が高いといえる。また、電気消費を減らすという観点から、空気抵抗の低減技術も積極的に織込まれている。

本研究は、自動車用送風機を、送風という機能だけでなく、電力回生や空気抵抗低減にも活用することを狙っており、以下では、この電力回生と空気抵抗低減技術について従来の研究・開発内容を紹介する。

1.2 電力回生に関する従来の研究

電力回生技術として実用化されているブレーキ回生は、駆動用モータを減速時に発電機として活用するものである。その他に回生の可能性のあるものとして、排気熱や太陽光なども考えられるが、まだ実用化には至っていない。

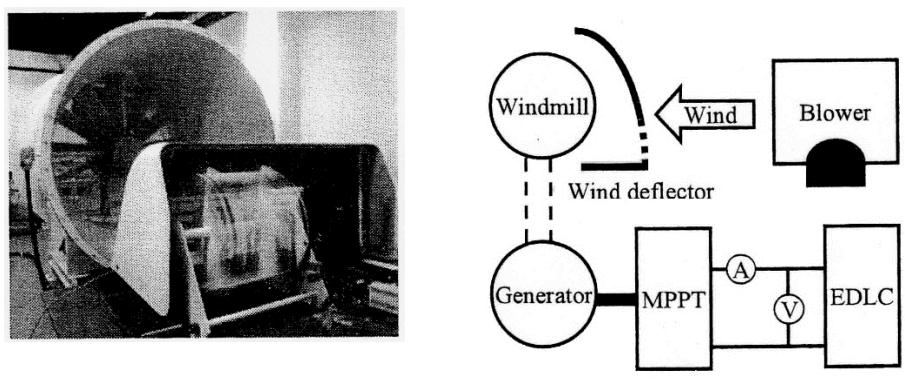
風車による電力回生の研究例として、藤本ら(2009)⁽⁴⁾によるトラックのキャビン上に風車を搭載し減速時に電力回生を行った実験例や、細江ら(2004)⁽⁵⁾⁽⁶⁾による電気自動車に風力発電機を搭載し電力回生回路を検討した実験例がある。また Huang ら(2006)⁽⁷⁾の数値検討の例では自動車のエンジンルーム内に風車を搭載し、出力試算を行っている。風車出力値は藤本らや細江らの実測値では 10 W 程度であるのに対し、Huang らは数値計算で 500 W と推定している。ただし Huang らはエンジンルーム内に半径 500 mm の風車を搭載しており、実現困難なシステムでの計算結果である。しかし、Huang らの研究の注目すべき点は、自動車冷却系に風車を搭載した場合、風車作動時においても車両動力を増加させないという点である。通常走行時においても風車を作動できるという提案は、本研究を進める大きな要因となった。以下、これらの事例を紹介する。

1.2.1 車両搭載型風力発電システムの基礎的検討

藤本ら(2009)⁽⁴⁾はトラックのデフレクタ内（キャビン上の風除け）に風車を設置し、車両減速時の風車によるエネルギー回収を実車を用いて検討した。

システムを図 1.2 に示す。減速時の風速が変化する使用環境において最大出力が得られるようシステムを構成している。システム中の MPPT (Maximum Power Point Tracking) は最大負荷追従装置であり、負荷抵抗を IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor : 絶縁ゲート型バイポーラトランジスタ, MOSFET とバイポーラトランジスタの長所を生かしたパワー半導体デバイス) のスイッチングによって変化させ、発電機の最大出力が得られるようにしている。EDLC (Electric Double Layer Capacitor) は、風車によって発生する電圧をバッテリーに充電可能な電圧に昇圧する機能を持っている。風車ロータは直径 600 mm のジャイロミル型であり、発電機はアキシヤル型多極発電機を用いた。

図 1.3 のタイムシーケンスのように風速 19 m/s(時速 70 km/h)から 0 m/s へ減速する時のみ風車を作動させ、実験ではこのタイムシーケンスを 15 サイクル繰り返し 100 分の計測を行った。これによる出力電力の最大値として 10 W から 13 W を得ている。



(a) Experimental system. (b) Experimental circuit.

Fig. 1.2 Proposed system (Fujimoto et al. 2009⁽⁴⁾).

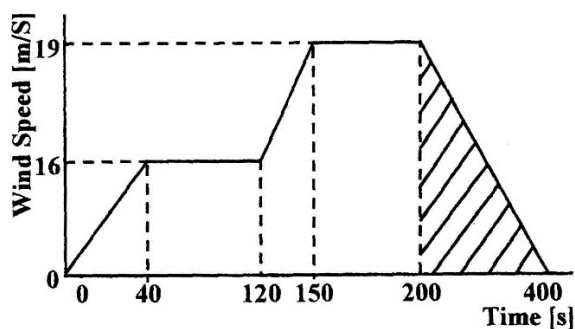


Fig. 1.3 Time sequence of experiment (Fujimoto et al. 2009⁽⁴⁾).

1.2.2 風車による補助電源システムの設計

Huang ら(2006)⁽⁷⁾ は風車を車両冷却系流路に搭載し、車両に働く空気抵抗によって消費されていたエネルギーを再生させることを狙った。車両冷却系の空気抵抗を計算する解析モデルを図 1.4 に示す。冷却系流路の出入口での運動量変化を検討することにより、冷却系を通風する際の抗力 D_c を式(1.1)より、抗力係数 $C_{d,c}$ を式(1.2)より求めている。

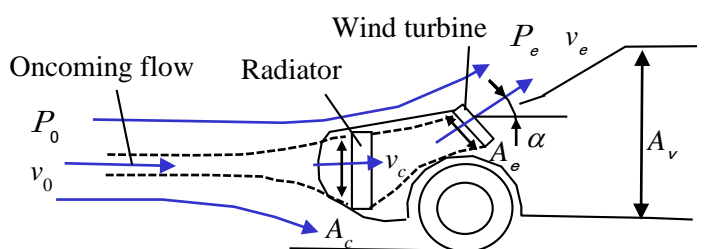


Fig. 1.4 Calculation model (Huang 2006⁽⁵⁾).

$$D_c = \rho v_c A_c (v_0 - v_e \cos \alpha) - (P_e - P_0) A_e \cos \alpha, \quad (1.1)$$

$$C_{d,c} = D_c / 0.5 \rho v_0^2 A_v \quad (1.2)$$

ここで、上二式中の記号は以下の通り定義する.

- A_c : ラジエータ面積
- A_e : 車両前方投影面積
- A_v : 車両前面面積
- $C_{d,c}$: 冷却系通風抗力係数
- D_c : 冷却系通風抗力
- P_0 : 車両前方圧力
- P_e : 車両流出部圧力
- v_c : ラジエータ通過速度
- v_e : 車両からの流出速度
- v_0 : 車両前方速度
- α : 流出角度

なお、図 1.4 で定義される流出角度が $\alpha = 90^\circ$ の場合に、抗力係数は式(1.3)となる.

$$C_{d,c} = 2 A_c / A_v \cdot v_c / v_0 \quad (1.3)$$

したがって、ラジエータ通過速度 v_c を低減することにより、冷却系の通風抗力を低減することができる. 一方、ラジエータ通過速度 v_c は実測値より $v_c / v_0 = 0.33 \sim 0.45$ となり、式(1.3)より $C_{d,c}$ は $0.02 \sim 0.06$ となる.

ここで求めた冷却系通風抗力に関わる損失動力の一部を風車による電力回生の入力として使用し、また各走行条件で最適なピッチ角制御を行い風車出力を試算した. その結果を表 1.2 に示す.

Table 1.2 Estimate of wind turbine power (Huang 2006⁽⁷⁾).

Oncoming velocity v_0	15 m/s (54 km/h)
Power coefficient of wind turbine C_p	0.4
Radius of wind turbine R	0.5 m
Output of wind turbine L	500 W

本論文の結論において、Huang は「冷却系への風車搭載により、不要物を有効なエネルギーに再生することができる」と説明している. すなわち、風車を冷却系に搭載する場合には、新たな動力を必要とするのではなく、既に熱交換器等の通風により消費している損失動力を電力に変換するため、車両の減速時に限定されず、定常走行時でも風

車を活用できることになる。

1.3 冷却系走行抵抗低減に関する従来の研究

燃費には車両空気抵抗も大きな影響があるため、空気抵抗を減らす取組みも積極的に行われている。車両の空気抵抗は90%が圧力抵抗、10%が摩擦抵抗であり、圧力抵抗の主要因は、ボデー、床下、タイヤ周り、冷却系通風である。この中で冷却系通風による抵抗は、全圧力抵抗の5%から10%を占めると言われており(炭谷ら2004)⁽⁸⁾、図1.5に示すような可動シャッタにより、通過風量を必要最低限に制御することが近年実施されるようになった(前田ら2004)⁽⁹⁾。

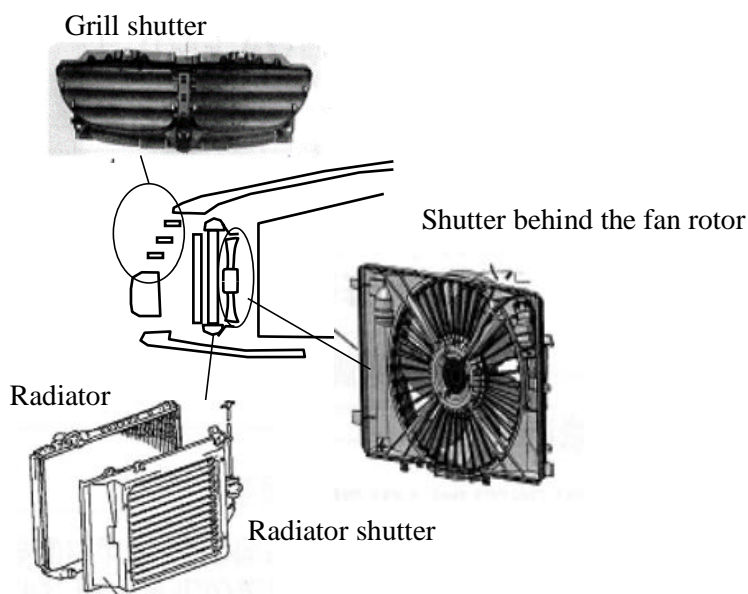


Fig. 1.5 Shutters to control the air flow rate through the radiator.

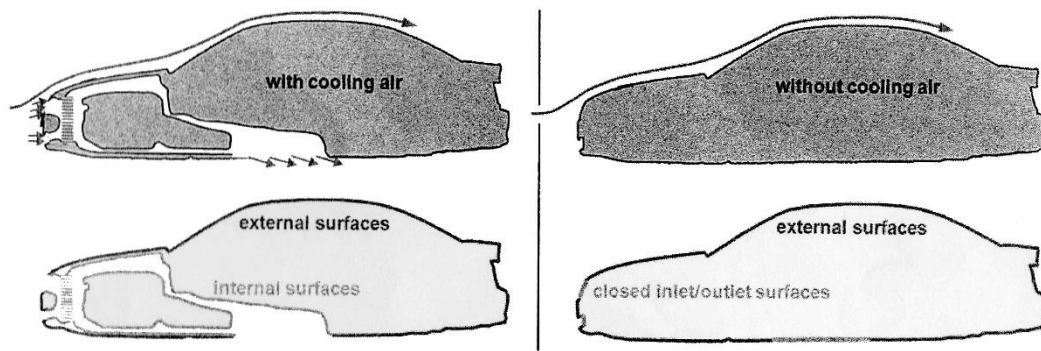
また、冷却系を通過した流れは通風抵抗になると共に、タイヤハウスや床下に吹出し、車両全体の流れへも影響を与えるため、冷却系の流れをCFD(Computational Fluid Dynamics)や実験により解析した研究が進められている。

Gregorら(2010)⁽¹⁰⁾は車両冷却系を通風することにより発生する抗力を、発生要因別に分類し、各々の寄与をCFDにより算出した。そこでは、様々な冷却系の流動方法における抗力係数を求めている。冷却系を遮断した状態から、冷却系通風により発生する抗力変化 ΔD は、式(1.4)に示すように冷却系を通風した場合の抗力 $D_{w \text{ cooling air}}$ と、通風を遮断した抗力 $D_{wo \text{ cooling air}}$ との差によって求められる。図1.6には解析に使用した車両の外観形状と通風流路形状を示す。冷却風通風の場合(a)には外部表面と内部表面が解析対象となり、冷却風の通風がない場合(b)には外部表面のみが解析対象となる。図1.7には解析用検査領域を示す。入口面をフロントグリルの部位とし、出口面を車両下

側開口部としている.

$$\Delta D = D_{w \text{ cooling air}} - D_{wo \text{ cooling air}}, \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} \Delta D = & - \iint \rho V_x (V \cdot n) dS_{\text{inlet}} - \iint \rho V_x (V \cdot n) dS_{\text{outlet}} \\ & - \iint \Delta p n_x dS_{\text{inlet}} - \iint \Delta p n_x dS_{\text{outlet}} \\ & - \iint (\tau_{xx} n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z) dS_{\text{inlet/outlet}} \\ & + \iint ((-\Delta p + \Delta \tau_{xx}) n_x + \Delta \tau_{xy} n_y + \Delta \tau_{xz} n_z) dS_{\text{external}} \end{aligned} \quad (1.5)$$



(a) Surfaces to calculate the drag with cooling air.

(b) Surfaces to calculate the drag without cooling air.

Fig. 1.6 Surfaces affiliated with cooling drag (Gregor 2010⁽¹⁰⁾).

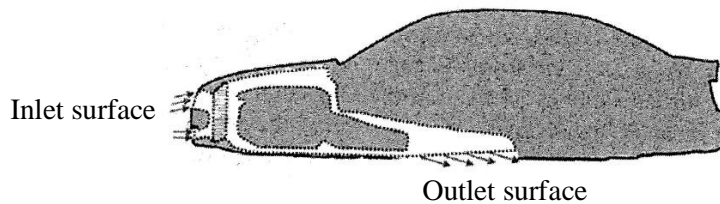


Fig. 1.7 Control volume for determination of cooling drag (Gregor 2010⁽¹⁰⁾).

また、抗力 ΔD は式(1.5)の各項に示す4つの発生要因に分類できる。第1項、第2項は冷却系入口面、出口面での流れ方向 x の運動量流束の変化であり、流れの減速や偏向によるものである。第3項、第4項は入口面および出口面での流れ方向 x への圧力による合力の変化である。第5項は入口面および出口面のせん断力の x 方向成分であるが、

せん断力は圧力に比べて小さく、無視できる項である。第 6 項は干渉抗力であり、車両の外面(external surfaces)に働く x 方向の力の変化として定義される。これは、冷却系への通風が車両外面の流れへ影響を及ぼし、その流れの変化から発生する抗力を意味している。たとえば、冷却系から流出した流れが外面の流れと干渉し、外面上の圧力分布等に影響を与えている場合に生じる抗力である。

要因別の抗力のイメージを図 1.8 に示す。(1)は入口から出口への運動量変化により生じる抗力であり、冷却系全抗力の約 1/2 程度である。(2)は入口圧力による抗力であり、冷却系入口を開くことによる局所的な圧力の低下は、若干の抗力の低下を発生する。また、(3)は出口圧力による抗力であり、出口面が x 方向を向いていれば、出口面積を拡大することにより、抗力を低下させることができる。(4)の干渉抗力は図 1.8 のイメージに示すように冷却系抗力の中で運動量変化と共に主要な要因となっている。

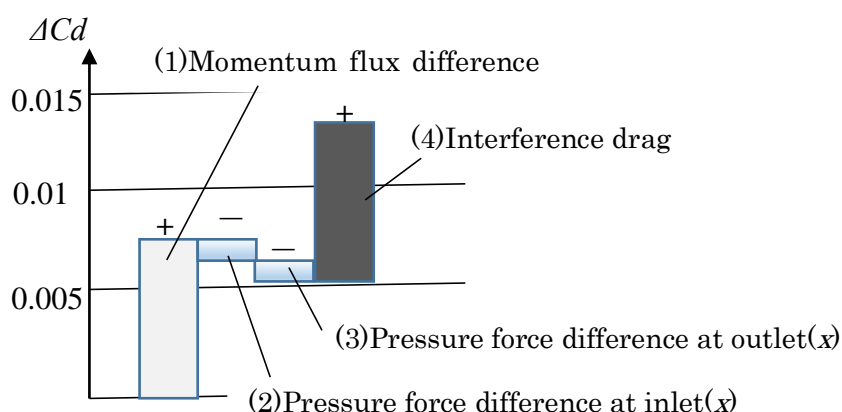


Fig. 1.8 Schematic cooling drag contribution (Gregor 2010⁽¹⁰⁾).

図 1.9 は冷却系通風による抗力係数を通風方法を変えて CFD で計算した結果である。また図 1.10 には代表的な通風方法を示した。計算では、床の移動や車輪の回転を移動座標法(moving reference frame)によってモデル化している。

冷却系通風による抗力係数は 0.006 から 0.026 と流動方式により大きな差があり、一般的な車両の抗力係数を 0.3 とすれば、冷却系の通風が 2%から約 9%を占めることになる。要因別では干渉抗力が冷却系通風による抗力全体の 1/2~2/3 程度を占めており、この影響が大きいことが分かる。また冷却系通風による抗力を最少にするためには、通風方法すなわち、流出位置、流出部形状、流出方向等を適正にする必要がある。

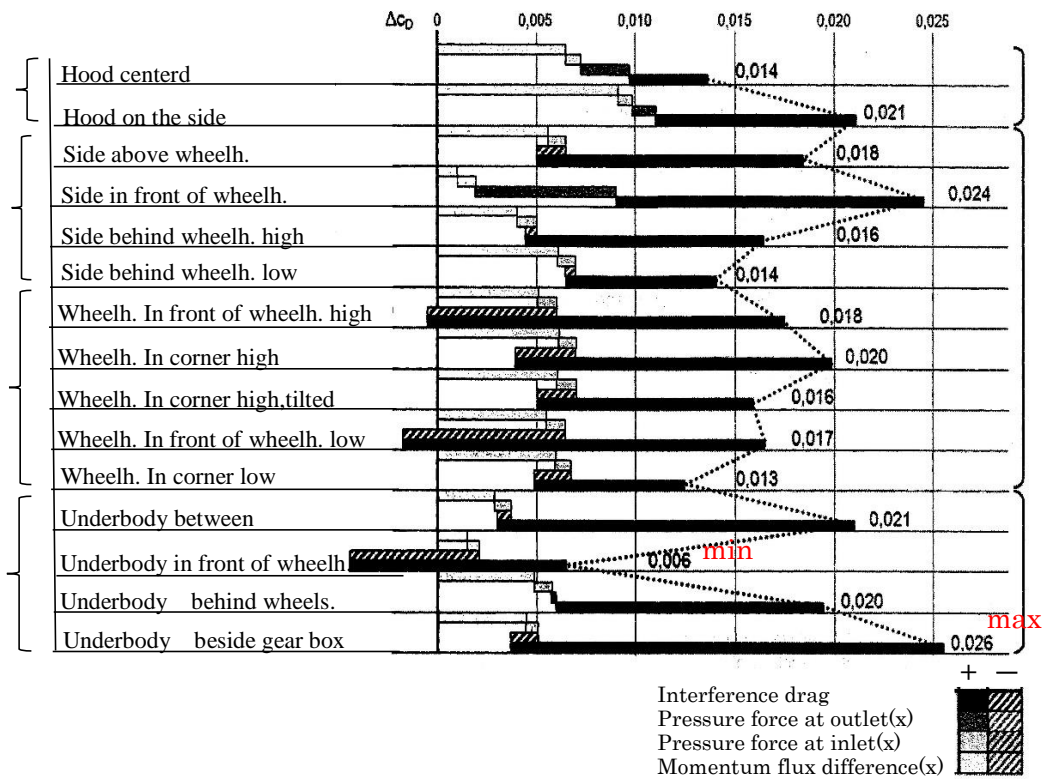


Fig. 1.9 Cooling drag contributions of simulations with different outlet versions (Gregor 2010⁽¹⁰⁾).

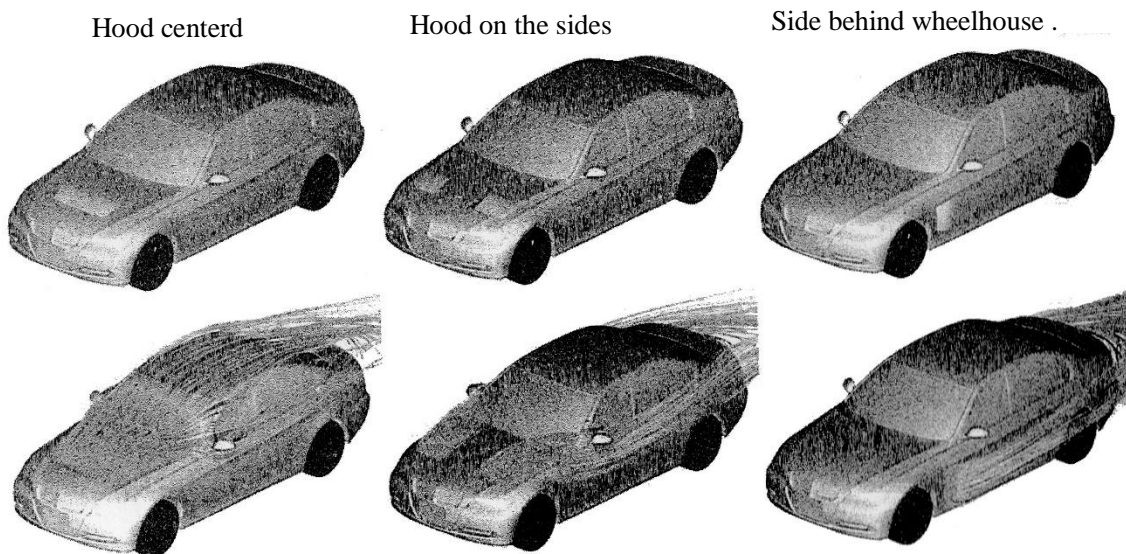


Fig. 1.10 Examples of cooling air outlet geometries and exiting streamlines (Gregor 2010⁽¹⁰⁾).

Lasse ら(2010) ⁽¹¹⁾は 30%スケールモデルでの冷却系の抗力係数の測定と CFD 解析を行ない、エンジンルーム内の部品の密集状態の影響やホイール回転の影響を調査している。図 1.11 は実験装置を示しており、循環風洞に 30%モデルを設置し、風洞の測定部は高さ 1.25 m x 幅 1.8 m x 前後長 3 m であり、測定モデルの風洞流路内での遮蔽率は 10%以下である。地上面はベルト可動式だが、タイヤの回転はない。一方、CFD 解析の解析領域は、モデルによる遮蔽率が約 2%であり、前方にモデル長の 4 倍、後方に 6 倍の長さをとった。地上面は可動とし、車輪の回転の有無の影響を解析した。メッシュ数は約 4000 万であり、4 面体形状である。解析モデルの一部を図 1.12 に示す。乱流モデルは *realizable k-ε*であり、空間差分近似は 2 次風上差分を使用した。熱交換器は *porous* モデルを用い、実験により抵抗係数を求めた。

実験、解析結果を図 1.13 に示す。ベース状態のエンジンでの抗力係数を基準として、冷却風を遮断した時 (No cool) の変化量 ΔC_D が左端に示しており、実験値(タイヤ回転なし)は 0.012, 解析は 0.020(回転なし)~0.025(回転あり)である。車両のアンダーカバーを除いた場合 (No EB under tray) やエンジン部品を追加した場合 (Engine components)には抗力が増加し、簡素にした場合 (Simple engine)や無くした場合 (No engine) には抗力が低減し、エンジンルームの状態によって冷却系の抗力係数は影響を受けている。さらに CFD の結果はタイヤの回転が抵抗を下げるのに効果があることを示している。これは、タイヤの後流域にエンジンルームから排出される流出風が入ることによるタイヤ抵抗低減の効果であると筆者は説明している。



Fig. 1.11 Wind tunnel setup with 30% model (Lasse 2010 ⁽¹¹⁾).

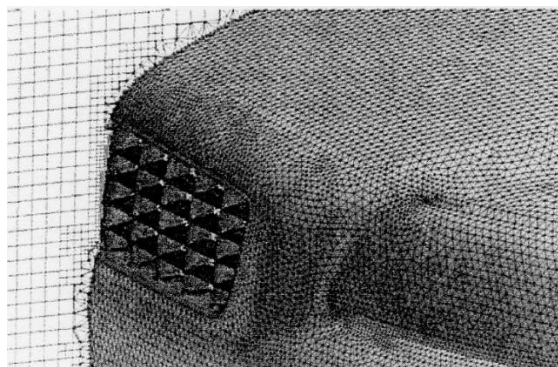


Fig. 1.12 A part of the mesh for the numerical study (Lasse 2010 ⁽¹¹⁾).

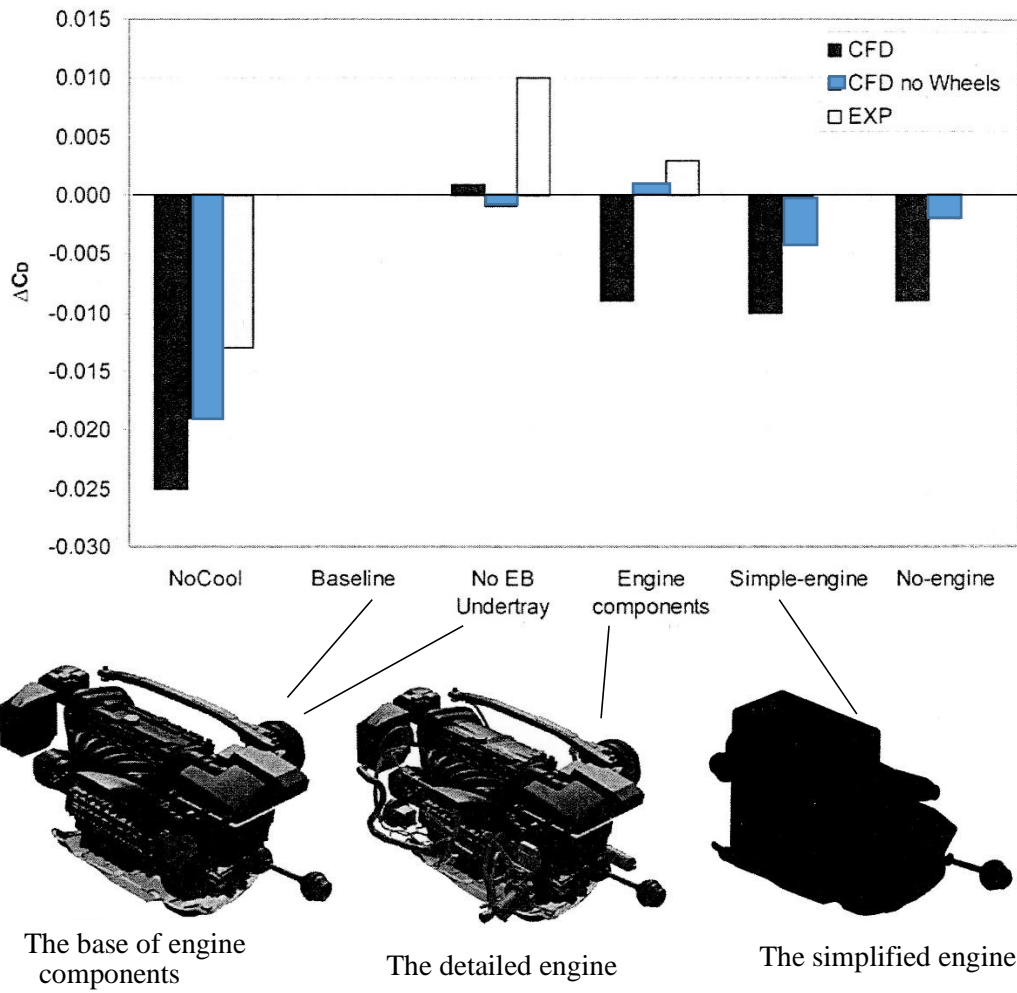


Fig. 1.13 The increments in coefficient of drag for the various configurations over the baseline configuration (Lasse 2010 ⁽¹¹⁾).

1.4 本研究の目的と構成

1.4.1 本研究の目的

本研究の狙いは、自動車用送風機を高速走行時には風車としても活用して電力回生を行うとともに、高速走行時の冷却系通過風量を必要最低限の風量とすることにより、車両抵抗を低減することである。また、CFDによりロータ単体性能および車両搭載時での性能推定と冷却系への通風による車両抗力を推定できるよう解析手法を確立することである。以下に本研究の目的を詳述する。

本研究の目的

- ①送風機としての性能を犠牲にすることなく、風車としての性能を向上させるロータ仕様を明確にする。
- ②送風機ロータの風車化による冷却系通過風量の制御可能範囲を明確にする。
- ③実際の車両に送風機-風車を搭載した状態において、風車発電効果と冷却系通風に伴う車両損失動力の低減効果を明確にする。
- ④送風機、および風車としての単体性能をロータ仕様から推定できる CFD 解析手法を確立する。
- ⑤実際の車両に搭載された状態における、送風機、風車性能、および冷却系通風に伴う損失動力を推定できる CFD 解析手法を確立する。

1.4.2 研究遂行における前提条件

本研究を進めるにあたって第一の前提条件は、高速走行時にはエンジン冷却や空調による作動頻度が少なく風車としての活用ができることである。また、第二の前提条件として、ロータの駆動用モータがブラシレスモータであることが挙げられる。以下に自動車用送風機の実作動頻度とブラシレスモータについて説明する。

自動車用送風機の実作動頻度

自動車用送風機による風力の電力回生に着目した理由として、高速走行時には送風機の実作動頻度が低いことがあげられる。送風機がエンジン冷却や空調の要求によって作動している頻度は、送風機の制御方法の違い（on-off, high-low, PWM(Pulse Width Modulation)等）や、使用用途、エアコンやラジエータの能力によって異なるが、一般には on-off 制御をしている軽自動車は、high-low 制御や PWM 制御をしている普通車よりも実作動頻度は高い。また商用の用途で使用している場合にはさらに実作動頻度が高くなる。図 1.14 に軽自動車(light car)、小型車(compact car)の実作動頻度の例を示した。

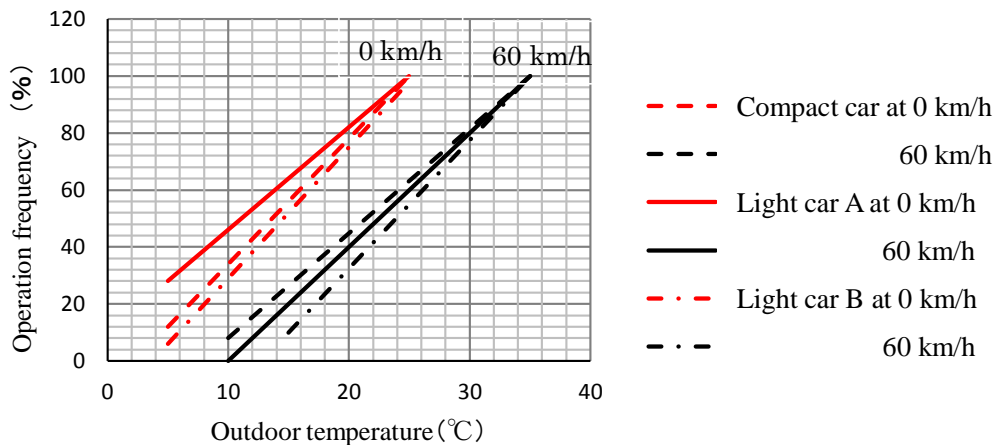


Fig. 1.14 Operation frequency of automotive cooling fan.

外気温度が 20°C の場合（欧州，北米では年間の約 70%が 20°C 以下），車速 0 km/h のアイドル状態では送風機の作動頻度は約 80%であるが，車速 60 km/h では作動頻度は約 40%にまで低下する．さらに高速になるほど，作動頻度は低下するので，高速走行時間の半分以上では，送風機は走行風によって空回りしていることになる．また外気温が下がれば，作動頻度はさらに低下するので，このような低温高速走行時には，送風機を風車として活用することは有意義なことと思われる．

ブラシレスモータ

現在，自動車用送風機のモータの主流はブラシ付きモータである．しかし今後はモータの高効率化や長寿命化のためブラシレスモータ化の動向がある．ブラシレスモータではモータを駆動する回路（図 1.15）をそのまま活用して昇圧し，バッテリーに充電することができ，風車として活用する場合の部品変更が小規模ですむという利点もある．

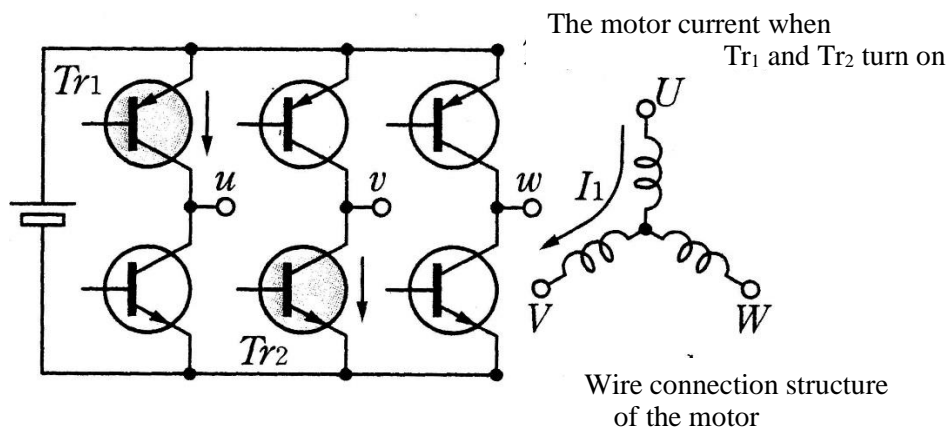


Fig. 1.15 Motor driving circuit (谷腰 2005.9⁽¹²⁾).

1.4.3 ベースロータの仕様設定の考え方

本研究での改良のベースとする基準ロータには、現在多くの車種に適用されている外径 340 mm、ハブ径 120 mm、定格動力 120 W のファンを用いる。以下にベースロータの仕様について説明する。

外観図を図 1.16 に翼諸元を表 1.3 にそれぞれ示した。このロータ翼は回転方向に翼端を曲げた前進翼である。翼型は 2 重円弧翼であり、最大キャンバー位置は翼前縁から翼弦長の 40% としている。従来、厚肉翼の検討もされたが、自動車用送風機での適用

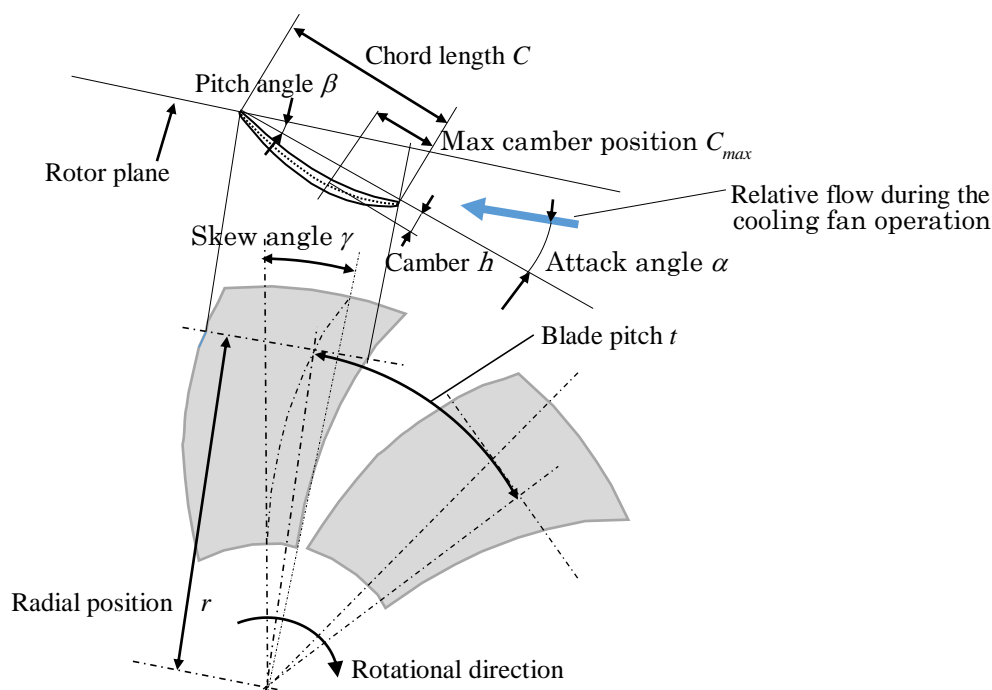


Fig. 1.16 Schematic of base rotor.

Table 1.3 Blade configuration of base rotor.

		1	2	3	4	5	6
Radial position r	mm	60	86	114	128	156	170
Skew angle γ	°	0	1.57	4.78	6.72	10.98	13.3
Chord length C	mm	45.9	56.3	67.2	72.9	85.0	91.7
Pitch angle β	°	19.48	17.01	16.66	17.18	19.68	21.67
Camber h	mm	4.75	3.92	3.92	4.14	4.77	5.15
Camber ratio h/C		0.103	0.070	0.058	0.057	0.056	0.056
Solidity C/t		0.61	0.52	0.47	0.45	0.43	0.43
Thickness	mm	5.5	4.6	3.8	3.3	2.4	2

では効果が少ないため、生産性の良い薄肉翼を使用している。以下に送風性能を最適化するという観点での諸元設定の考え方につき概説する。

ピッチ角度 β は翼中央（断面3）で最も小さく、翼端（断面6）、翼根（断面1）で大きくしている。これは自動車用送風機では、ラジエータからシュラウドを介して通風する際に、翼端では流れが淀みやすく、効率、騒音への悪影響が出やすいため、翼端部の翼負荷を高くし、翼端流れを加速させ効率向上や低騒音化を図っている。また、搭載環境によってはシュラウドに対してロータを偏心させる場合もあり、翼端の翼負荷が高い場合には騒音悪化を生じる場合がある。したがってラジエータ、ファン、シュラウドのシステム状態での送風性能を最適化するために翼端部の翼負荷（翼端ピッチ角）を調整する場合がある。

そり比 h/C も翼断面形状を設定する重要なパラメータである。各半径位置での翼負荷を子午面（半径方向 r 、流れ方向 z ）の流れ解析によって決定した後、翼断面形状を各半径位置で設定していく。その際必要な揚力を最適条件で得るために、ピッチ角とそり比を翼の適正条件（揚抗比最大）を基に決定していく。したがって周速の低い翼根は大きな揚力が必要となるが、ピッチ角は適正角以上には上げられないので、そり比を高くして確保する。翼根に近い程、そり比を高くするのは、そのためである。

前進角 γ は、送風性能、騒音へ大きな影響がある。一般的に前進角を設定することにより、性能面では低風量、高圧での効率が良くなり、その反面、高風量、低圧での効率は低下する。また低騒音化の点では特に低風量、高圧での効果が大きい。したがって車両のエンジンルームが過密になり、通風抵抗が高い現在の車両では前進翼が使用される場合が多い。しかし、海外のファンメーカーの翼形状を調べると前進翼のみではなく、反回転方向へ翼端を曲げた後退翼や、翼根から翼中央までは前進させ、翼中央から翼端で後退させるなど様々な形状が存在する。これらの狙いや効果は不明な点が多く、今後の検討課題である。

ソリディティは設計の初期段階で仮設定し、設計要件（必要風量、圧力）を適正な翼諸元で満足できなければ、修正を繰り返して決定している。したがって動力120 Wのベースロータでのソリディティに対し、高動力では高ソリディティが必要となる。表 1.3 に示すようにソリディティを翼根で高くするのは、低周速の翼根では設計風速が出しにくいので揚力を向上させる必要があるためと、翼強度の確保のためである。

以上に記述したベースロータを対象とし、節 1.4.2 の前提条件のもとに、自動車用送風機の風車利用の研究を進めた。

1.4.4 本論文の構成

本研究は、以下の順序で遂行した。

はじめに、送風性能を維持し、風車性能を向上させる翼型の検討を2次元翼性能計算、3次元翼によるCFD解析によって行った。その結果、翼の高低圧の両面にキャンバーを持つS字翼型が有効であることを見出し、風洞実験によって有効性を確認した(第2章)。

つぎにS字翼型を基本翼型とし、翼の形状要因(前進角、翼枚数、そり比、翼弦長等)による影響をCFD解析にて検討し、ソリディティ(翼弦長/翼ピッチ)の増加が有効であることを見出し、風洞実験にて検証した(第3章)。

また、高ソリディティロータでは通風抵抗が増加するため、車両の圧力特性との適合確認が必要となる。その机上試算と、(株)デンソーとの共同による実車での発電効果の測定により、高ソリディティ化の有効性を確認した(第4章)。

送風機の風車化の狙いは発電と車両通風抵抗の低減であり、抵抗低減効果を明確にするには一般に専用設備が必要となるが、汎用設備での測定を可能にするため、実車を使った風車特性の測定と(株)デンソーとの共同による実車試験結果とを組合せて通風抵抗を算出した。また風車化による抵抗低減効果はCFD解析の結果とほぼ一致する結果が得られた(第5章)。

最後に本研究の結論と今後の予定についてまとめた(第6章)。

本論文の各章の内容は以下の通りである。

第2章「S字翼型による風車性能の向上」では、まず現状の把握として自動車用送風機を風車として使用した場合の性能や翼周りの流れを実験にて測定した。さらにCFD解析を実施し、実験と同様の結果を得た。すなわち、送風機として最適化した翼を高風量時に風車として使用すると、翼に対して負の迎え角で流入し、負の揚力で風車として作動するが、風車として作用しているのは翼根部から翼中央部のみであるということが分かった。風車として作動する最高効率条件においても、翼端部は送風機としての作動をしており、風車効率の低下をもたらしている。これは翼のピッチ角の設定が送風機として最適化されているため、風車としては適正ではないためである。しかし、性能改良の考え方として、ピッチ角の変更は適切ではないと判断した。それは送風性能や送風時の騒音への影響が大きく、研究の前提である送風性能の維持が難しくなるためである。

改良の第一ステップとしてまず翼型の改良に着目し、S字翼を採用した。S字翼は高低圧の両面にキャンバーを持ち、送風機として作用する正の迎え角の流入条件では、翼特性の低下を最小限に抑えつつ、風車となる負の迎え角の流入条件での翼特性を向上させることが可能である。翼型の詳細仕様を2次元翼性能計算にて決定した上で、3次元形状での解析をCFDにより行い、風車性能の向上効果を求めた。そして実機での性能確認によりCFDと同等の効果を確認し、送風時の効率を同等としつつ、風車効率を10%

から 20%に向上することができた。

第 3 章「高ソリディティ翼による風車性能の向上」では、S 字翼型によっては十分に改良できなかった翼端部の流れの改良に取り組んだ。前章にて CFD が実機の風車性能や翼周りの流れを再現できることが分かったので、翼の形状要因を変更して CFD で風車性能への寄与が大きい要因を調査した。その結果、ソリディティ（翼弦長/翼ピッチ）の増加が翼端部の流れを改良するのに有効であり、風車効率も大幅に向上するという結果を得た。そして試作ファンの風車効率の結果は、S 字翼低ソリディティロータの 20%から S 字翼高ソリディティロータでは約 40%にまで向上した。風車効率 40%は一般の水平軸風車相当の効率である。またロータ後方流れの測定により、翼根部から翼端部までの翼全体が反回転方向の流れとなり翼全体が風車となっていることを確認し、解析の妥当性を検証した。しかし、高ソリディティ翼はロータ抵抗が大きくなるため、実車の通風系に搭載した時の風量低下を考慮する必要がある。

第 4 章「高ソリディティ翼による実車での風車出力の向上」では高ソリディティロータを実車冷却系に搭載した場合の通過風量と風車出力の試算を行い、(株)デンソーと共同による実車試験によって風車出力の検証を行った。試算方法は従来、冷却系の仕様決定において実施している方法である。具体的には走行時に発生する冷却系全体の圧力低下量と冷却系を構成する各部位の抵抗を実験値より仮定し、ロータ特性（風量～圧力、風量～出力）とを組合せて動作点風量、風車出力を試算する。この試算結果と実車での確認結果とは最大出力において良く対応しており、高ソリディティロータの 100 km/h 走行時での実車最大出力の試算 43 W に対し、実測では 48 W が得られた。また S 次翼を採用した従来ソリディティのロータでの実車最大出力 16 W と比較すると 3 倍の出力が得られ、効率比 2 倍以上の効果が得られた。これは高ソリディティロータでの通過風量が風車入力最大となる風量に近くなったためである。理論的には、風車入力最大となる風量は、ロータ抵抗 0（ロータなしの時）での最大風量に対して 55%になる風量で得られる。高ソリディティロータは最大風量比で約 60%において最高効率が得られるため（ベースロータは約 80%）、風車入力がほぼ最大となる風量と最高効率点が重なるためである。すなわち、高ソリディティ化は効率向上だけでなく、風車入力の面でも有利となり、さらに風車出力を増加させられることがわかった。

第 5 章「風車による車両冷却系空気抵抗への影響」では、送風機を風車として活用した場合、ロータの抵抗増加が車両の空気抵抗低減へも効果があることを調査した。Huang ら(2006)⁵⁾の検討結果にみられるように、車両冷却系の流路の中に風車を搭載した場合には、ロータ以外の抵抗、すなわち熱交換器や車両流入部、流出部の抵抗によって消費されていた動力は風車作動に伴う通過風量の低下によって低減し、その低減分がロータ入力として使用されるため、車両の空気抵抗は増加しないはずである。しかし、あくまで机上検討での結果であり、実証するため、実際の車両を用いて冷却系の通風による損失動力を実測した。車両の通風抵抗による抗力の測定は一般には、六分力測定装

置や大型風洞が必要となり、また冷却系通風の抗力変化を測定するには高精度な測定装置が必要となる。筆者らは車両搭載状態でのロータ特性を事前に測定しておき、(株)デンソーでの実車風洞でのロータの作動状態(回転数、モータ電流値)から通過風量と冷却系通風による圧力低下量を求め、冷却系通風による車両の損失動力(通過風量×圧力低下量)を求めた。その結果、風車によってロータ抵抗が増加しても、冷却系全体の圧力低下量は変化せず、通過風量の低減により、冷却系を通風するための動力は、むしろ低減されることがわかった。すなわち、風車により電力回生すると同時に空気抵抗低減の効果も得られることになる。また CFD 解析によっても、同様に低減効果を得ることができ、実験結果を検証することができた。ただし、今回の実験、および解析は冷却系を通風する動力に着目しており、Gregorら(2010)⁷⁾のような干渉抵抗、すなわち冷却系を通過し、流出した流れが車両本体に干渉することによって発生する抵抗は確認していない。したがって、風車によって冷却系の通過風量を減らすことは、今回の結果よりもさらに大きな効果が得られる可能性も考えられる。

第6章「結論」では本研究で得られた成果について記載した。ここでは節1.4.1に示した本研究の目的と対比して概要を記載する。

目的①：送風機としての性能を犠牲にすることなく、風車としての性能を向上させるロータ仕様を明確にする。

S字翼型(第2章)および高ソリディティ化(第3章)によって、送風機としての最高効率を維持しつつ、風車効率を約4倍に向上することができた。ただし従来翼型からS字翼型への変更は圧力特性の変化なく風車効率の向上が得られるが、高ソリディティ化は圧力特性が大きく変化し、送風時の最高効率点近傍では同等性能を確保できるが、高風量域では送風性能が悪化する。一般には最高効率点で仕様決定されるため影響は少ないと考えられるが、高風量域も送風機の適用範囲として要求される場合には回転数増加等の特性改良が必要となる。

目的②：送風機ロータの風車化による冷却系通過風量の制御可能範囲を明確にする。

実車搭載状態でのロータ特性の測定と実車での通過風量の検証から、今回開発した高ソリディティロータの風量低減効果を明確にした(第5章)。現状の低ソリディティロータでは無負荷状態から9%程度の風量低減効果しかないが、高ソリディティロータの場合、約40%の風量低減が可能であることが分かった。したがって風量制御を行うには高ソリディティ化が必須である。

目的③：実際の車両に送風機/風車を搭載した状態において、風車発電効果と冷却系通風に伴う車両損失動力の低減効果を明確にする。

風車発電効果に対しては現状の低ソリディティロータと高ソリディティロータとの実車での発電量を測定し、高ソリディティロータでは100 km/h 走行時に48 W の発電効果を得た。これは自動車のLEDヘッドライトの消費電力30 W (片側)以上である。またこの発電量はロータ特性から試算した発電量と対応がとれることを確認した(第4

章). 冷却系通風に伴う損失動力の低減効果については, 実車搭載状態でのロータ特性と実車風洞での測定結果より, 高ソリディティ化による低減効果を求め, 従来ロータの約 20%の動力低減効果があることが分かり, CFD での検証も実施した (第 5 章).

目的④: 送風機, および風車としての単体性能をロータ仕様から推定できる CFD 解析手法を確立する.

今回使用した解析手法により, 風車作動時の最高効率点近傍におけるロータ性能は実験値と対応することがわかった. また, ロータ周りの速度を測定し, 解析と同様の速度分布であることを確認した. しかし, 送風機作動時や高風量の風車作動時において, ロータ特性の解析結果と測定結果には乖離があり, 乖離の原因を明確にするには, より詳細な流れ場の調査や解析手法の検討が必要であると思われる (第 2 章, 第 3 章).

目的⑤: 実際の車両に搭載された状態における, 送風機, 風車性能, および冷却系通風に伴う損失動力を推定できる CFD 解析手法を確立する.

車両搭載状態における送風機, 風車性能の解析を実施するためには, 周期境界条件を適用した 1 枚翼での解析ではなく, 全ての翼をモデル化する必要がある. また, ロータ上流側, および下流側の流路も複雑となり, 解析工数が大幅に増加するため, 計算機的能力向上が必須となる. そのため冷却系通風に伴う損失動力の解析においてはロータを抵抗体と仮定して解析を行った. 解析結果は実験値に対して約 20%高いが, 冷却系の通過風量を低減することにより損失動力も低減するという定性的な傾向は一致が得られた (第 5 章). 今後, 計算機的能力向上を行い, 実車搭載状態での全翼モデルによる送風機, 風車性能の解析を実施する.

以上より本研究の今後の取組みとして以下の事項を進める予定である.

- ・高ソリディティ翼の高風量域における送風性能の改善
- ・CFD による性能解析精度の向上
- ・実車搭載状態での CFD 解析手法の確立と, 実車性能改良方法の検討.
- ・(株)デンソーとの共同による送風機/風車の実用化検討

第2章 S字翼型による風車性能の向上

2.1 はじめに

本章では送風機条件での性能を維持しつつ、風車条件での性能を向上できる翼型形状の改良結果について報告する。風車条件は車両が高速走行している高風量の流入条件である。一方、送風機条件は低風量の条件であり、異なる流入条件で性能目標を満足させるため、翼の高低圧両面にキャンバーを持つS字翼型を採用した。以下では、このS字翼型の仕様検討に使用した実験方法、CFD解析についてまず報告し、つぎにS字翼型の最適化検討結果と実機での検証結果について報告する。

2.2 主な記号

A	: ロータ翼面積 ($= \pi(D_r^2 - D_h^2) / 4$)
A_d	: 入口ダクト面積
C	: 翼弦長
C_D	: 抗力係数
C_L	: 揚力係数
C_{max}	: 最大キャンバー位置
C_o	: 出力係数 (式 2.2)
C_p	: 圧力係数 (式 2.3, 式 2.4)
C_{p2}	: 2次元翼面圧力係数
D_h	: ハブ直径
D_r	: ロータ直径
h	: キャンバー高さ
L	: 動力
n	: 逆キャンバー率 (式 2.8)
p	: 入口ダクト静圧
Q	: 風量
u	: ロータ周速度 ($= (D_r + D_h) \omega / 4$)
v	: ロータ翼軸流速度 ($= Q / A$)
v_d	: 入口ダクト平均速度 ($= Q / A_d$)
v_θ	: 絶対速度の回転方向成分
α	: 迎え角
β	: ピッチ角
δ	: 逆キャンバー高さ (式 2.7)
ε	: 抗揚比 ($= C_L / C_d$)
ϕ	: 流量係数 (式 2.1)

η : 効率 (式 2.5, 式 2.6)

2.3 実験方法

2.3.1 ベースロータ諸元

本研究で用いたベースロータの外観を図 2.1 に示す。自動車用として一般に搭載されている外径 $D_r = 0.34$ m, ハブ径 $D_h = 0.12$ m の外周リング付きのロータであり, 翼先端部を翼根に対して回転方向に前進させた翼を 5 枚有する。図 2.2 は一般に自動車用送風機で使用されている二重円弧翼の翼断面を示している。

表 2.1 は翼仕様を示す。翼弦長 C は, 翼根から翼端に向かい長くなるように設定し, ピッチ角 β は翼中央で小さく, 翼根, 翼端では大きく設定している。翼中央部から翼端に向けてピッチ角を増大させるのは, 送風機の実用上のために従来から実施する手法であり, 翼端部の流速を大きくすることにより, ラジエータと接続するシュラウドとの組合せにおいて効率, 騒音面での効果が得られる。

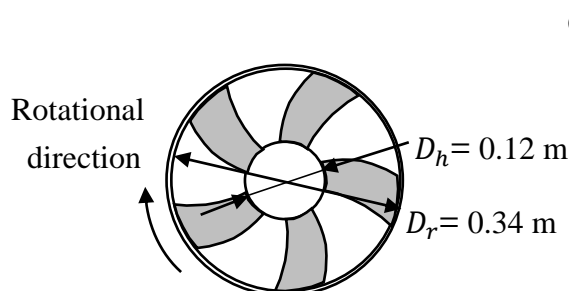


Fig. 2.1 Appearance of test rotor.
This kind of rotor is commonly used for vehicle cooling fan.

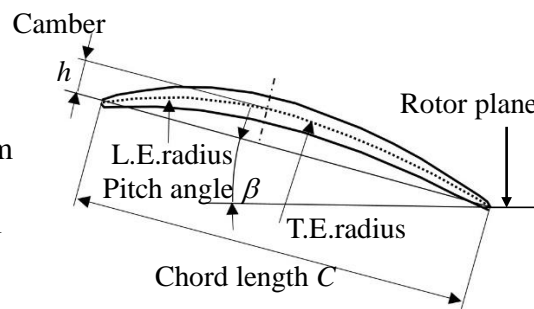


Fig. 2.2 Double circular arc blade profile.
This profile is commonly used for vehicle cooling fan.

Table 2.1 Blade configurations of test rotor.

	root	middle	tip
Chord length C	0.045 m	0.067 m	0.085 m
Camber ratio h/C	0.10	0.06	0.06
Pitch angle b	19.5°	16.6°	19.7°

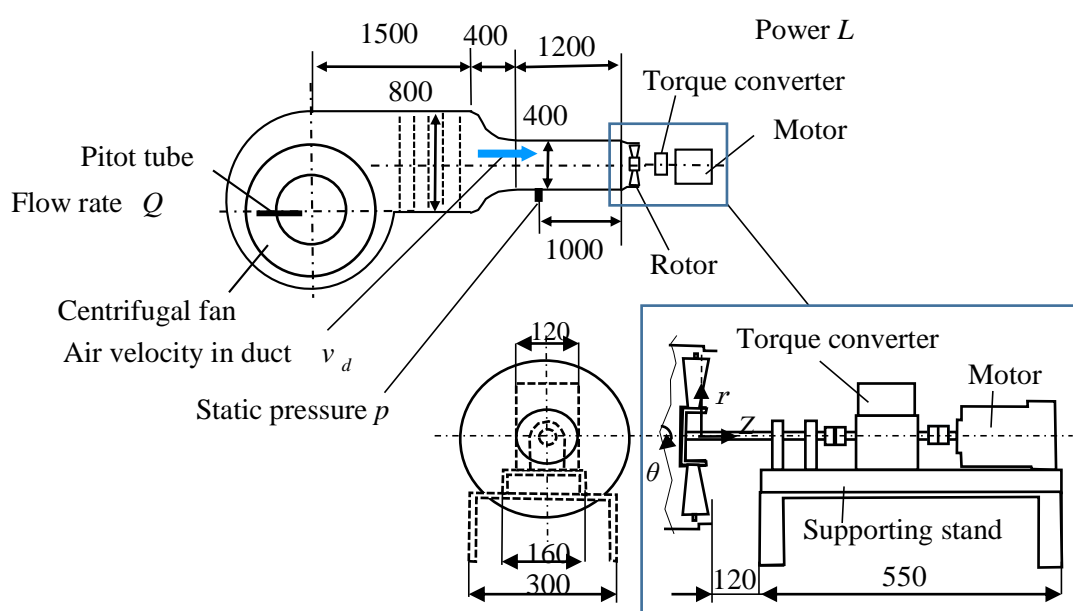
2.3.2 実験装置

図 2.3(a)に本研究で用いた実験装置の概要を示す。車両用送風機はダクトで覆われており, それを模擬するため, 送風機・風車特性の測定はダクト方式を採用した。

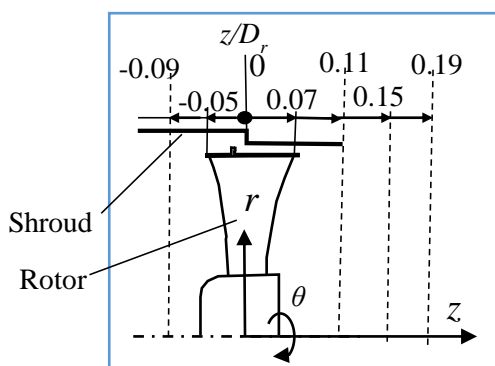
ダクト風量 Q は, 遠心送風機吸入部にノズルを設置し, ピトー管によりノズル内風速を計測し, それを断面積分して求めた。ロータへは一辺 400 mm の矩形ダクトを通じて流入し, ロータ通過後の流れは大気に放出する。ロータ上流 $3D_r$ の位置における静圧 p (ゲージ圧) と, ダクト内平均風速 v_d から流入全圧を求めた。ここで静圧 p は, 風車

条件では正，送風機条件では負となる．供試ロータの回転角速度 ω の制御は，駆動モータをインバータ（富士電機製 FLENIC-mini）と組み合わせて行った．ロータトルク T はトルクメータ（小野測器製検出器 SS050，表示器 TS2600）により求め，ロータ動力 $L = T\omega$ を算出した．供試ロータと薄板構造の下流の支持台との距離は 120 mm であり，50 mm に短縮してもロータ特性に差は見られなかった．

図 2.3(b)にロータ部の詳細と座標系を示した．シュラウドの段差部とロータ外周突起でシールを形成しており，段差部を $z = 0$ とし，半径方向を r ，回転方向を θ とした．流れ方向は $z > 0$ である．



(a) Overview of equipment.



(b) The coordinate system and the positions at which the velocity distributions are measured.

Fig. 2.3 Wind tunnel test equipment. (a)The centrifugal fan blows the air through 400mm rectangular duct toward the test rotor. The flow rate is calculated from the velocity measured by pitot tube at the suction nozzle of the centrifugal fan. Static pressure is measured at $3Dr$ upstream of the rotor. (b)Velocity distributions are measured by hot wire anemometry in front of the rotor and behind the rotor. The coordinate system is (r, θ, z) and the origin of the z coordinate is the step portion of the shroud.

CFD 解析の検証のため、ロータ前後の速度分布の測定を熱線流速計にて行った。熱線流速計には I 型プローブを使用し、プローブ回転法によりロータ軸方向と回転方向の速度成分を求めた。速度の測定位置は、図 2.3(b)に示すロータ上流 $z/D_r = -0.09$ 、およびロータ下流 $z/D_r = 0.11, 0.15, 0.19$ である。データは 0.1 msec 毎に取込まれ、ロータ回転数 1000 rpm、翼枚数 5 枚の場合、翼間 1 ピッチ分のデータ取込み点数は 120 点になる。同一翼間のデータを 16 回取込み、平均処理してロータ前後の速度分布を求めた。

ロータ性能は、式(2.1)から式(2.6)で定義する無次元特性値により評価した。なお、ロータ動力 L は送風機条件を正とし、風車条件を負とした。圧力係数 C_p は流入全圧を用い、送風機条件を正として式(2.3)より、風車条件を負として式(2.4)よりそれぞれ求めた。効率 η は、 L の定義に応じて、送風機条件では式 (2.5)より正、風車条件では式 (2.6)より負となる。

$$\text{Flow coefficient} \quad \phi = Q / (A u) \quad (2.1)$$

$$\text{Power coefficient} \quad C_o = L / \{0.5\rho(u^2 + v^2) A u\} \quad (2.2)$$

Pressure coefficient

$$\text{at fan condition} \quad C_p = (-p + 0.5\rho v_d^2) / \{0.5\rho(u^2 + v^2)\} \quad (2.3)$$

$$\text{at wind turbine condition} \quad C_p = -(p + 0.5\rho v_d^2) / \{0.5\rho(u^2 + v^2)\} \quad (2.4)$$

Efficiency

$$\text{at fan condition} \quad \eta = \{(-p + 0.5\rho v_d^2) Q\} / L \quad (2.5)$$

$$\text{at wind turbine condition} \quad \eta = L / \{(p + 0.5\rho v_d^2) Q\} \quad (2.6)$$

2.4 CFD 解析

2.4.1 解析方法

供試ロータの送風機、風車運転時における性能を推定すると共に、ロータ周り流れの解明を行うために CFD 解析を行った。解析には、汎用解析ソフト (FINE/Open NUMECA 社) を使用し定常 RANS 解析を行った。使用した解析モデルを図 2.4 に示す。解析では周方向に周期境界条件を適用して、翼 1 ピッチ分の解析を行った。翼への流入部入口は一辺 400 mm の矩形ダクトと同一面積の円形断面とし、流路長さはロータ径 D_r の 3 倍を確保した。ロータ下流側では、ロータ径の 2 倍の円形断面とロータ径の 3 倍の長さを有する出口流路へと急拡大させた。

乱流モデルは 2 方程式系の SST (Shear Stress Transport) モデルを使用した。なお、1 方程式系の乱流モデルである Spalart-Allmaras を用いても後述する風車条件での特性に有意な差は生じなかった。境界条件は入口では速度一定、出口では圧力一定とした。

メッシュ分割についてはロータ外周リングとシュラウドとの隙間 5 mm に 0.5 mm 間隔のメッシュと境界層メッシュ (第 1 層厚みは $y^+ = 1$) を設定し、メッシュ数はロータ

部で約 300 万，流入部と流出部で約 300 万であり，合計約 600 万であった．なお，合計 400 万および 700 万のメッシュでも風車条件での特性に大きな違いは現れなかった．特性解析にあたり，ロータ動力 L はロータ面上の面積力より算出し，静圧 p はダクト入口断面での均一な圧力を用いた．

2.4.2 性能評価による CFD の検証

図 2.5 にベースロータの効率特性，図 2.6 には動力特性を示す． $\phi < 0.4$ で送風機 ($\eta > 0$)， $\phi > 0.4$ で風車 ($\eta < 0$) となる．なお， $\phi = 0.4 \sim 0.5$ の領域では，全圧が低下する風車状態であるが，動力は送風機状態であるので，図 2.5 中には効率を示していない．

送風機条件の場合，効率特性は CFD 結果の方が実験値よりも高めになっている．この原因としては，送風機条件では，ロータ通過流れが逆圧力勾配となり，風車条件と比べ解析精度が悪くなっていることが予想される．ただし，ロータの性能改良を図る風車条件においては，効率特性，動力特性ともに実験と CFD 結果との定量的一致が確認できることより，風車条件に関しては CFD の妥当性が検証できた．

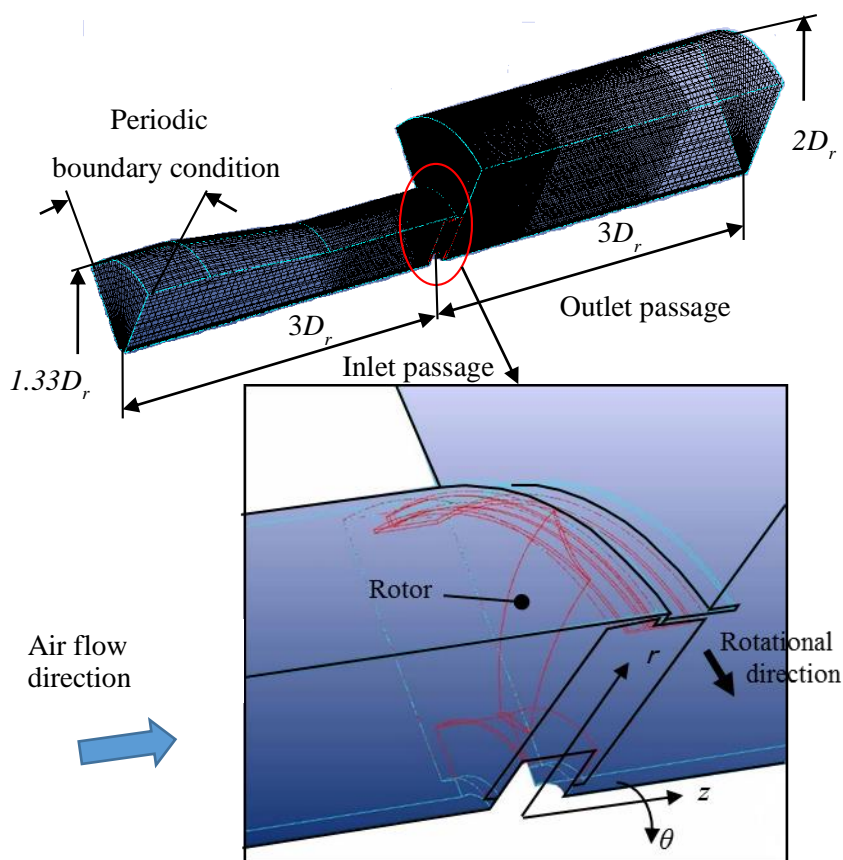


Fig. 2.4 The computational model. The flow around one blade is calculated by using periodic boundary condition. The inlet passage is circular and its area is the same as the one for the rectangular of the experimental equipment.

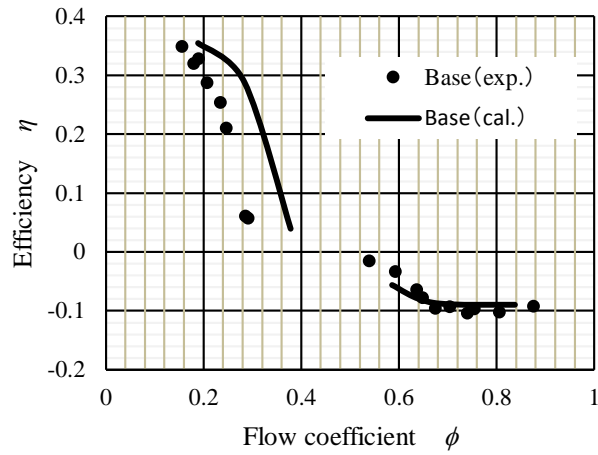


Fig. 2.5 Efficiency of base rotor. The efficiency operating as a cooling fan is positive and the efficiency operating as a wind turbine is negative.

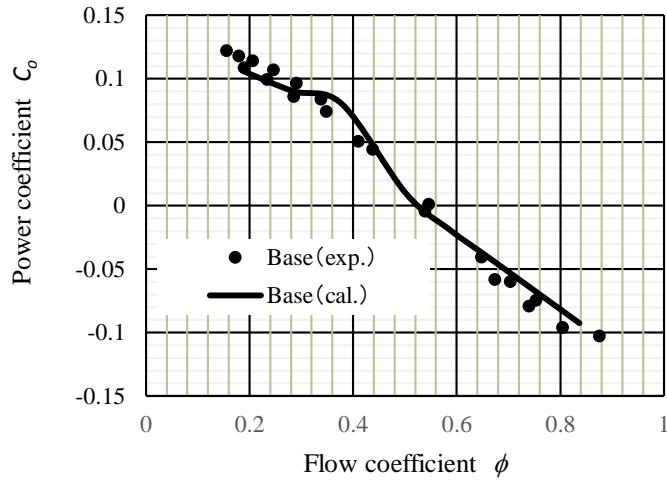
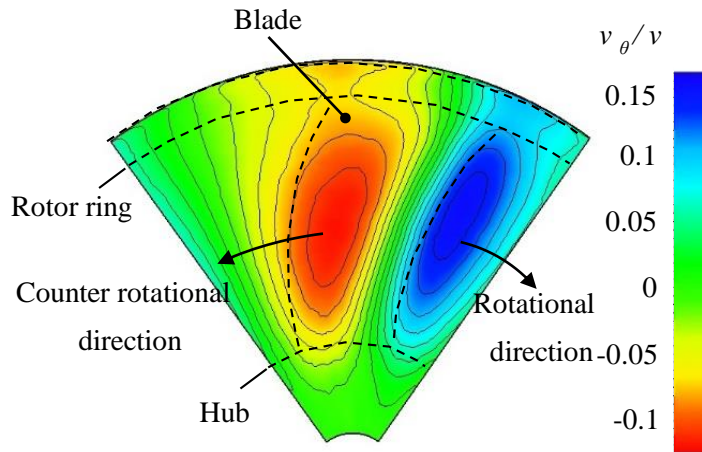


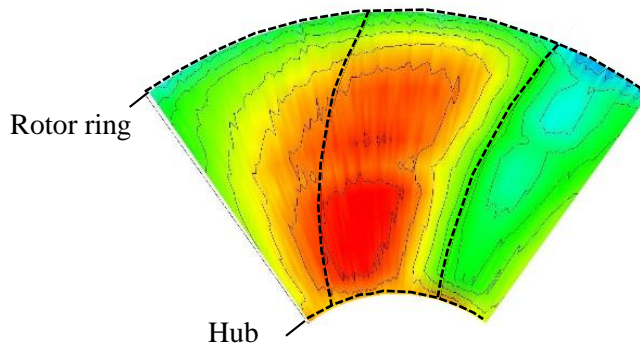
Fig. 2.6 Power coefficient of base rotor. The sign convention of the power coefficient is the same as that of the efficiency.

2.4.3 翼周りの流れ測定による CFD の検証

図 2.7 に、ベースロータの上流 $z/D_r = -0.09$ の断面における絶対流速の周方向成分 v_θ をロータの平均軸流速度 v で無次元化した速度分布を示す。図 2.7(a)は CFD 結果、図 2.7(b)は実験結果であり、流量は $\phi = 0.67$ の風車条件である。ロータ翼は時計方向に回転している。翼の上流側では前縁側と後縁側とに流れが分岐するため、翼前縁側では回転方向の速度成分を持ち、翼後縁側では反回転方向の速度成分を持つ。なお、CFD 結果と実験結果は定性的に一致している。



(a) CFD calculation.

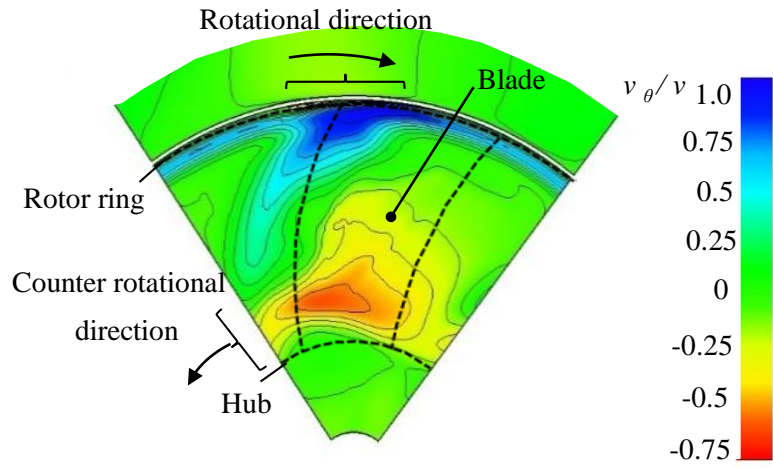


(b) Hot-wire measurement.

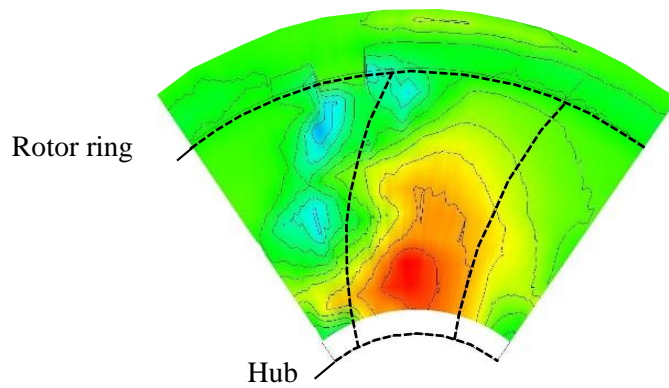
Fig. 2.7 Tangential component of absolute velocity at inlet section ($z/D_r = -0.09$, $\phi = 0.67$). The direction of velocity is rotational near the leading edge and counter rotational near the trailing edge. The result of CFD calculation is qualitatively in good agreement with that of hot-wire measurement.

図 2.8 は、ベースロータの下流 $z/D_r = 0.11$ の断面における絶対流速の周方向成分 v_θ/v である。流量は $\phi = 0.67$ の風車条件である。翼根からスパン中央にかけては反回転方向の速度が大きく、翼端では回転方向の速度が大きくなっていることより、翼根からスパン中央にかけての部位が主に風車としての作用を行っているということが分かる。このような流れになるのは、翼端のピッチ角を翼中央よりも大きく設定する（表 2.1 翼仕様参照）自動車用送風機に固有の仕様を採用しているため、翼端の迎え角が風車の適正条件にならないためと考えられる。

CFD 結果と実験結果は、絶対値の差はあるものの、定性的な一致が見られ、ロータ前後の速度分布によっても風車条件での CFD の妥当性は検証できた。



(a) CFD calculation.



(b) Hot-wire measurement.

Fig. 2.8 Tangential component of absolute velocity at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$). The direction of velocity is counter rotational at the middle and root portion and rotational at the tip portion. This indicates that the reaction force of the driving rotor works mainly at the middle and root portion. The result of CFD calculation is qualitatively in good agreement with that of hot-wire measurement.

2.5 翼型の改良検討

2.5.1 S字翼型の基本形状

本研究では、送風機として作動する正の迎え角での翼性能を維持しつつ、風車として作動する負の迎え角での翼性能を向上させるため、ロータ翼にS字翼型を採用した。図2.9にS字の形状例を示す。S字では、翼後縁の逆キャンバーにより、負の迎え角の場合での翼性能の向上が期待できる。

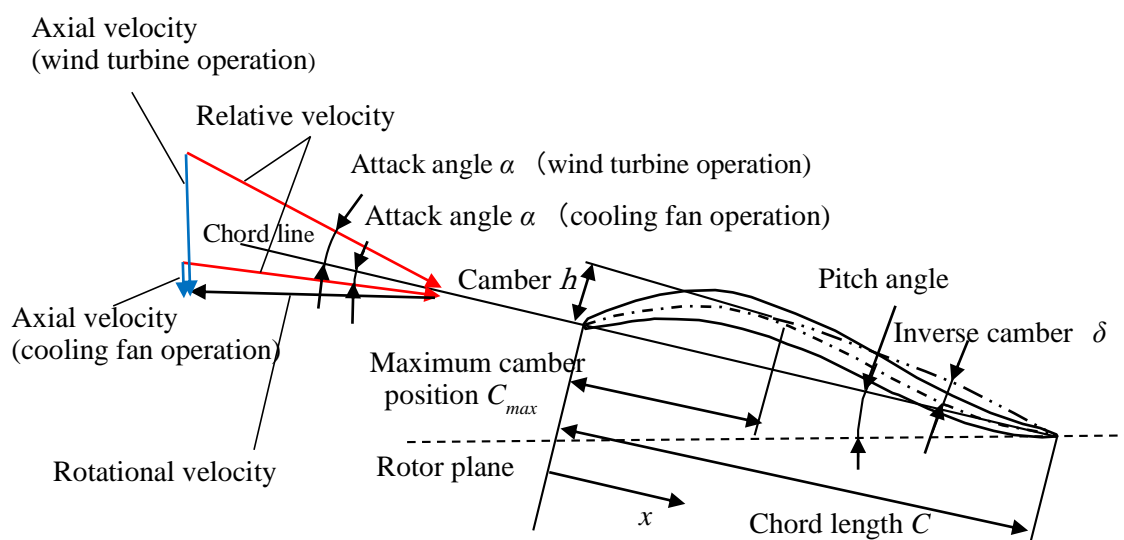


Fig. 2.9 Schematic of inlet flow relative to S-shaped blade section. Attack angle of inlet flow is positive at the cooling fan operation and negative at the wind turbine operation. S-Shaped blade profile increases lift coefficient at the wind turbine operation because S-shaped blade profile has the inverse camber at the trailing edge.

翼後縁側の逆キャンバーの形状は、秋元らの式（秋元他，2006）⁽¹³⁾

$$\delta/(C - C_{max}) = -27n(x - C_{max})^2(x - C)/4(C - C_{max})^3, \quad (2.7)$$

$$n = \delta_{max}/(C - C_{max}), \quad (2.8)$$

を用いた。ここで δ は逆キャンバー量、 C_{max} は最大キャンバー位置、 n は逆キャンバー率である。逆キャンバー率を大きくする程、風車性能は向上するが、送風機性能が低下するため、ベースと同等の送風機性能を確保できる n の最大値として本研究では $n = 0.04$ を採用した。最大キャンバー位置はベースでは $C_{max}/C = 0.4$ であるが、S次ではより前縁側 $C_{max}/C = 0.3$ とした。次節にその検討内容を説明する。

2.5.2 二次元翼型性能計算によるS字翼型形状の検討

2.5.2.1 迎え角に対する圧力特性

二次元翼型性能解析ソフト xfoil(Drela, 1989)⁽¹⁴⁾を用いてS字翼型の空力性能を推定し、翼型形状を決定した。図 2.10 に迎え角 $\alpha = 6^\circ$ (送風機条件を想定)での、翼面上圧力分布の解析結果を示す。平均半径位置での翼弦長 C 、相対速度 W に基づくレイノルズ数は $Re = 1.0 \times 10^5$ である。

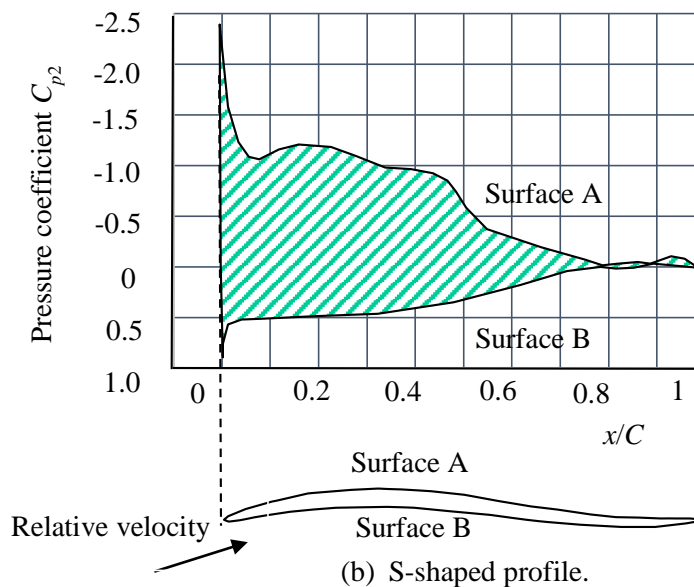
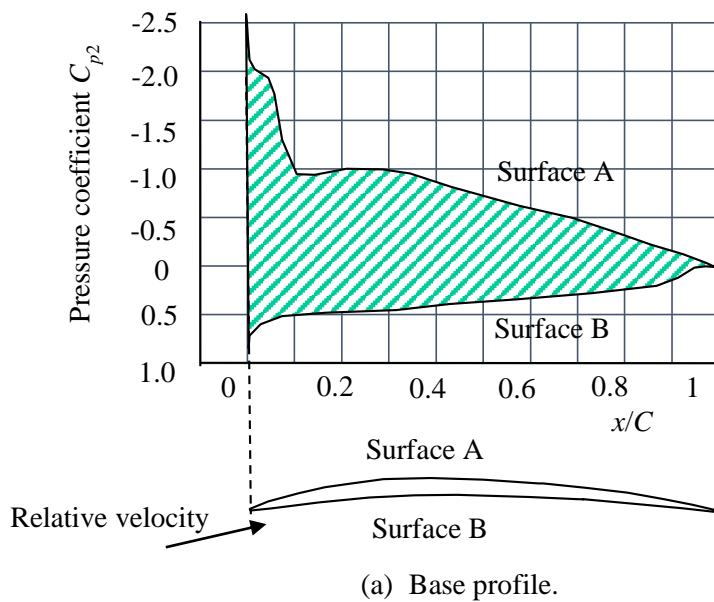
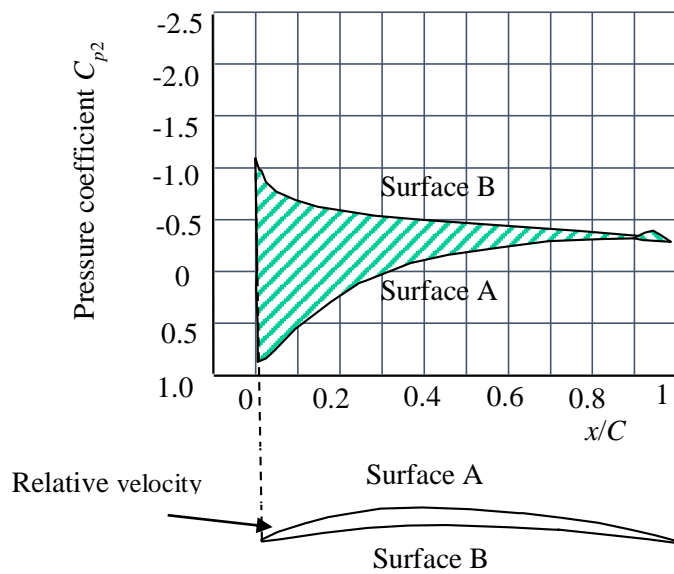
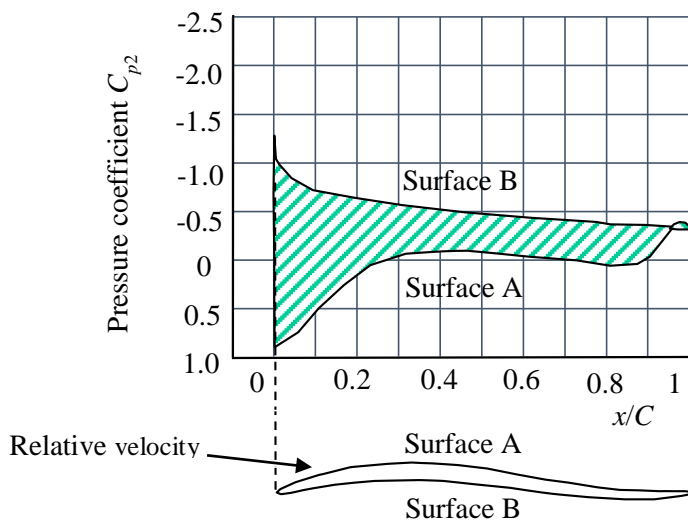


Fig. 2.10 Pressure distributions on the rotor blade operating as a cooling fan analyzed by xfoil ($\alpha = 6^\circ$). Pressure on the surface B of S-shaped profile is decreased rapidly near the trailing edge. Therefore pressure difference of S-Shaped profile between pressure and suction side is smaller than that of base profile near the trailing edge.



(a) Base profile.



(b) S-shaped profile.

Fig. 2.11 Pressure distributions on the rotor blade operating as a wind turbine analyzed by xfoil ($\alpha = -15^\circ$). Pressure difference of S-Shaped profile between surface A and B is larger than base profile near the trailing edge. Therefore it is expected that S-Shaped profile has higher performance than that of base profile at the wind turbine operation.

送風機条件では Surface B によどみ点が存在するため、Surface B が高圧となる。ベース（図 2.10(a)）と比較して S 字（図 2.10 (b)）では翼後縁側の逆キャンバー部で翼面間の圧力差が無くなり、揚力が低下する。風車条件を想定した迎え角 $\alpha = -15^\circ$ での圧力分布を図 2.11 に示す。レイノルズ数は送風条件より低回転数で使用するため $Re = 0.6 \times 10^5$

である。風車条件では、Surface A によどみ点が存在するため、Surface A が高圧となる。ベースでは翼後縁に向かって Surface A の圧力が低下し、翼面間での圧力差が小さくなるのに対し、S字の場合、翼後縁近傍では Surface A の圧力がやや増加することにより、圧力差が確保されている。その結果、S字を採用することにより風車性能が改善することが期待される。

2.5.2.2 S字翼型の最適形状選定

S字の翼性能に及ぼす形状要因としては、逆キャンバー率 n 、最大キャンバー位置 C_{max}/C 、キャンバー比 h/C がある。ここでは、キャンバー比 h/C はベースと同一の 0.06 とし、逆キャンバー率 $n=0\sim 0.06$ 、最大キャンバー位置 $C_{max}/C=0.2\sim 0.4$ に対する抗揚比 $\varepsilon = C_D/C_L$ の変化を調べた。

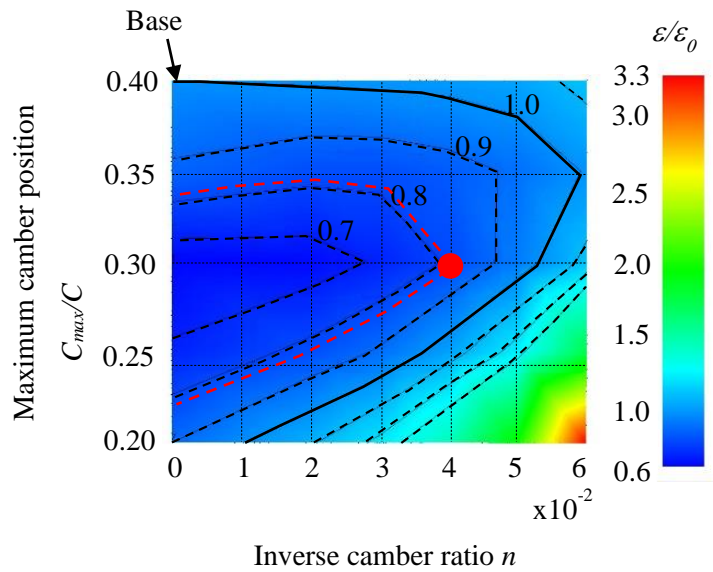
送風機条件（迎え角 $\alpha = 6^\circ$ ）の結果を図 2.12(a)に、風車条件（迎え角 $\alpha = -15^\circ$ ）の結果を図 2.12(b)に示した。なお、図中の値はベースの翼型である逆キャンバー率 $n = 0$ 、最大キャンバー位置 $C_{max}/C = 0.4$ での抗揚比 $\varepsilon_0 = 0.027$ に対する比 $\varepsilon/\varepsilon_0$ として表示した。

図 2.12(a)の送風機条件において、逆キャンバー率 n を大きくすると抗揚比 $\varepsilon/\varepsilon_0$ は大きくなり、翼特性は悪化するが、最大キャンバー位置を $0.2 < C_{max}/C < 0.4$ とすることにより、ベース以下の抗揚比となる n の領域が存在する。ここで、前節の S 字仕様（逆キャンバー率 $n = 0.04$ 、最大キャンバー位置 $C_{max}/C = 0.3$ ）を、図中の赤丸で示した。抗揚比は $\varepsilon/\varepsilon_0 = 0.81$ であり、翼の形状公差を考慮し約 20%の余裕を見込むことにした。また、今回の仕様と同一の抗揚比となる条件を赤破線で示した。

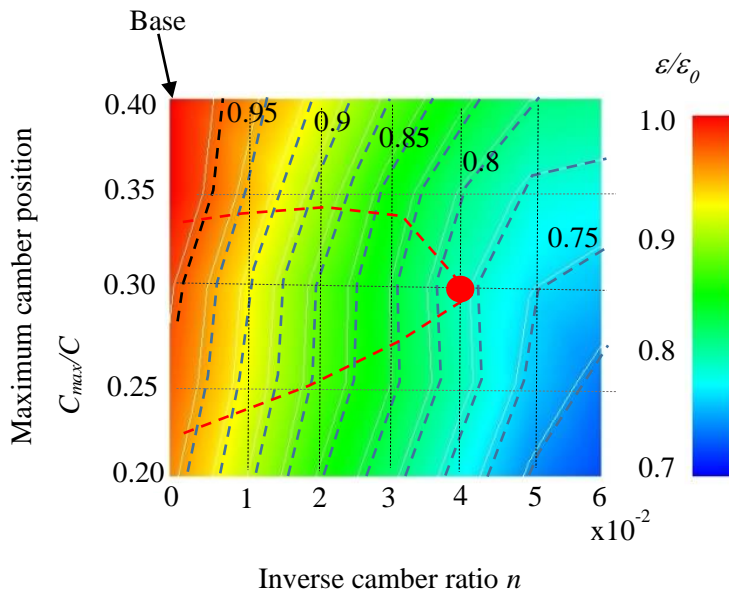
図 2.12(b)の風車条件では、逆キャンバー率 n を大きくし、かつ最大キャンバー位置 C_{max}/C を小さくするほど抗揚比は低下し、風車性能は向上する。図 2.12(b)には送風機条件にて求めた赤破線の条件を併せて示した。これから、逆キャンバー率 $n = 0.04$ 、最大キャンバー位置 $C_{max}/C = 0.3$ の仕様が、送風機条件ではベース以下の抗揚比を確保しつつ、風車条件で最も抗揚比が小さくなることがわかる。

2.5.2.3 S字翼型の揚力、抗力特性

以上で選定した S 字とベースの迎え角 α に対する揚力係数と抗力係数の変化を図 2.13(a), (b)にそれぞれ示す。ベースで迎え角 $\alpha = 6^\circ$ の揚力係数は、S 字で $\alpha = 8^\circ$ の揚力係数と同一となる（図 2.13(a)中の白丸）。一方、抗力係数においては、同様の迎え角において S 字はベース以下の値を示す（図 2.13(b)中の白丸）。したがって S 字の採用による揚力の低下分は、翼ピッチ角を 2° 大きい迎え角となるように設定することで補うことができる。

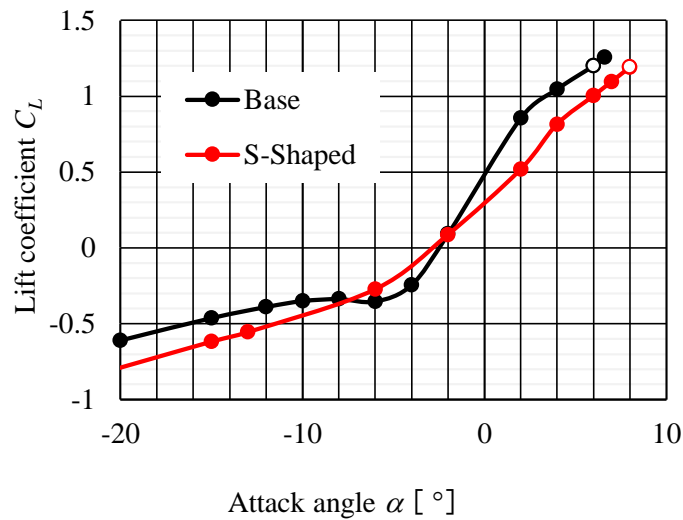


(a) Drag/lift ratio operating as a cooling fan ($\alpha = 6^\circ$).

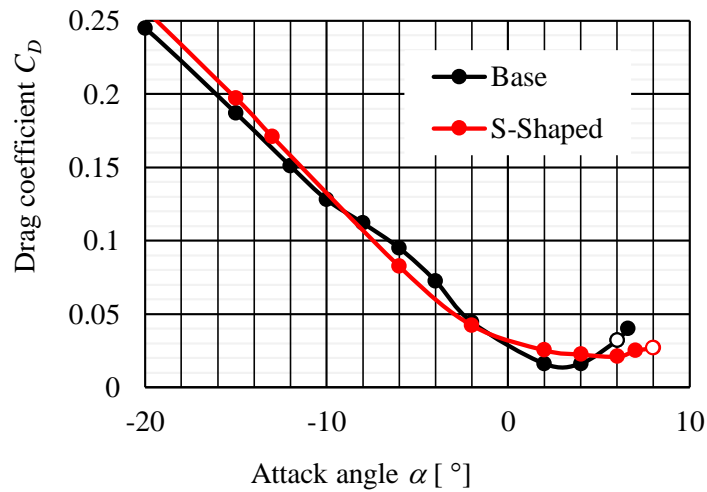


(b) Drag/lift ratio operating as a wind turbine ($\alpha = -15^\circ$).

Fig. 2.12 Drag/lift ratio shown as a function of inverse camber ratio n and maximum camber position C_{max}/C . In the figures, drag/lift ratio ε is divided by the drag/lift ratio of base rotor ε_0 . (a) The red circle shows the drag/lift ratio of S-Shaped rotor specified in section 2.5.1. The red dashed line shows the same drag/lift ratio as the red circle, which means the same cooling performance. (b) The red dashed line in Fig. 2.12(a) is also shown in Fig. 2.12(b). The minimum drag/lift ratio operating as a wind turbine on the red dashed line is obtained at $n=0.04$ and $C_{max}/C = 0.3$.



(a) Lift coefficient.



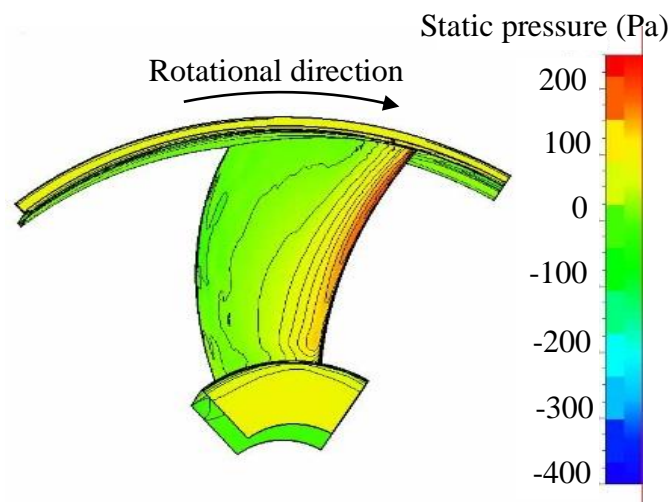
(b) Drag coefficient.

Fig. 2.13 Lift and drag characteristics of the blade profiles analyzed by xfoil. Lift coefficient of S-Shaped profile at attack angle 8° is the same as that of the base profile at 6° . On the other hand, drag coefficient of S-Shaped profile at attack angle 8° is lower than that of the base profile at 6° . Therefore, it is expected that S-Shaped profile has equal or higher performance by setting two degrees higher pitch angle than base profile.

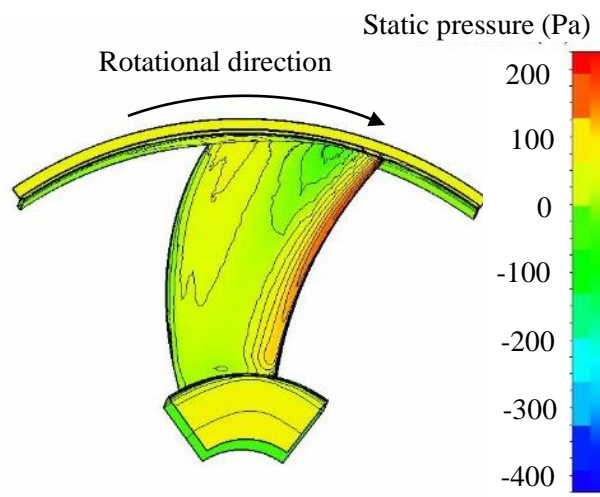
2.5.3 CFDによるS字翼型形状の検討

2.5.3.1 翼面圧力分布

ベースおよびS字翼型を有するロータの3次元形状を作成し、CFD解析を行った。2次元翼計算の結果より、S字はピッチ角をベースより 2° 大きくし、翼弦長は同一である。風車効率が最大となる流量係数 $\phi = 0.67$ での風車高圧面(Surface A)の圧力分布を図2.14に示す。ベースでは翼後縁近傍で圧力低下しているのに対し、S字では圧力が増加し、2次元翼の計算結果と同様に揚力が増加していることが分かる。



(a) Base rotor.



(b) S-shaped rotor.

Fig. 2.14 Pressure distribution on surface A at the wind turbine operation ($\phi = 0.67$).
The pressure of S-Shaped rotor near the trailing edge is higher than that of base rotor.

2.5.3.2 ロータ下流の周方向速度

S字の風車条件 $\phi = 0.67$ における，ロータ下流断面 $z/D_r = 0.11$ での絶対流速の周方向成分について，CFD結果を図2.15に示す．図2.8(a)のベースと比較し，翼端側の回転方向速度が低下し，翼根側の反回転方向速度が増加している．これは風車動力の増加に対応するものと考えられる．

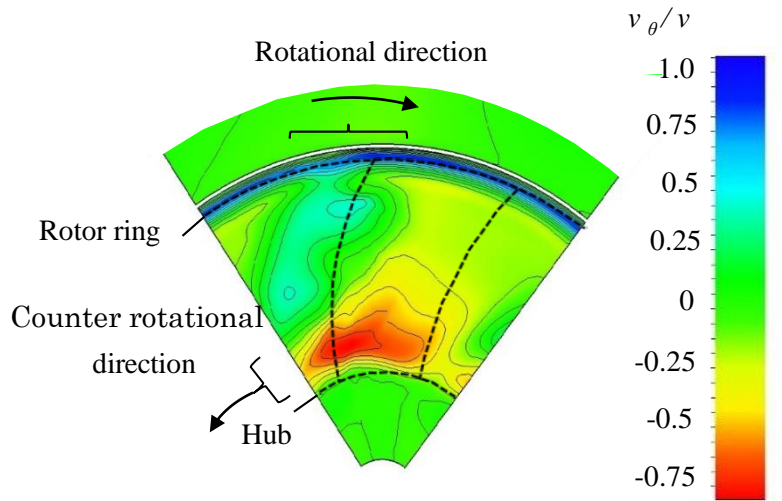


Fig. 2.15 Tangential component of absolute velocity at outlet section of S-Shaped profile analyzed by CFD ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$). Rotational velocity at the tip portion decreases and counter rotational velocity increases compared to the base profile shown in Fig.2.8(a).

2.6 S字翼ロータの性能検証結果

ベースおよびS字の効率特性と動力特性を図2.16, 2.17にそれぞれ示す．送風機条件($\phi < 0.4$)ではベースとS字ではほぼ同等の効率と動力を示すが，風車条件($\phi > 0.5$)ではS字の効率と動力は共にベースの約2倍へと高めることができた．

実験とCFDを比較すると，図2.16の効率では送風機条件($\phi < 0.4$)においてCFDが高めになっている．これは節2.4.2で述べたように，送風機条件での逆圧力勾配による解析精度の悪化が考えられる．また風車条件でも， $\phi > 0.7$ の高風量側では実験とCFDとのずれが大きく，CFDの絶対値が低めになっている．図2.17の動力においても，風車条件の高風量側($\phi > 0.7$)ではCFDの絶対値が低めになっており，最高効率点以上の高風量では翼からの剥離流れの解析精度が劣ることが考えられる．

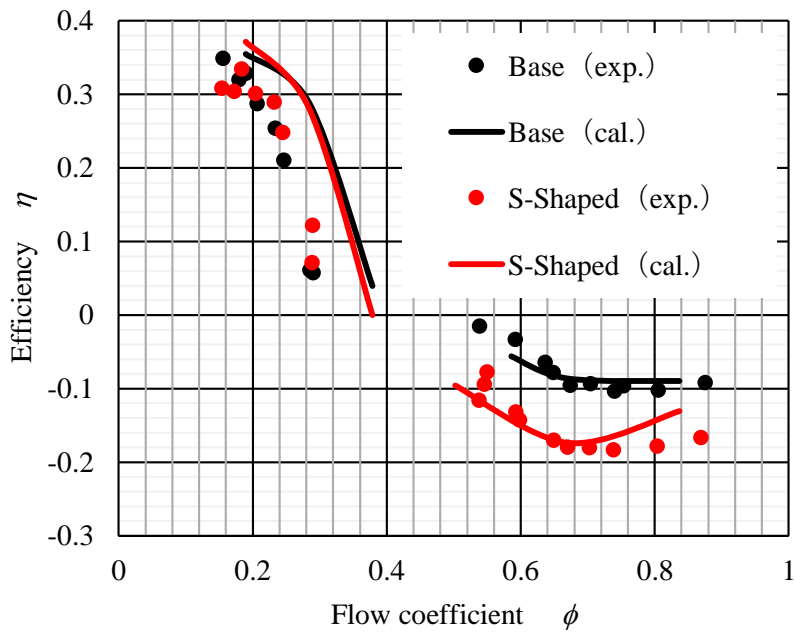


Fig. 2.16 Efficiency of base and S-Shaped profiles.
 Efficiency of S-Shaped profile operating as a wind turbine is about twice higher than that of base profile.

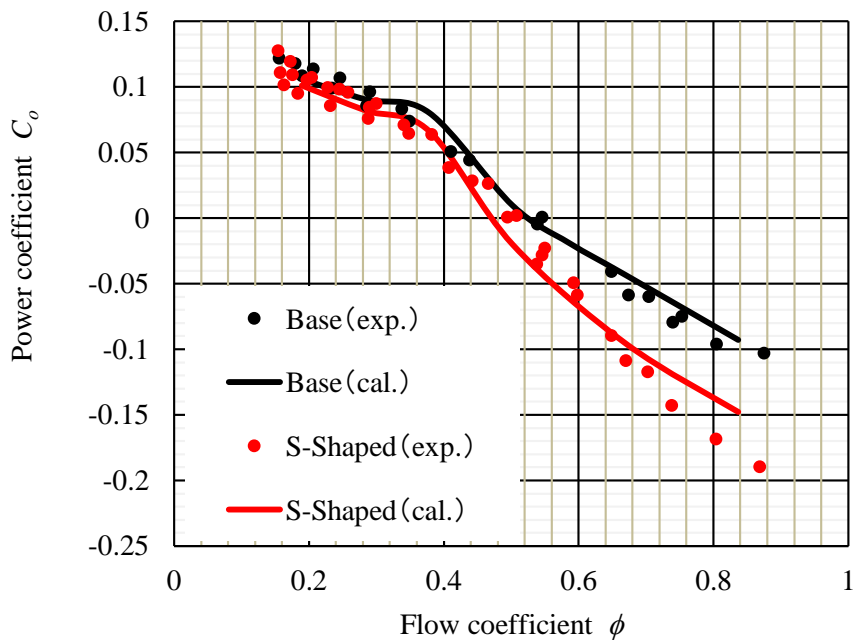


Fig. 2.17 Power coefficient of base and S-Shaped profiles.
 Power of S-Shaped profile operating as a wind turbine is about twice higher than that of base profile.

2.7 おわりに

自動車用送風機は、高速走行時では冷却用としての稼働頻度は極めて低く、車速風により空回り状態となっている。したがって、高速走行時において送風機を風車として活用することにより、走行時での電力回生が可能となる。本章に関する研究では、送風機性能を維持しつつ風車性能を向上させる研究を以下のように進めた。

- ・送風機の風車性能を車両搭載状態に近いダクト法にて試験を行い、自動車用送風機を風車として利用した場合の効率を明らかにした。
- ・改良検討を進める手段として CFD を活用した。CFD の妥当性を検証するために、性能特性や翼前後の流れ場につき実験との比較を行い、CFD の結果は風車条件の最高効率点近傍では実験結果と対応が良好であることが分かった。ただし、送風機条件や大風量の風車条件では特性値に差があるため、今後、解析方法の改善ならびに、流れの確認等による検証を進めていく。
- ・改良翼型として S 字翼型を適用し、その最適化を図った。その結果、翼弦長の 30 % を最大反り位置とし、後縁側に 4 % の逆キャンバー量を持たせることにより、送風機性能を維持しつつ風車性能をベース仕様の約 2 倍に向上できることがわかった。

第3章 高ソリディティ翼による風車性能の向上

3.1 はじめに

前章では、翼型を二重円弧型からS字型へ改良することにより、送風機効率を維持しつつ、風車効率を向上できることを実験およびCFDにて確認した。しかし、風車作動条件でありながら、翼端部は送風機として作動しており風車効率を低下させる要因となっている。それは翼端部のピッチ角は送風機として最適な角度に設定しており、風車の流入条件に対してはピッチ角が大きく、適正な負の迎え角になっていないためである。しかし、翼端ピッチ角を変更することは、送風機性能への影響が大きいため、本研究ではピッチ角は固定した。

本章ではピッチ角以外の翼形状パラメータを変化させてCFDにより性能解析を行い、高ソリディティ化が翼端部の流れを改善し、風車効率向上に大きな効果が得られることを述べる。そして、実機による検証により、高ソリディティ翼が翼全体を送風機ならびに風車としても有効に活用できることを報告する。

3.2 主な記号

A	: ロータ翼面積 ($= \pi(D_r^2 - D_h^2) / 4$)
C	: 翼弦長
C_{max}	: 最大キャンバー位置
C_o	: 出力係数 (式 2.2)
C_p	: 圧力係数 (式 2.3, 式 2.4)
D_h	: ハブ直径
D_r	: ロータ直径
h	: キャンバー高さ
L	: 動力
p	: 入口ダクト静圧
Q	: 風量
t	: 翼ピッチ
u	: ロータ周速度 ($= (D_r + D_h) \omega / 4$)
v	: ロータ翼軸流速度 ($= Q / A$)
v_d	: 入口ダクト平均速度 ($= Q / A_d$)
v_θ	: 絶対速度の回転方向速度成分
β	: ピッチ角
γ	: 前進角
δ	: 逆キャンバー高さ
ϕ	: 流量係数 (式 2.1)

- η : 効率 (式 2.5, 式 2.6)
 σ : ソリディティ (C/t)
 σ_m : 平均ソリディティ (翼面積の総和 / ロータの回転面積)

3.3 実験方法 (ロータ諸元)

実験装置は第 2 章で報告したものと同様なので割愛し、ここではソリディティの効果を確認したロータ諸元について述べる。

本研究の実験で使用したロータの平面形を図 3.1 に示す。図 3.1(a)はベース S ロータであり、自動車用送風機として一般に使用されている回転方向に翼端を前進させた 5 枚翼である。図 3.1(b)は高ソリディティロータであり、翼枚数を 5 枚から 9 枚に増やした直線翼である。

図 3.2 には本研究で使用している翼型を示す。ベースおよび HS ともに、S 字翼型であり、後縁側に逆キャンバーを設定し、迎え角が負となる風車条件での揚力を向上することができる。なお、以下ではベース S ロータをベース S と呼び (第 2 章のベースとは翼型が異なる)、高ソリディティロータを HS (High Solidity rotor) と呼ぶ。

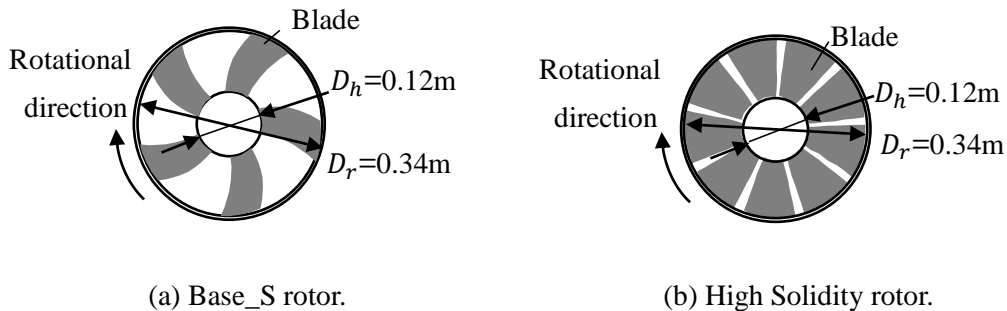


Fig. 3.1 Planforms of testing rotors. (a) Base_S rotor has five frontward skewed blades that are commonly used for vehicle cooling fan. (b) High Solidity rotor has nine straight blades.

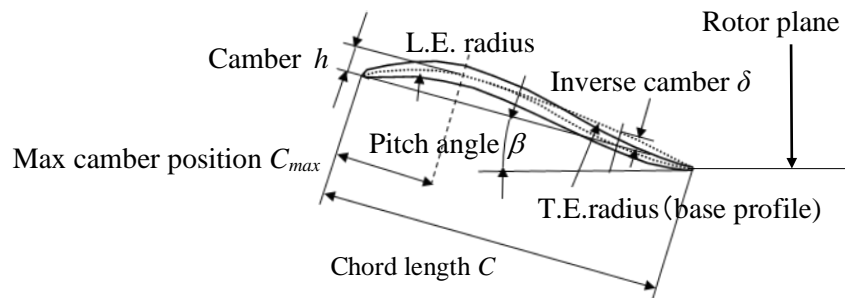


Fig. 3.2 Blade profiles of the testing rotors. S-Shaped profile has an inverse camber at the trailing edge. The inverse camber increases the wind turbine efficiency due to the relative inlet flow with the negative attack angle.

Table 3.1 Blade configurations of Base_S rotor and High Solidity rotor. Local solidity and camber ratio of the Base_S rotor decrease from the root to the tip. The local solidity of High Solidity rotor is kept $\sigma = 1.0$ from the root to the tip. The camber ratio of the High Solidity rotor is set lower than that of Base_S rotor.

	Base_S rotor			High Solidity rotor		
	root	middle	tip	root	middle	tip
Chord length C	0.045 m	0.067 m	0.085 m	0.040 m	0.079 m	0.107 m
Local solidity $\sigma = C/t$	0.63	0.47	0.43	1.0	1.0	1.0
Camber ratio h/C	0.10	0.06	0.06	0.07	0.04	0.04
Pitch angle β	21.5°	18.6°	21.7°	21.5°	18.6°	21.7°

表 3.1 はベース S および HS の翼仕様を示す。局所ソリディティ σ (= 翼弦長 C /翼ピッチ t) はベース S が翼根から翼端にかけて $\sigma = 0.63$ から 0.43 に変化しているのに対し、HS は翼根から翼端まで $\sigma = 1.0$ で一定とした。翼キャンバー比 (=キャンバー高さ h /翼弦長 C) は、HS の場合には、送風時の動力をベース S と同等とするため、低く設定している。なお、HS の仕様は、節 3.5 の「CFD 解析結果」にて詳述する。

3.4 CFD 解析諸元

CFD 解析方法は第 2 章と同様のため割愛し、本節では解析諸元について述べる。風車性能への影響が大きい形状要因を見出すため、図 3.3 に示す翼諸元を検討対象のパラメータとして選定し、表 3.2 に示す仕様で CFD 解析を行った。

ケース 1 では前進角の影響を調べるため、翼端部の前進角をベース S の $\gamma = 14^\circ$ から変更し、前進翼と直線翼とを比較した。

ケース 2 では同一の直線翼形状にて翼枚数を 7, 8, 9 枚に増やし、翼ピッチ t の変更によるソリディティ $\sigma = C/t$ の影響を調べた。ただし、9 枚翼の翼根では軸方向から見た場合に隣接する翼が重なり、製造上での課題があるため、翼根のみ翼弦長を短縮して解析を行った。

ケース 3 では翼弦長の修正を行っていない 8 枚の直線翼でキャンバー比 h/C を低減する影響を調べた。これは翼枚数増加による送風作動時の動力増加を、キャンバー比の低減によりベース S と同等にするためである。

ケース 4 では翼弦長 C の変更に伴うソリディティ $\sigma = C/t$ の変化の影響を調べた。翼枚数はケース 2 で最も高い性能が得られた 9 枚とした。またキャンバー比 h/C は実用性を考慮し、ソリディティ増加に対応して低減した。

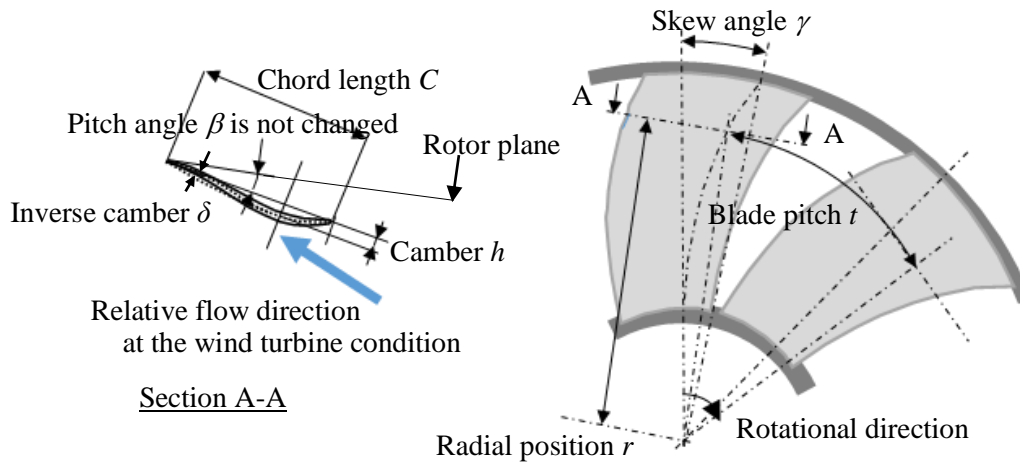


Fig. 3.3 Main parameters that would contribute wind turbine efficiency. The selected parameters are skew angle γ , blade pitch t (number of blades), camber h and chord length C . Pitch angle β is not changed to keep the same cooling fan efficiency as Base_S rotor. Inverse camber δ is set to two thirds of the camber h .

Table 3.2 Dimensions of rotors for calculating wind turbine efficiency. In Case 1, the skew angle γ decreases to 7 and 0 degree. In Case 2, the number of blades is changed to study the influence of local solidity σ with the same chord length C as Base_S rotor. In Case 3, the camber ratio h/C is reduced to suppress the rotor torque at the cooling fan operation. In Case 4, the chord length C is changed to study the influence of local solidity σ with the same blade pitch t as nine blades. Local solidity σ is constant from the root to the tip. When the solidity is increased, the camber ratio h/C is reduced to suppress the rotor torque at the cooling fan operation.

	Number of blades	Skew angle γ ($^\circ$)	Chord length C (m)		Camber ratio h/C		Local solidity $\sigma = C/t$	
			root	tip	root	tip	root	tip
Base_S	5	14	0.045	0.085	0.10	0.06	0.63	0.43
Case 1	5	7, 0	0.045	0.085	0.10	0.06	0.63	0.43
Case 2	7	0	0.045	0.085	0.10	0.06	0.88	0.60
	8						1.01	0.69
	9						1.01	0.77
Case 3	8	0	0.045	0.085	0.08, 0.07	0.05, 0.04	1.01	0.69
Case 4	9	0	0.020	0.054	0.10	0.06	0.5	0.5
			0.030	0.080	0.08	0.05	0.75	0.75
			0.040	0.107	0.07	0.04	1.0	1.0

形状要因の中で、ピッチ角 β はベース S と同一とした。これはピッチ角の変更は送風時の特性への影響が大きいためである。また逆キャンバー量 δ はキャンバー量 h に合わせて変更し、 $\delta = 2h/3$ とした。これは低キャンバー翼の場合に逆キャンバーによる送風性能悪化を防ぐためである。

3.5 CFD 解析結果

3.5.1 前進角の影響 (Case 1)

前進角 γ を変更した場合の風車出力、風車効率の解析結果を図 3.4 に示す。流量条件は $\phi=0.67$ の風車作動条件である。前進角 γ をベース S の 14° から 0° まで変化させても、出力、効率の変化はほとんど無かった。なお風車出力、風車効率は負で示している。

図 3.5 には翼下流の断面 $z/D_r=0.11$ での、絶対速度の回転方向成分 v_θ をロータ平均風速 v に対する比として示した。(a)はベース S (前進角 $\gamma = 14^\circ$)の結果であり、(b)は直線翼($\gamma = 0^\circ$)の結果である。図中破線は $v_\theta = 0$ の位置を示している。

ベース S では翼中央から翼端にかけての後流に正の回転方向成分($v_\theta > 0$)が見られ、この領域では風車作動条件でも送風機として作動し、風車効率を低下させる要因となっている。

直線翼では風車として作用している回転方向成分 v_θ が負の領域(図中の黄色部)は拡大するが、翼端での回転方向成分 v_θ 正の速度が増加し、風車性能を悪化させるため、翼全体としては出力、効率がベース S に対してほとんど変化しない結果になったと考えられる。

3.5.2 翼枚数の影響 (Case 2)

翼枚数増加による出力、効率への影響を図 3.6 に示す。流量条件は $\phi = 0.67$ の風車作動条件である。ロータのソリディティは半径位置により変化するため、平均ソリディティを $\sigma_m = (\text{翼面積の総和}) / (\text{ロータの回転面積})$ と定義した。翼枚数の増加すなわち平均ソリディティの増加により、出力、効率ともに大きく向上する。

翼後流での絶対速度の回転方向成分 v_θ を図 3.7 に示す。翼枚数の増加により、風車作用を行なった負の回転方向速度($v_\theta < 0$)の絶対値が増加している。また、翼端部において送風機作用を行った正の回転方向速度($v_\theta > 0$)の領域の面積も翼枚数増加により低減しており、出力、効率の向上と対応している。しかし、9枚翼でも翼端部ではまだ正の回転方向の領域が残存しており、効率をさらに改善できる余地がある。

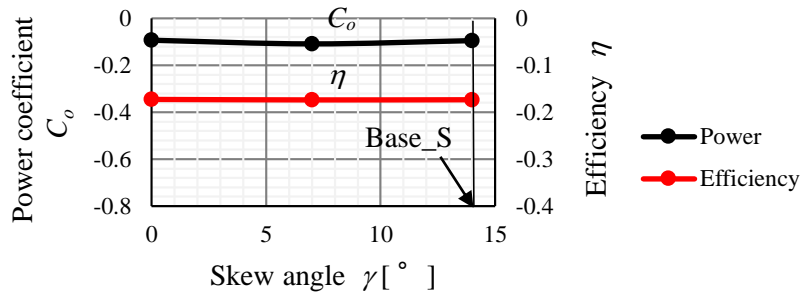
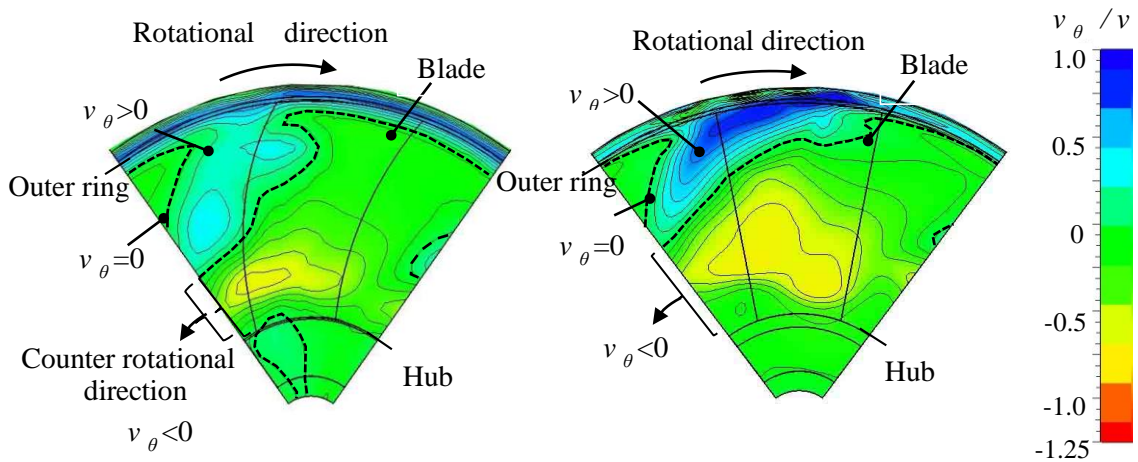


Fig. 3.4 Influence of skew angle γ on the wind turbine power and efficiency for Case 1 ($\phi = 0.67$). The skew angle does not give great influence on the wind turbine power and efficiency.



(a) Base_S rotor, skew angle $\gamma = 14^\circ$. (b) Skew angle $\gamma = 0^\circ$.

Fig. 3.5 Tangential component of absolute velocity v_θ at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$) for Case 1. The dashed line shows the location where the tangential component is zero. (a) The tangential component of Base_S rotor is positive at the middle and tip portion. The positive tangential component reduces the wind turbine efficiency. (b) Although the area of the negative tangential component of the rotor with the skew angle γ of 0 degree is larger than that of Base_S rotor, the value of the positive tangential component near the blade tip is larger than that of Base_S rotor. Therefore the rotor with γ of 0 degree has almost the same power and efficiency as those of Base_S rotor.

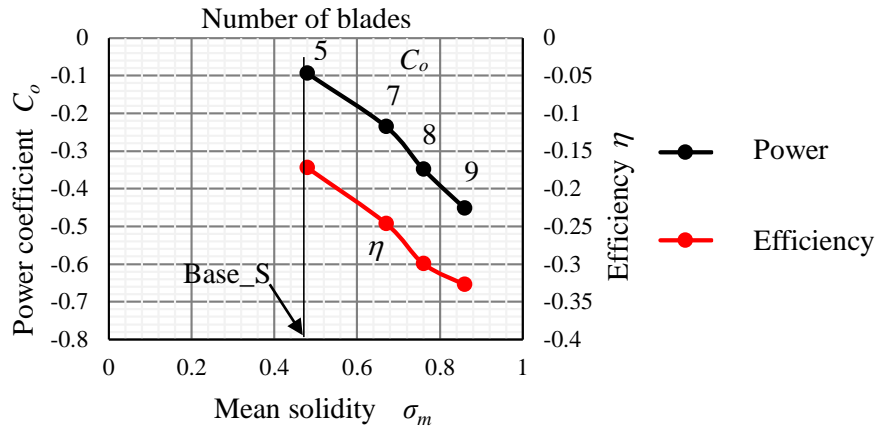


Fig. 3.6 Influence of blade number on wind turbine power and efficiency for Case 2 ($\phi = 0.67$). The power and efficiency increase as the number of the blades increases. In this figure, mean solidity σ_m is defined as the total area of the blades divided by the rotating area of the rotor.

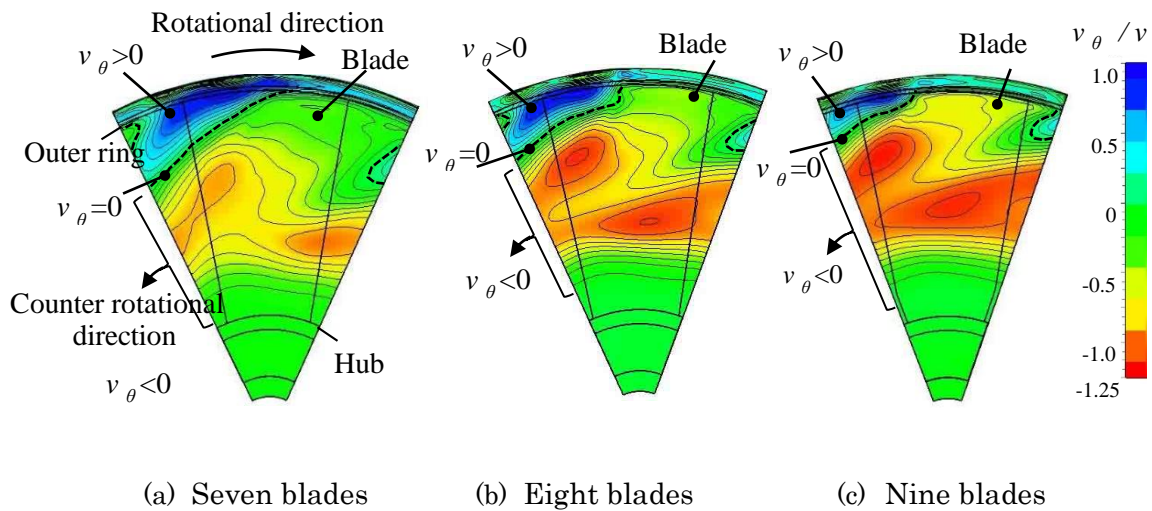


Fig. 3.7 Tangential component of absolute velocity v_θ at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$) for Case 2. As the number of the blades increases, the negative tangential component v_θ increases, and the area of the positive tangential component decreases, which causes the increase of power and efficiency. However even the rotor of nine blades has positive tangential component at the tip portion.

3.5.3 そり比の影響 (Case 3)

8枚翼に対し、そり比 h/C を低減した結果を図 3.8 に示す。そり比低減はソリディティ増加に伴う送風機動力の増加を抑えるためである。代表値として翼端のそり比を横軸とした。そり比の低減により、出力、効率ともやや低下する傾向がみられる。翼端のそり比 $h/C = 0.04$ での翼後流の回転方向成分 v_θ を図 3.9 に示す。図 3.7(b) の $h/C = 0.06$ と比較すると、負の回転方向成分 ($v_\theta < 0$) が低減すると同時に、翼端の正の回転

方向成分 ($v_\theta > 0$) も低減している。翼端の正の成分の低下は翼のキャンバー h の低減により生じ、風車性能には有利な反面、負の成分の低下が S 次翼型の逆キャンバー δ の低減により生じており、この負の成分の低下による影響が強いため風車性能の低下に繋がったと推定される。ただし、風車性能への影響は軽微であるため、高ソリディティ化による送風機作動時の動力増加をキャンバー比を小さくして抑えることは有効であると思われる。

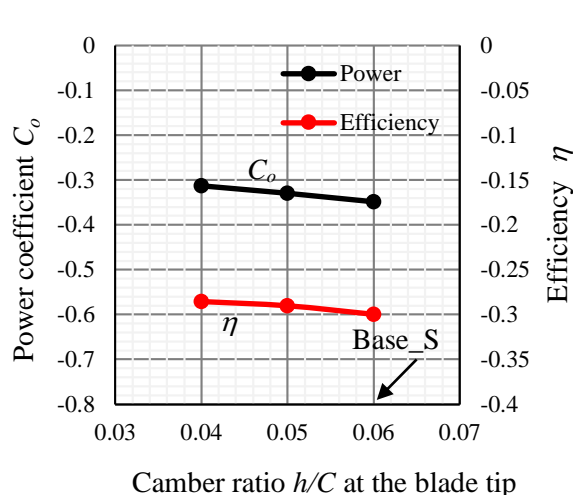


Fig. 3.8 Influence of camber ratio on the wind turbine power and efficiency for Case 3 ($\phi = 0.67$). The power and efficiency slightly decrease due to the decrease of the camber ratio.

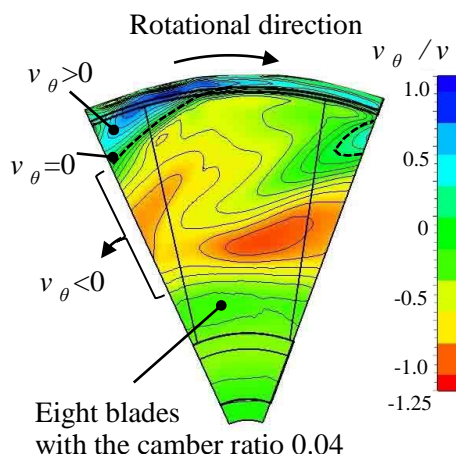


Fig. 3.9 Tangential component of the absolute velocity v_θ at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$) for Case 3. Both the positive and negative tangential components decrease due to the decrease of camber h and inverse camber δ . It is presumed that the decrease of negative component would have greater influence on efficiency than the decrease of positive component.

3.5.4 翼弦長の影響 (Case 4)

図 3.7(c)に示した 9 枚翼のロータでも、翼端部下流において正の回転方向成分が残存している理由として、翼端部の局所ソリディティが翼根や翼中央よりも低く、風車作動時の負荷分布が翼中央に集中していることが考えられる。そこで、ケース 4 では 9 枚翼で翼弦長分布を変更し、半径方向にソリディティ一定の翼とした。これにより全ての半径位置において風車としての作用が可能となるソリディティを調べた。なお、送風時の動力をベース S と同等とするため、ソリディティ増加に対応してそり比を低減した。

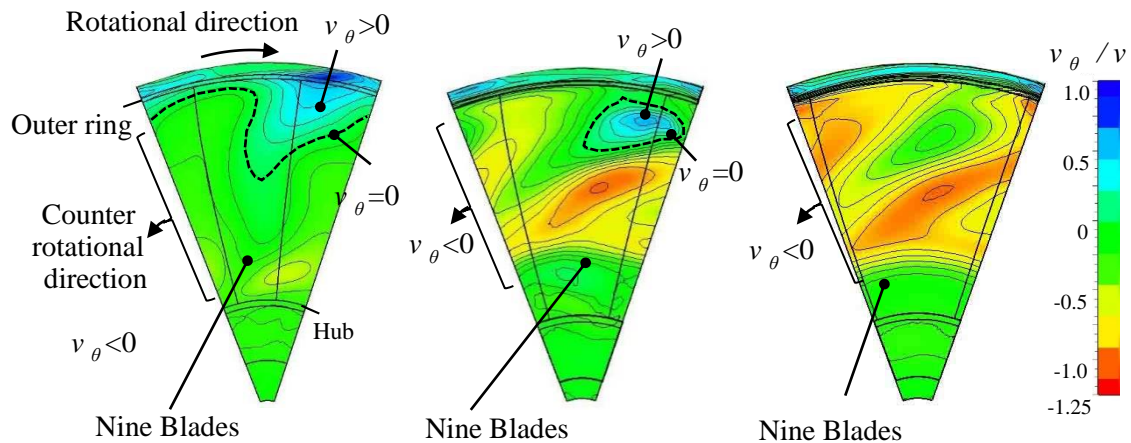
図 3.10 に各ソリディティにおける翼後流での絶対速度の回転方向成分 v_θ を示す。ここで、図 3.10(a), (b)の翼端にある正の回転方向成分 ($v_\theta > 0$) の領域は、回転方向前方にある翼により発生した回転方向成分である。これは $\sigma = 0.5, 0.75$ では翼弦長がベース

Sより小さく、翼後縁と速度分布の断面 $z/D_r=0.11$ との間隔が広くなることによる。ソリディティ σ が大きくなるにつれ、翼端部の正の回転成分 $v_\theta > 0$ の領域の面積は小さくなり、 $\sigma = 1.0$ では、全ての領域で $v_\theta < 0$ となり、翼全体が風車として作用していることがわかる。

図 3.11 に出力と効率につき、翼弦長によりソリディティを変更した場合（破線）と、節 3.5.2 の翼枚数により変更した場合（実線）とを比較して示した。ソリディティに対する傾向は両者ともほぼ同一であるが、翼弦長による変更の場合、出力がやや低くなっている。これは翼弦長拡大時にそり比の低減も合わせて変更しているためであると思われる。また、翼弦長の拡大は翼のアスペクト比（翼スパン/翼弦長）を低くしているが、それによる悪影響は見られなかった。正の回転方向成分 ($v_\theta > 0$) がなくなる $\sigma_m = 1.0$ では、効率は $\eta = -0.38$ にまで向上しており、一般風車相当の効率を得ることができた。

3・5・5 送風機効率への影響

ケース 1, 2, 3, 4 での送風機効率への影響を図 3.12 に示す。流量条件は $\phi = 0.19$ とした。これは送風機仕様を決定する低速登坂走行に相当する流量条件である。ケース 1 の前進角 γ を変更しても、図 3.12(a) に示す通り送風機効率はほとんど変化しなかった。ケース 3 のそり比 h/C の変更では（図 3.12(b) 参照）、そり比を低減するほど送風機効率は低下する。図 3.12(c) にはケース 2 の翼枚数の変更（実線）およびケース 4 の翼弦長の変更（破線）を合わせて示した。どちらも平均ソリディティが増加するほど送風機効率は増加する。ただし翼弦長の変更（破線）の場合には、送風機運転時における動力調整のためそり比 h/C の低減を同時に行っているため、翼枚数のみの変更（実線）よりも送風機効率が低くなっている。しかし動力調整のためそり比の低減を織込んでも、ソリディティの増加により送風機効率は向上し、前節で示した風車効率が最も高い平均ソリディティ $\sigma_m = 1.0$ での送風機効率はベース S と略同等である。



(a) Solidity $\sigma = 0.5$ (b) Solidity $\sigma = 0.75$ (c) Solidity $\sigma = 1.0$

Fig. 3.10 Tangential component of absolute velocity v_θ at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$) for Case 4. The higher the solidity is, the smaller the area of the positive tangential component, at the tip portion becomes. (a) When solidity σ is 0.5, the rotor has the large area in which the tangential component is positive. (b) When solidity σ is 0.75, the rotor has the smaller area of the positive tangential component. (c) When solidity σ is 1.0, the rotor does not have positive tangential component. At the whole region the rotor operates as a wind turbine.

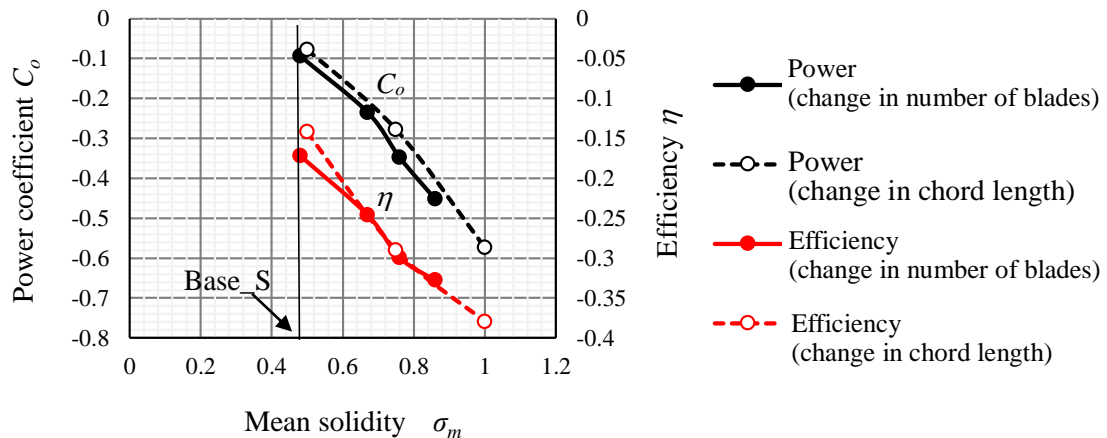
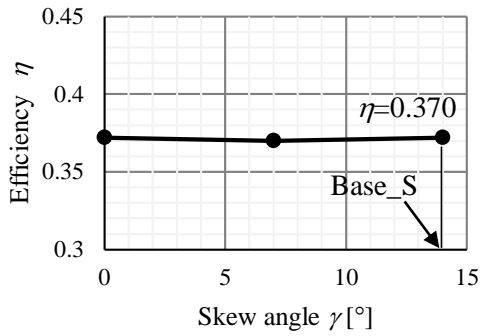
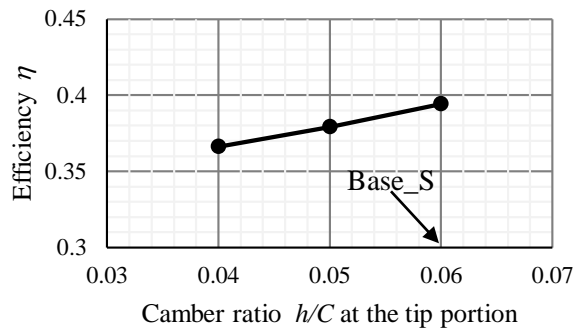


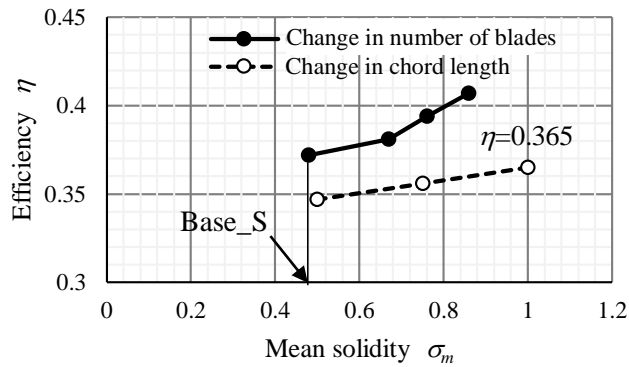
Fig. 3.11 Influence of chord length on the wind turbine power and efficiency for Case 4 ($\phi = 0.67$). The dashed lines show the power and efficiency when the chord lengths are changed. The chord lengths are designed so that the local solidities are constant in the radial direction. The power and efficiency increase as the mean solidity increases. The solid lines and the dashed lines have the same tendency along with the mean solidity.



(a) Influence of skew angle γ on the cooling fan efficiency for Case 1 ($\phi = 0.19$). The skew angle does not give great influence on the cooling fan efficiency.



(b) Influence of camber ratio h/C on the cooling fan efficiency for Case 3 ($\phi = 0.19$). The cooling fan efficiency decreases due to the decrease of the camber ratio.



(c) Influence of blade number on the cooling fan efficiency for Case 2 ($\phi = 0.19$) and influence of chord length for Case 4 ($\phi = 0.19$). The efficiency with the rotor whose chord length is changed is lower than the rotor whose blade number is changed, due to the decrease of the camber ratio. However the efficiency of the rotor with mean solidity $\sigma_m = 1.0$ is equivalent to Base_S rotor.

Fig. 3.12 Influence of main parameters on the cooling fan efficiency.

3.6 実験による検証結果

本節ではベース S と HS ($\sigma = 1.0$) の両ロータにつき、実験と CFD の比較検証を行う。図 3.13(a) に効率特性を示す。送風機作動時 ($\phi = 0.2$) では、両ロータは同等の効率を有しており、風車作動時 ($\phi > 0.4$) では HS はベース S の約 2 倍の効率が得られた。また HS はベース S と比べてより低風量で風車効率が最大となる。CFD と実験との比較では、風車作動時 ($\phi > 0.4$) は CFD と実験は良い一致が見られたが、送風機作動時 ($\phi < 0.3$) では CFD と実験とのずれが大きい。これは送風機作動時は逆圧力勾配であるため、風車作動時に比べ解析精度が悪くなることが考えられる。

図 3.13(b) に圧力特性を示す。負の C_p は定義より、ダクト内ゲージ圧 p が正圧となることを示している。HS はベース S と比べ、風車作動時には風量増加に伴いロータ前後の圧力差が急激に増加する傾向が見られる。したがって、HS を車両搭載する場合の風車出力の見積もりにおいては、車両の圧力特性に基づき、ロータを通過する風量を計算する必要がある。CFD は実験と比較して、風量に対する圧力変化の割合は対応がとれているが、絶対値でやや低めの圧力を示している。

図 3.13(c) に出力特性を示す。HS は、図 3.13(a) に示した効率向上と図 3.13(b) の圧力増加による風車入力の増加が得られるため、風車出力は、風量増に対し急激に増加する特性となる。CFD は圧力特性と同様、実験よりもやや低い出力を示す。

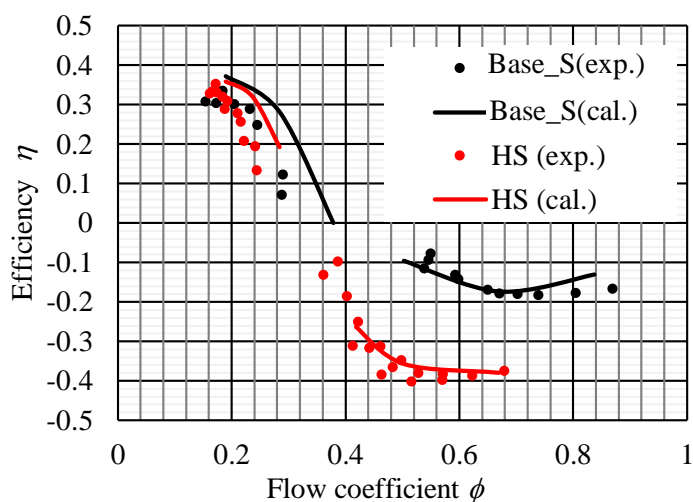


Fig. 3.13(a) Efficiency of Base_S and HS rotors. The efficiency at the cooling operation ($\phi = 0.2$) of High Solidity rotor is the same as that of Base_S rotor. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), High Solidity rotor has two times higher efficiency than Base_S rotor. The result of CFD calculation agrees well with the experimental one at the wind turbine condition.

Fig. 3.13 Performance characteristics of Base_S and High Solidity rotor with $\sigma = 1.0$ obtained by CFD calculation and experiment.

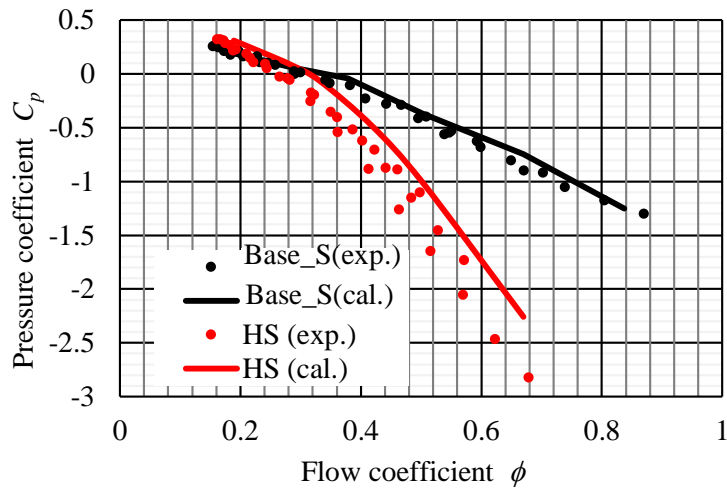


Fig. 3.13(b) Pressure coefficient of Base_S and HS rotors. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), pressure drop of High Solidity rotor drastically increases compared to Base_S rotor. The calculation results for High Solidity rotor shows slightly lower pressure drop than the experiment.

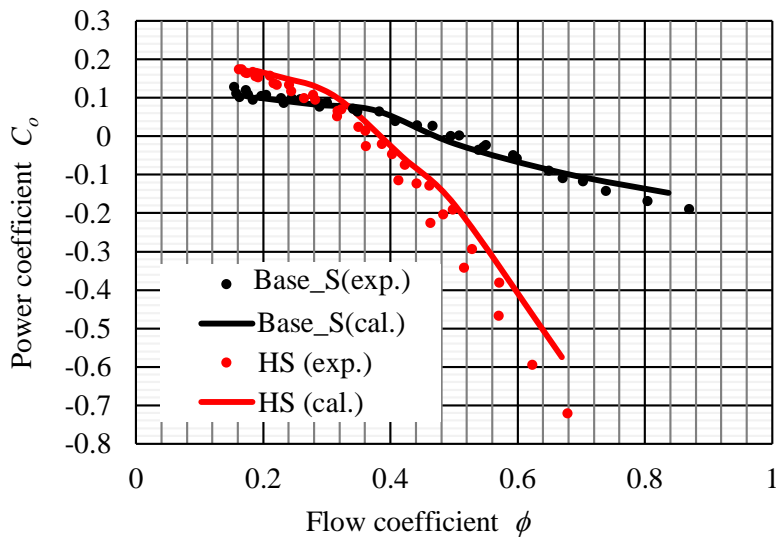
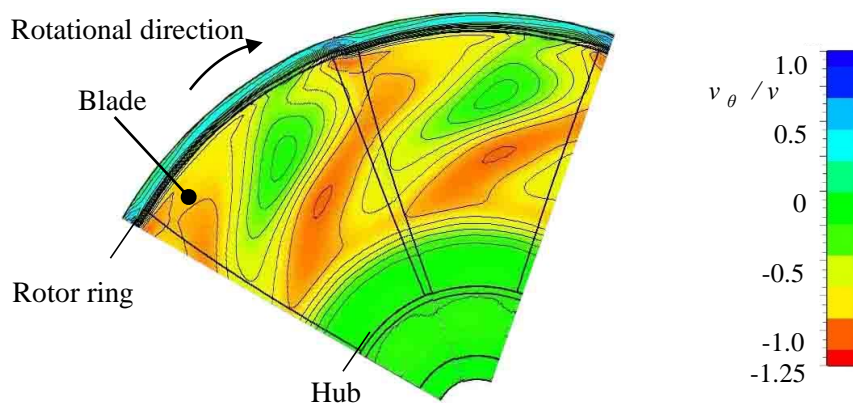


Fig. 3.13(c) Power coefficient of Base_S and HS rotors. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), power of High Solidity rotor drastically increases compared to Base_S rotor. This increase of power comes from not only the increase of efficiency but also the increase of the pressure drop. The calculation results of High Solidity rotor show slightly lower power than the experiment.

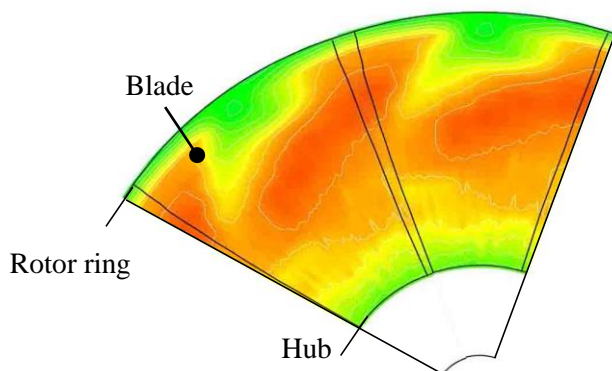
Fig. 3.13 Continued.

図 3.14 に流量係数 $\phi = 0.67$ の条件での HS の下流断面 $z/D_r = 0.11$ における絶対速度の周方向成分を示す。図には翼 2 ピッチ分の結果を示した。測定結果における翼後方の回転方向成分 v_θ は、翼根から翼端にかけて負であり、ベース S で見られるような回転方向の流れは見られない。これらの傾向は CFD と実験で定性的に一致する。したがって、風車条件では HS は翼全体が風車として作用している。ただし、翼中央から翼端の領域

とハブ近傍では、CFD による v_θ の絶対値は実験よりも低下している。これは CFD が実験より出力を低く算出していることと対応する。CFD が v_θ の絶対値を低く算出する要因の明確化は今後の課題であり、今後より詳細な流れ測定等を行い、CFD との比較検証を行っていく。



(a) CFD calculation.



(b) Hot-wire measurement.

Fig. 3.14 Tangential component of absolute velocity at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$) for High solidity rotor. High Solidity rotor has the negative tangential component throughout the section. It shows that the whole blade is effective in the wind turbine operation. This feature qualitatively agrees between CFD and experiment. The negative tangential velocity by CFD is smaller than that of experiment from the middle to the tip and near the hub portion, which corresponds to the fact that the calculated power of High Solidity rotor is lower than that of the measured power.

3.7 おわりに

本研究は自動車用送風機を風車としても活用し、送風機効率を維持しつつ風車出力を向上させることを目的とする。本章では翼ピッチ角以外の翼形状パラメータの影響を調査し、得られた主な結果を以下に示す。

- ・ソリディティを高くすることにより、風車作動時のロータ後流に発生していた絶対速度の回転方向成分を低減できることを CFD、および流れ測定にて確認した。この回転方向成分は風車効率を低減する要因となっているものであり、ソリディティを翼根から翼端にかけて $\sigma = 1.0$ に設定することにより、この回転方向成分は全後流域において消失し、風車効率が大きく向上した。
- ・翼の前進形状やそり比に対しては、今回の変更の範囲では風車効率への影響は少なかった。また、翼弦長の変更による高ソリディティ化の影響は、翼ピッチ変更による影響と類似していることから、アスペクト比の影響も少ないと考えられる。
- ・高ソリディティロータ $\sigma = 1.0$ の性能を実機にて確認し、風車条件での効率では CFD とほぼ対応する結果が得られた。しかし、送風機条件での効率や、風車条件での圧力特性や出力特性では CFD は実機の測定結果に対し、やや低い結果となっており、今後精度向上を図っていく。

第4章 高ソリディティ翼による実車での風車出力向上

4.1 はじめに

送風機／風車システムの欠点は、翼形状を送風機として最適化するため、風車時の出力が低いことである。出力を向上させる方法として、翼の抗揚比を小さくすること、もしくはソリディティ（翼弦長/翼間ピッチ）を大きくすることが考えられる。前者については、第2章で翼型を二重円弧型からS字型へと改良することにより送風性能を維持しつつ、風車出力を向上できることを報告した。後者については、第3章で高ソリディティロータが風車作動時に翼全体を有効に利用でき、風車出力を向上できることをCFDおよび実験にて確認した。しかし、ソリディティを大きくすることは、ロータの通風による圧力損失を増加させるため、実車通風系での風量低下の影響を検討する必要がある。

本章ではまず、ロータ単体での特性と実車搭載時の風車出力を測定し、高ソリディティロータがベースロータに対し、実車搭載状態では単体での効率比以上の出力が得られることを示す。つぎに、実車での通過風量をロータ単体特性と車両の冷却系圧力特性より求め、風車出力を試算する。これにより、ソリディティを適正に設定し最大風車入力が見られる風量条件にすることが風車出力を向上する要因であることを示す。

4.2 主な記号

- A : ロータ翼面積 ($= \pi(D_r^2 - D_h^2) / 4$)
- C_1 : 車両冷却系の圧力低下量の実験定数 (式 4.5)
- C_2 : 車両抵抗と熱交換器抵抗の実験定数 (式 4.6)
- C_3 : 車両抵抗と熱交換器抵抗の実験定数 (式 4.6)
- C_o : 出力係数 (式 2.2)
- C_p : 圧力係数 (式 2.3, 式 2.4)
- D_h : ハブ直径
- D_r : ロータ直径
- L_v : 車両損失動力 (式 4.2)
- L_{est} : ロータ特性および車両圧力特性による風車出力の試算値
- $L_{f,in}$: 風車入力 (式 4.3, 式 4.11)
- $L_{f,out}$: 風車出力 (式 4.4, 式 4.10, 式 4.12)
- P_f : ロータの圧力低下量 (式 4.9)
- $P_{v,f}$: 車両条件から算出されるロータの圧力低下量 (式 4.1, 式 4.8)
- $P_{v,h}$: 車両熱交換器の圧力低下量 (式 4.1)
- $P_{v,in}$: 車両流入部の圧力低下量 (式 4.1)
- $P_{v,out}$: 車両流出部の圧力低下量 (式 4.1)
- Q : 風量

- Q_0 : 風車入力 $L_{f.in} = 0$ となる風量
 Q_{est} : ロータ特性および車両圧力特性による動作点風量の試算値
 Q_{opt} : 風車入力 $L_{f.in}$ 最大となる風量
 S : ラジエータ面積
 u : ロータ周速度 ($= (D_r + D_h) \omega / 4$)
 V : 車速
 v : ロータ翼軸流速度 ($= Q / A$)
 v_r : ラジエータ通過風速
 $v_{r,0}$: 風車入力 $L_{f.in} = 0$ となるラジエータ通過風速
 $v_{r,opt}$: 風車入力 $L_{f.in}$ が最大となるラジエータ通過風速
 v_0 : 車両前方風速
 ΔP : 車両冷却系の圧力低下量 (式 4.1)
 ϕ : 流量係数 (式 2.1)
 η : 効率 (式 2.5, 式 2.6)

4.3 実験方法（実車搭載風車の出力測定方法）

供試ロータ（ベース S ロータ，HS ロータ）は第 3 章で報告したものと同一であり，ロータ特性を測定する実験装置は第 2 章で報告したものと同一のため，いずれも割愛し，ここでは実車での風車出力の測定方法について報告する．

図 4.1 に車両走行状態を模擬する風洞試験装置の全体図を示す．車両はヴィッツ（車両型式 GH-SCP10）を使用した．本風洞（吹出しサイズ：2200 mm x 1800 mm）では 160 km/h (44.4 m/s) までの試験が可能であり，車両冷却系および空調系部品の適合評価を行っている．ただし，一般環境試験用のため床は固定式である．この装置により一定車速風 60, 80, 100 km/h でのロータ回転数 N ，モータ（風車運転時には発電機として機能）電流値を測定し，電流値をトルク T に換算することにより風車出力 $L_{f,out}$ を算出した．

図 4.2 に冷却系の詳細を示す．フロントグリルから流入した冷却風が漏れなくロータを通過するように，コンデンサやラジエータとボデーとの隙間をシールした．また，ラジエータからロータへはシュラウドを介して通風し，この隙間もシールしている．

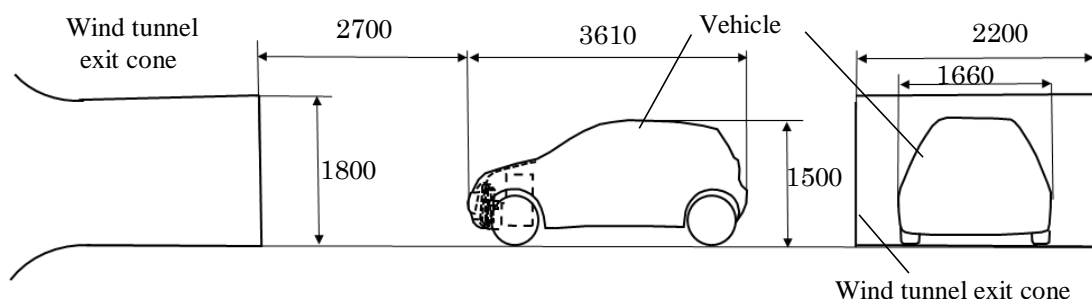


Fig. 4.1 Wind tunnel test equipment. This test equipment simulates a traveling vehicle. Motor current and revolution speed N are measured while the rotor is driven. The motor current is converted to the rotor torque to calculate the power $L_{w,out}$.

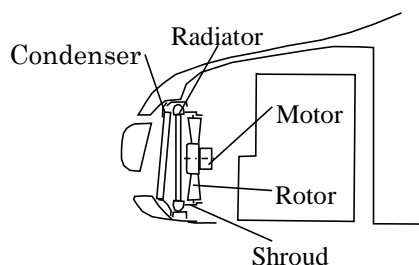


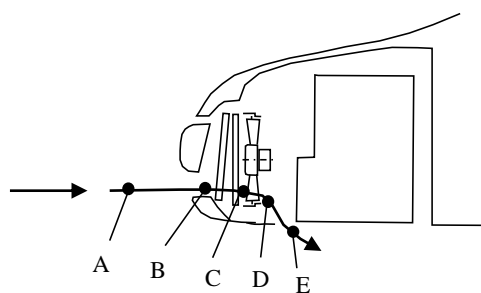
Fig. 4.2 Details of the cooling system. To equalize the air flow rate through the front grill with the flow rate through the rotor, the gap between the body and the condenser and the gap between the body and the radiator are sealed. Furthermore the shroud is mounted between the radiator and the rotor to seal the flow channel.

4.4 実車搭載時での風車出力の試算

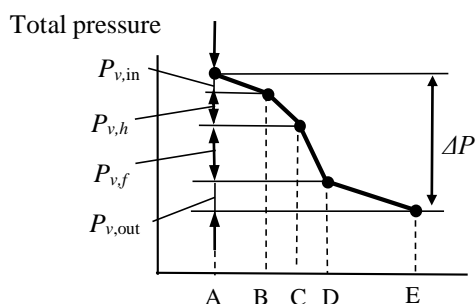
4.4.1 試算方法

本節では、冷却ファンを車両搭載し、風車として作動した場合における風車出力の試算方法を示す。図 4.3(a)は高速走行時において車両エンジンルームを通過する冷却風の概要であり、図 4.3(b)はその際にエンジンルーム内に生じる圧力変化の模式図である。車両前方（図 4.3(a)中の A 点）から車両流出部（図 4.3(a)中の E 点）までの全圧低下量 ΔP を以下の通り四つの抵抗に層別した。

$$\Delta P = P_{v,in} + P_{v,h} + P_{v,f} + P_{v,out} \quad (4.1)$$



(a) A flow path through which air flows from the inlet section A to the outlet section E.



(b) A total pressure drop through the cooling system

Fig. 4.3 Schematic of the air flow through the cooling system and the pressure change. (a) A flow path through the cooling system. (b) The total pressure drop through the cooling system ΔP is divided into four components, that is, an inlet drop of the rotor $P_{v,in}$, a drop through the heat exchangers $P_{v,h}$, a drop through the rotor $P_{v,f}$, and an outlet drop of the vehicle $P_{v,out}$.

ここで、 $P_{v,in}$ は車両フロント部の抵抗（A-B 間）、 $P_{v,h}$ は熱交換器の抵抗（B-C 間）、 $P_{v,f}$ はロータの抵抗（C-D 間）、 $P_{v,out}$ はエンジンルーム＋車両流出部の抵抗（D-E 間）にそれぞれ基づく圧力低下量である。また、冷却系通過風量を Q 、風車効率を η とすると、この圧力低下量を用いて冷却系通風に伴う車両損失動力 L_v 、風車入力 $L_{f,in}$ 、風車出力 $L_{f,out}$ は式(4.2)～(4.4)で示すことができる。

$$L_v = Q\Delta P = Q(P_{v,\text{in}} + P_{v,h} + P_{v,f} + P_{v,\text{out}}), \quad (4.2)$$

$$L_{f,\text{in}} = QP_{v,f}, \quad (4.3)$$

$$L_{f,\text{out}} = L_{f,\text{in}}\eta = QP_{v,f}\eta \quad (4.4)$$

上記の ΔP , $P_{v,\text{in}} + P_{v,h} + P_{v,\text{out}}$ を実車にて測定し, 式(4.5), (4.6)のように車両前方風速 v_0 , ラジエータ平均通過風速 v_r に対して整理することができる. ここで C_1, C_2, C_3 は実験定数である. なお, 冷却系通過風量 Q とラジエータ平均通過風速 v_r , ロータ軸方向平均通過風速 v との関係は式(4.7)で与えられる. ここで S はラジエータ面積, A はロータの流路面積である.

ΔP から車両抵抗(フロント部, エンジンルーム, 流出部)と熱交換器の抵抗分を除いたもの, すなわち $P_{v,f} = \Delta P - P_{v,\text{in}} - P_{v,h} - P_{v,\text{out}}$ は, 車両条件から算出されるロータ抵抗であり, 式(4.5)~(4.7)より車両前方風速 v_0 , 冷却系通過風量 Q の関数として式(4.8)で示すことができる.

$$\Delta P = C_1 \cdot \frac{1}{2} \rho v_0^2, \quad (4.5)$$

$$P_{v,\text{in}} + P_{v,h} + P_{v,\text{out}} = C_2 \cdot v_r^{C_3}, \quad (4.6)$$

$$Q = v_r \cdot S = v \cdot A, \quad (4.7)$$

$$P_{v,f} = \Delta P - P_{v,\text{in}} - P_{v,h} - P_{v,\text{out}} = C_1 \cdot \frac{1}{2} \rho v_0^2 - C_2 \cdot (Q/S)^{C_3} \quad (4.8)$$

一方, 風車作動時のロータ抵抗 $P_{v,f}$ は第2章, 式(2.4)にて示した圧力特性の実験値 C_p より式(4.9)にて求めることもでき, これを P_f とする.

$$P_f = -C_p \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2) \quad (4.9)$$

式(4.9)のロータ抵抗 P_f と, 式(4.8)の車両条件によるロータ抵抗 $P_{v,f}$ とは同一となる. この関係を用いて, 各車速およびロータ回転数における動作点風量 Q を算出し, ロータ出力特性(第2章, 式(2.2))より以下の式(4.10)で風車出力 $L_{f,\text{out}}$ を試算できる.

$$L_{f,\text{out}} = C_o \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2) Au \quad (4.10)$$

また，式(4.8)と式(4.7)を式(4.3)，(4.4)に代入することにより得られる式(4.11)，(4.12)でも，風車入力 $L_{f,\text{in}}$ と風車出力 $L_{f,\text{out}}$ を試算できる．

$$L_{f,\text{in}} = S \left(C_1 \cdot \frac{1}{2} \rho v_0^2 \cdot v_r - C_2 v_r^{c_3+1} \right), \quad (4.11)$$

$$L_{f,\text{out}} = \eta \cdot S \left(C_1 \cdot \frac{1}{2} \rho v_0^2 \cdot v_r - C_2 v_r^{c_3+1} \right) \quad (4.12)$$

4.4.2 風車入力最大となるロータ通過風量

式(4.11)に示す風車入力 $L_{f,\text{in}}$ に関して，車両前方の風速 v_0 が一定の条件を与えた場合，風車入力 $L_{f,\text{in}}$ が最大となるラジエータ風速 $v_{r,\text{opt}}$ と，風車入力 $L_{f,\text{in}} = 0$ （ロータ抵抗 $P_{v,f} = 0$ ）となるラジエータ風速 $v_{r,0}$ との比は次式となる．

$$\frac{v_{r,\text{opt}}}{v_{r,0}} = (C_3 + 1)^{-1/C_3} \quad (4.13)$$

ここで，実験定数 C_3 を広いレイノルズ数範囲に対応する 1.5 から 2.0 に変化させても，式(4.13)にて算出した $v_{r,\text{opt}}/v_{r,0}$ の変化は 0.54 から 0.58 と小さい．すなわち，どのような車両においても，風速比が約 1/2 となる風量条件で風車入力の最大値が得られると考えられる．

供試車両での風車入出力の試算結果を図 4.4 に示す．なお風車入出力の符号は負と定義した．車が 100 km/h ($v_0 = 27.8$ m/s) で走行し，ロータは風車として作動している状態を想定し，実験定数は $C_1 = 0.79$ ， $C_2 = 26.3$ ， $C_3 = 1.57$ とした．これは供試車両の冷却仕様を設計する際，通過風量の試算に使用した実験定数である．図 4.4 は冷却系通過風量 $Q = v_r S$ を変化させた時の，風車入力 $L_{f,\text{in}}$ ，風車出力 $L_{f,\text{out}}$ を示しており，風車効率を $\eta = 0.1, 0.2, 0.4$ とした．風車入力 $L_{f,\text{in}} = 0$ （ロータ抵抗 $P_{v,f} = 0$ ）となる風量は $Q_0 = v_{r,0} S = 0.91$ m³/s であり， $L_{f,\text{in}}$ が最大となる風量は $Q_{\text{opt}} = v_{r,\text{opt}} S = 0.50$ m³/s より，風速比は $v_{r,\text{opt}}/v_{r,0} = 0.55$ となる．また，風車効率 $\eta = 0.4$ のロータでは最大出力は $L_{f,\text{out}} = -44$ W と試算できる．

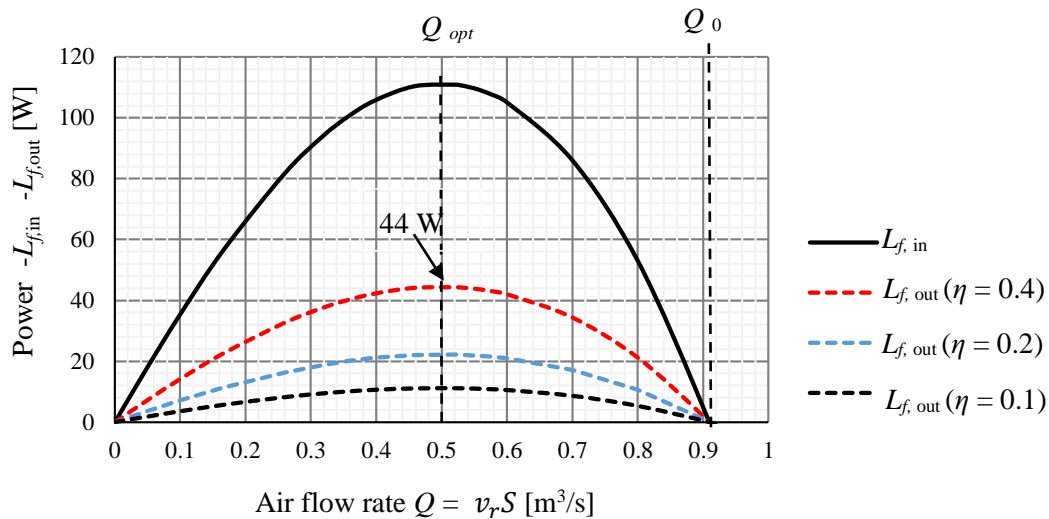


Fig. 4.4 Input and output power of wind turbine rotor as a function of air flow rate. At the air flow rate of $Q_{opt} = 0.50 \text{ m}^3/\text{s}$, maximum input power $L_{f,in}$ is provided. At the air flow rate of $Q_0 = 0.91 \text{ m}^3/\text{s}$, input power $L_{f,in}$ is not provided. The air flow ratio of $Q_{opt}/Q_0 (= v_{r,opt}/v_{r,0})$ is between 0.54 and 0.58 for usually used automotive cooling system. The estimation of maximum output power is -44 W when the rotor efficiency is 0.4.

4.5 実験結果と考察

4.5.1 ロータ特性

ベース S と HS の効率特性を図 4.5(a)に示す. 風車作動時 ($\phi > 0.4$) では, ベース S の最大効率は $\eta = -0.19$ であるのに対して, HS は $\eta = -0.4$ であり, 約 2 倍の効率が得られた. これは翼の中で風車として有効に作用している領域が, ベース S の場合には翼根から翼中央部であるのに対し, HS では翼全体が有効に作用しているためである. また風車効率が最大となる風量は, HS が $\phi = 0.55$ に対しベース S は $\phi = 0.70$ 近傍であり, HS はベース S よりも低風量で効率最大となる.

図 4.5(b)に圧力特性を示す. 定義より, 負の C_p はダクト内ゲージ圧 p が正圧となることを示している. HS はベース S と比べ, 風車作動時には風量増加に伴いロータ前後の圧力差が急激に増加する傾向が見られる.

図 4.5(c)に出力特性を示す. HS は, 図 4.5(a)に示した効率向上と図 4.5(b)の圧力増加による風車入力が増加が得られるため, 風車出力は風量増に伴い, さらに急激に増加する特性となる.

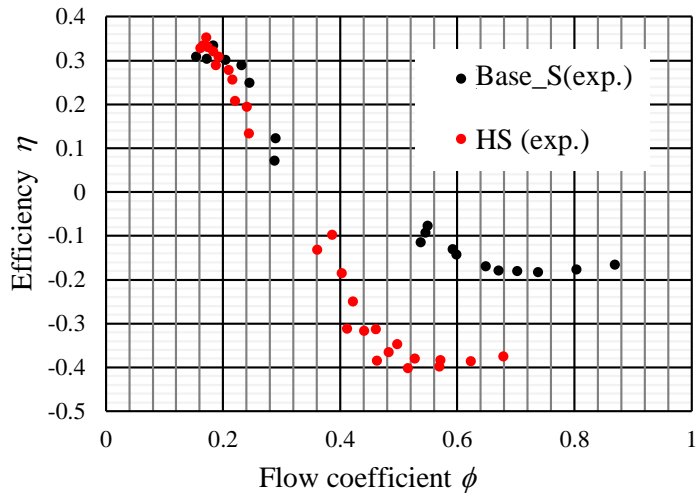


Fig. 4.5(a) Efficiency of Base_S and High Solidity rotors. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), High Solidity rotor has two times higher efficiency than Base_S rotor.

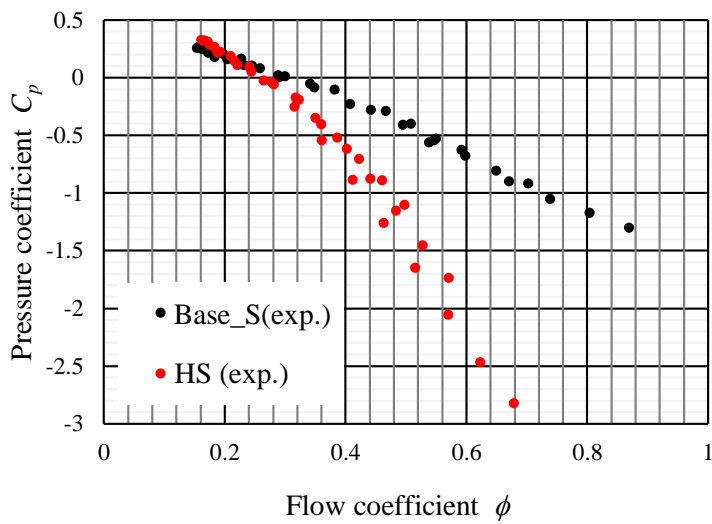


Fig. 4.5(b) Pressure coefficient of Base_S and High Solidity rotors. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), pressure drop of High Solidity rotor drastically increases compared to the Base_S rotor.

Fig. 4.5 Performance characteristics of Base_S rotor and High Solidity rotor obtained by experiment.

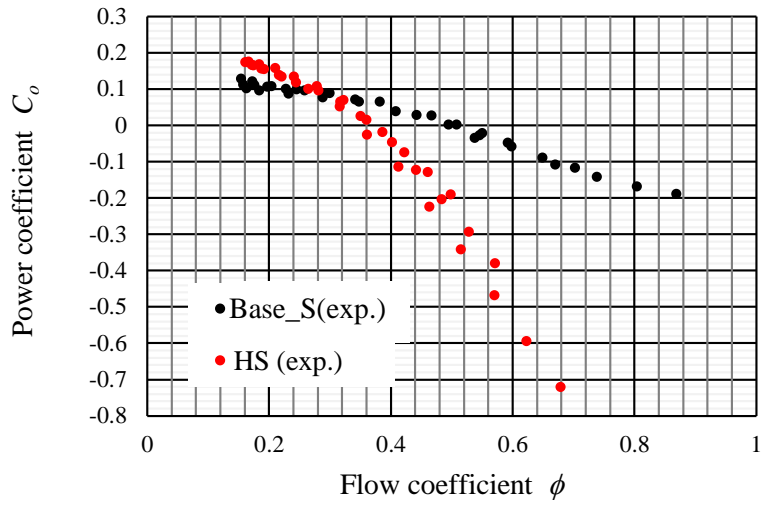


Fig. 4.5(c) Power coefficient of Base_S and High solidity rotors. At the wind turbine condition ($\phi > 0.4$), the power of High Solidity rotor drastically increases compared to Base_S rotor. This increase of power comes from not only the increase of efficiency but also the increase of the pressure drop.

Fig. 4.5 Continued

4.5.2 実車装着時の風車出力

図 4.6 にベース S および HS を実車に装着し、風車出力を測定した結果を示す。車速 60, 80, 100 km/h において、ロータ回転数に対する出力特性を比較した。100 km/h ではベース S の最大出力が-16 W であるのに対し、HS は-48 W と 3 倍の出力が得られた。これは単体特性での最大効率比である 2 倍以上の出力である。この理由はロータ抵抗の高い HS の動作点風量がベース S よりも低風量となり、節 4.4.2 に示した風車入力最大となる風量に近づいたためであり、次節にて詳述する。また自動車用 LED ヘッドライトの消費電力は約 30 W（片側）であり、HS の場合には車速 90 から 100 km/h の走行でこの電力を回生することができる。

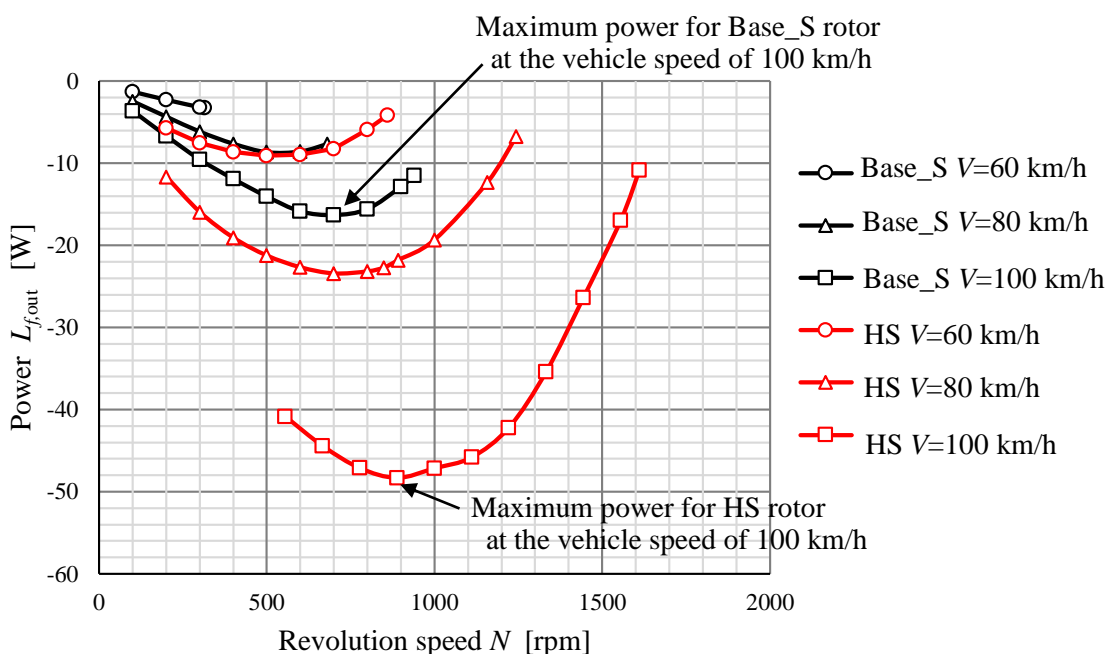


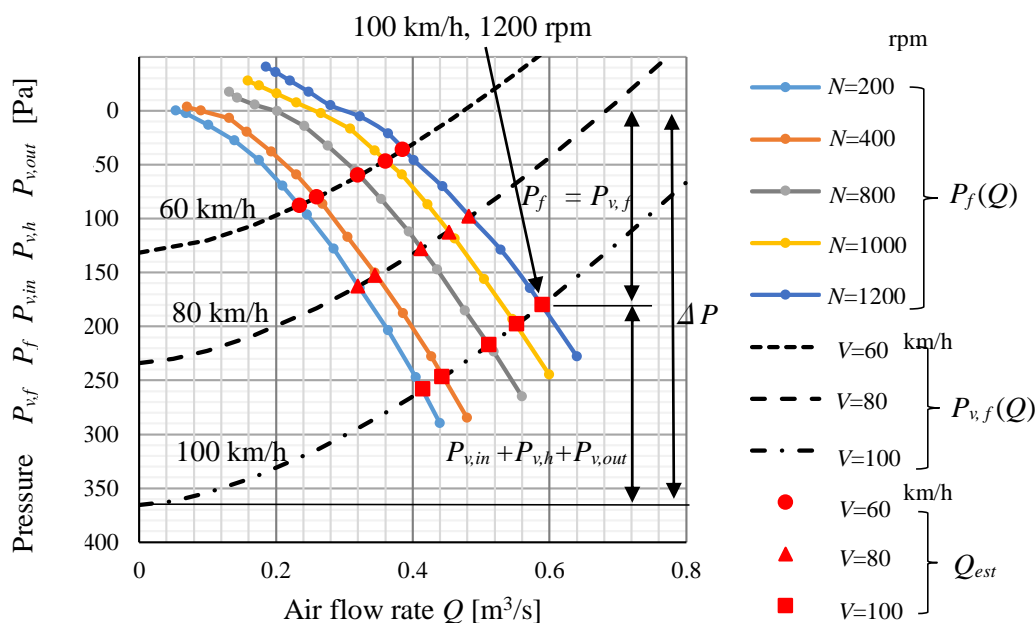
Fig. 4.6 Comparison of power output at the wind turbine operation between Base_S and High Solidity rotor installed on the vehicle. The output of Base rotor is -16 W at the vehicle speed of 100 km/h. On the other hand, the output of High Solidity rotor is -49 W that is three times higher than that of Base rotor. The increasing rate of wind turbine power by installing High Solidity rotor on vehicle is more than the increasing rate of efficiency.

4.5.3 動作点風量と風車出力の試算結果

図 4.7 に車両搭載時での HS の各車速における動作点風量の試算結果を示す。図中では、便宜上、正圧を下向きにとった。節 4.4.2 で示した供試車両の実験定数を用い、式 (4.8) より求めた車速 60, 80, 100 km/h のロータ抵抗 $P_{v,f}$ を黒点線、破線、一点鎖線でそれぞれ示す。これは、車両条件から算出されるロータ抵抗である。一方、節 4.5.1 で示した HS の圧力特性 $C_p(\phi)$ の測定結果より、ロータの抵抗特性 $P_f(Q)$ を 200~1200 rpm

で回転数毎に求め、図中に併せて示した。ロータ抵抗特性 $P_f(Q)$ と車両条件によるロータ抵抗 $P_{v,f}(Q)$ の交点の風量 Q_{est} が、当該ロータを車両に搭載した場合の各車速、回転数における動作点風量となる。HS の場合、車速 100 km/h、回転数 $N=1200$ rpm での動作点の風量は $Q_{est}=0.59$ m³/s である。

節 4.5.1 で示した HS の出力特性 $c_o(\phi)$ の測定結果から各回転数でのロータ出力 $L_{f,out}$ を求めて図 4.8 に実線で示す。この結果と図 4.7 で求めた各車速、回転数での動作点風量を用いると、車両搭載時の風車出力 $L_{f,out}$ を求めることができる。図中の赤プロット点が、各車速、回転数での動作点風量と風車出力であり、100 km/h 走行時での最大出力は回転数 $N = 1000$ rpm、風量 $Q = 0.56$ m³/s で得られ、 $L_{f,out} = -43$ W である。また、最大出力時の風量は、節 4.4.2 で求めた $L_{f,in}$ が最大となる風量 $Q_{opt}=0.50$ m³/s に近いことから、風車入力の面で有効な風量条件にて、HS が作動しているといえる。

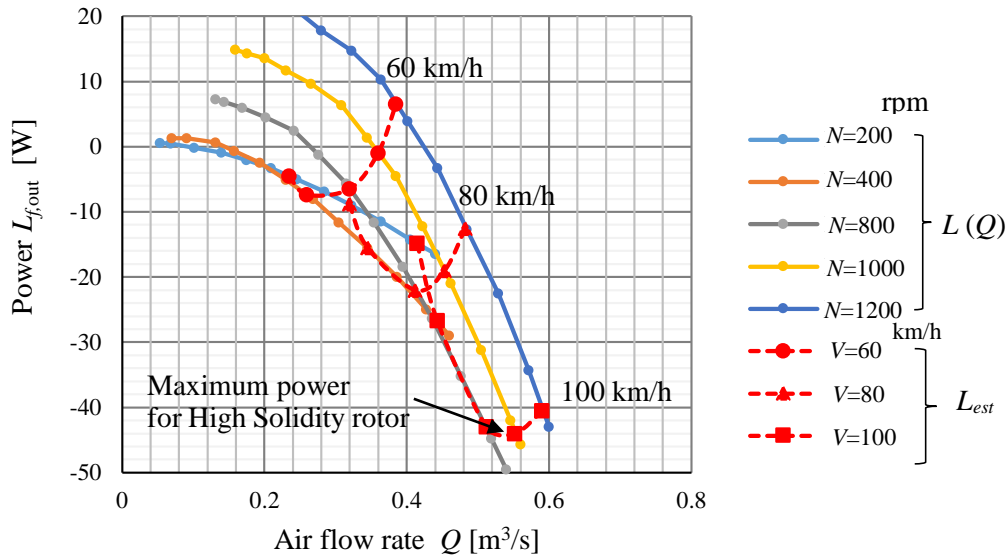


$P_f(Q)$: Rotor pressure curve for High Solidity rotor

$P_{v,f}(Q)$: Rotor pressure calculated by the vehicle condition

Q_{est} : Estimation of air flow rate at each vehicle condition

Fig. 4.7 Estimation of air flow rate through High Solidity rotor during the wind turbine operation. Rotor pressure calculated by the vehicle condition $P_{v,f}(Q)$ is shown by black dotted line, dashed line and chain line. Air flow rate through rotor is shown by the intersection point of $P_{v,f}(Q)$ and the rotor pressure curve $P_f(Q)$. When the rotational speed is $N=1200$ rpm and the vehicle speed is 100 km/h, the air flow rate of High Solidity rotor is $Q = 0.59$ m³/s.

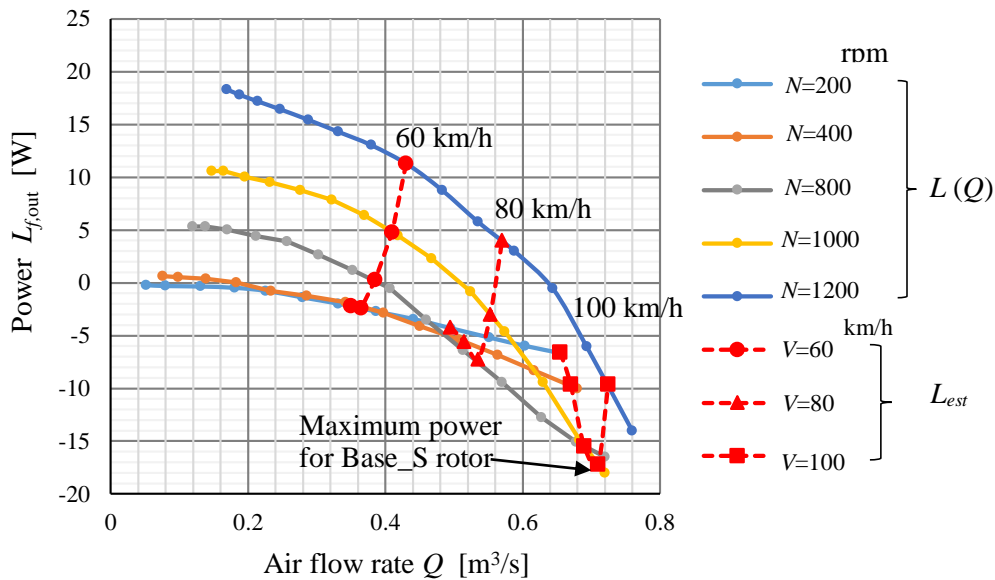


$L(Q)$: Rotor power curve for High Solidity rotor

L_{est} : Estimation of power output at each vehicle condition for High solidity rotor

Fig. 4.8 Estimation of power output $L_{f,out}$ using High Solidity rotor. Red symbols show the calculated air flow rates and power outputs of the rotor at various revolution speeds and vehicle speeds. The maximum power output of High Solidity rotor is -43 W when revolution speed is $N = 1000$ rpm and the air flow rate is $Q = 0.56 m^3/s$, which is close to the maximum input air flow rate Q_{opt} .

同様に求めたベース S の動作点風量と風車出力を図 4.9 に示す。ベース S の場合には、100 km/h 走行時での最大出力は、回転数 $N = 1000$ rpm、風量 $Q = 0.71 m^3/s$ で得られ、 $L_{f,out} = -17 W$ である。HS ロータよりも動作点風量が大きく風車入力が低下するため、ロータの最大効率比 (HS $\eta = 0.40$, ベース $\eta = 0.19$) 以上に、出力は低下する。



$L(Q)$: Rotor power curve for Base_S rotor

L_{est} : Estimation of power output at each vehicle condition for Base_S rotor

Fig. 4.9 Estimation of power output $L_{f, out}$ using Base_S rotor. The maximum power output of Base_S rotor is -17 W when rotational speed is $N = 1000\text{rpm}$ and the air flow rate is $Q = 0.71 \text{ m}^3/\text{s}$. The decrease of power using Base_S rotor is caused both by the low efficiency and the low pressure drop due to the large air flow rate.

4.5.4 風車出力試算の検証

風車出力の測定結果と前節で示した試算結果とを比較検証した。図 4.10 は HS での出力を各車速毎に比較した結果であり、実測値を黒線、試算値を赤線で示した。100 km/h 走行時での最大出力の実測値(-48 W)は、試算値(-43 W)よりやや大きくなっている。また最大出力が得られる回転数は 900 rpm であり、試算よりもやや低い回転数である。この最大出力値や回転数のズレの傾向は 60, 80 km/h の低車速でも見られるが、車速増加にともなう出力増加の傾向については、試算結果は実測にほぼ対応している。

ベース S の検証結果を図 4.11 に示す。この場合、最大出力が得られる回転数は実測と試算のズレが大きく、100 km/h 走行時での最大出力が得られる回転数は実測では 700 rpm、試算では 1000 rpm である。しかし、最大出力のズレは 1 W 程度であり、HS と同様に車速増加にともなう出力増加の傾向は、ほぼ対応している。

今回の試算において最大出力回転数のズレが生じた原因の一つとして、図 2.3 の装置を用いて測定したロータ単体特性を基に試算している点が考えられる。ロータ単体特性は均一な流入条件で測定するが、実車においては車両搭載物の影響により、均一な流入条件とはいえない。不均一な流入によって風車特性が変化し、最大出力回転数のズレが

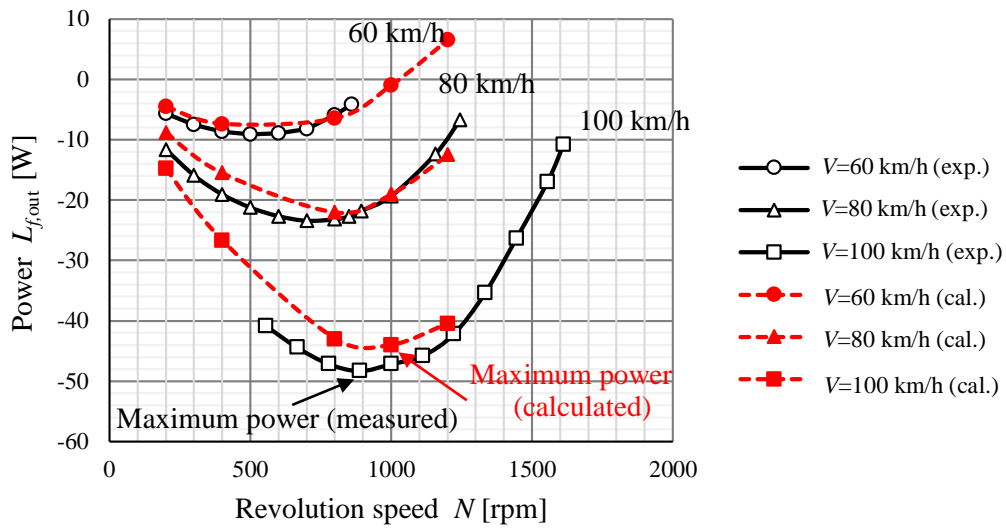


Fig. 4.10 Comparison of wind turbine power using High Solidity rotor between experimental results and calculation results. The measured power is a little higher than the calculated power. The measured revolution speed at the maximum power condition is slightly lower than the calculated revolution speed, though the calculation results agree qualitatively well with the experimental results.

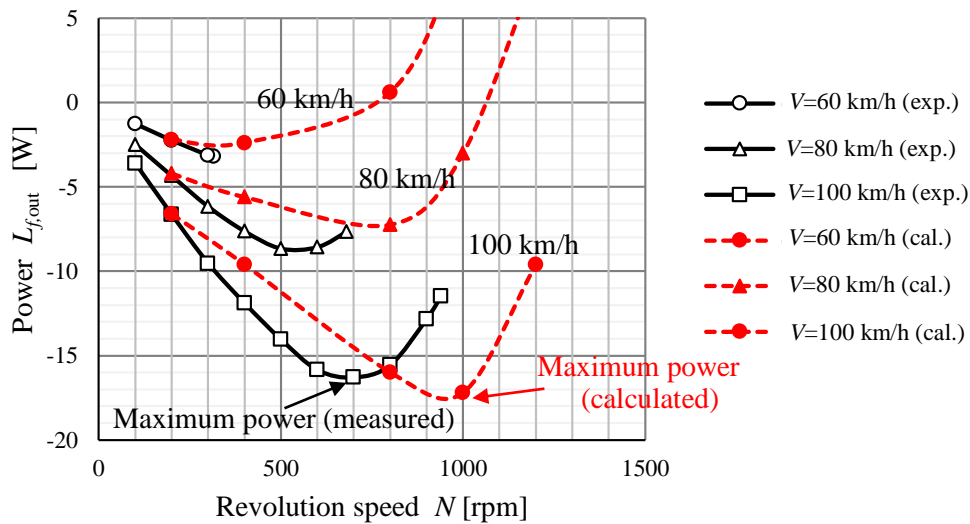


Fig. 4.11 Comparison of wind turbine power using Base_S rotor between experimental results and calculation results. The measured revolution speed at the maximum power condition is much lower than the calculated revolution speed. However the calculated power is roughly similar to the measured power.

生じることが考えられ、特にソリディティが小さく、ロータ抵抗の低いベース S ロータの場合には、その影響を受けやすいことが予想される。しかしながら、今回の試算方法でも、最大出力の試算結果は実測とほぼ対応した傾向を示しており、ソリディティを大きくすることにより、通過風量は低減するが、最大出力の得られる風量に近づくことにより、最大効率比以上の風車出力が得られることを検証できた。

4.6 おわりに

本研究は自動車用送風機を風車としても活用し、送風機効率を維持しつつ風車出力を向上させることを目的とする。本章では高ソリディティロータを実車に搭載した際の風車出力の試算と実測より、以下の結果を得た。

- ・自動車用送風機を風車として活用する場合、風車への入力動力が最大となる冷却系通過風量は、ロータ抵抗 P_f が 0 となる最大風量の約 1/2 である。したがってロータソリディティを適正に設定して最大風車入力 that 得られる風量条件とすることにより、風車効率向上に加えて出力増加を得ることができる。
- ・ロータの単体性能を基に実車性能を試算する方法は、風車最大出力の車速に対する特性では、ほぼ実測に対応する結果が得られたが、回転数に対する特性については十分な精度が得られなかった。この原因として、車両搭載物の影響によりロータへ不均一な速度分布が流入し、ロータ特性が変化したことが考えられ、付録 A に現時点での調査結果を記載した。

第5章 風車による車両冷却系空気抵抗への影響

5.1 はじめに

自動車の燃費向上に向けた技術開発として電力回生や空気抵抗低減がある。自動車の電力回生はブレーキによる回生が一般的であるが、風車を用いた研究例としてトラックでの回生の例(藤本ら, 2009⁽⁴⁾)がある。この例では風車をキャビン上に設置しており、通常走行で風車を使用すると風車の通風による空気抵抗の増加は車両抵抗の増加を生じる。したがって風車をキャビン上に設置する場合には、風車の作動は減速走行時に限定される。

一方、空気抵抗低減のため、冷却系に着目した技術がある。冷却系を通風することによる空気抵抗は、車両全体の抵抗の4.5~9%を占めており(炭谷他, 2004⁽⁸⁾)、この抵抗を低減するため、可動シャッタにより通過風量を必要時に合わせて制御することや(前田他, 2011⁽⁹⁾)、エンジンルームから車外への流出による抵抗を減らす検討(Gregor, et al., 2010⁽¹⁰⁾) (Lasse, et al., 2010⁽¹¹⁾) が近年行われている。

これらに対し、冷却系の流路に風車を搭載する Huang, et al.(2006)⁽⁷⁾の例では、冷却系の空気抵抗により消費している動力の一部を電力として回生するため、電力回生と同時に冷却系の通過風量を減らし、空気抵抗の低減ができる可能性がある。しかし、車両の空気抵抗を測定するためには一般に専用設備が必要であり、さらに風車の影響を調査するためには精度の高い試験を行う必要がある。

本章では、ロータを車両冷却系に搭載した場合の冷却系通風に伴う空気抵抗への影響につき、汎用的な設備を用いて計測する方法について報告する。この実験により、冷却系に風車を搭載することは電力回生と同時に空気抵抗を低減する効果もあることを明確にした。さらに、冷却系の空気抵抗を CFD にて解析することにより、実験と同様の効果があることを確認し、本研究で採用した冷却系空気抵抗計測方法の妥当性を示した。

5.2 主な記号

- A_c : コンデンサ面積
- A_v : 車両前方投影面積
- C : 翼弦長
- C_1 : 熱交換器の抵抗係数 (式 5.8)
- C_2 : 熱交換器の抵抗係数 (式 5.8)
- C_3 : ロータの抵抗係数 (式 5.9)
- C_4 : ロータの抵抗係数 (式 5.9)
- C_d : 車両全体の抗力係数
- $C_{d,c}$: 冷却系通風による抗力係数 (式 5.5)
- C_{max} : 最大キャンバー位置

D	: 冷却系通過風による抗力
H	: 車両正面高さ
H_c	: コンデンサの高さ
L_0	: 車両前方風のエネルギー ($=0.5\rho v_0^3 A_v$)
L_v	: 車両損失動力 (式 5.4), (式 5.10)
$L_{f,in}$: 風車入力 (式 5.6)
$L_{f,out}$: 風車出力 (式 5.7)
l_x	: x 軸方向のエンジン長さ
l_y	: y 軸方向のエンジン長さ
l_z	: z 軸方向のエンジン長さ
N	: ロータ回転数
n	: 逆キャンバー率 (式 2.8)
P	: 車両流出口での全圧
P_0	: 車両前方での全圧
P_1	: 車両流入部の全圧
P_2	: 車両アンダーカバー下端の静圧
P_f	: ロータの圧力低下量
$P_{v,f}$: 車両条件から算出されるロータの圧力低下量
$P_{v,h}$: 車両熱交換器の圧力低下量
$P_{v,in}$: 車両流入部の圧力低下量
$P_{v,out}$: 車両流出部の圧力低下量
Q	: 体積流量
S	: ラジエータ面積
T	: ロータトルク
t	: 翼ピッチ
u_τ	: 摩擦速度 ($=\sqrt{\tau_w/\rho}$)
V	: 車速
V_c	: コンデンサ平均通過速度
v	: ロータ局所速度
v_0	: 車両前方速度
v_c	: コンデンサ局所速度
$v_{out,y}$: エンジンルームからの流出成分の y 成分
W	: 車両正面幅
W_c	: コンデンサの幅
x_c	: コンデンサ x 軸方向位置
y_c	: コンデンサ y 軸方向位置

- y^+ : 壁変数 ($= u_\tau y / \nu$)
- ΔP : 車両冷却系の全圧低下量 (式 5.3)
- δ : 逆キャンバー高さ
- η : 風車効率
- σ : ソリディティ($= C/t$)

5.3 実験装置と実験方法

5.3.1 冷却系空気抵抗の測定方法概要

測定方法の概要を図 5.1 に示す. 車両が一定速度で走行している状態 (図 5.1(a)) では, 車両前方速度 v_0 と風車ロータの回転数 N に応じた冷却系の体積流量 (以下では流量) Q および車両流入部から流出部への全圧低下 ΔP が発生しており, 車両は $Q\Delta P$ の動力を消費している. この流量 Q と全圧低下 ΔP を正確に測定することができれば, 冷却系通風による損失動力を求めることができるが, 速度, 圧力ともに測定箇所による変化が大きく, 走行状態での測定は困難である. しかし, 図 5.1(b)に示すように車両前方をダクトで接続し送風する試験方法では, 流量 Q , 全圧低下 ΔP の測定が可能である.

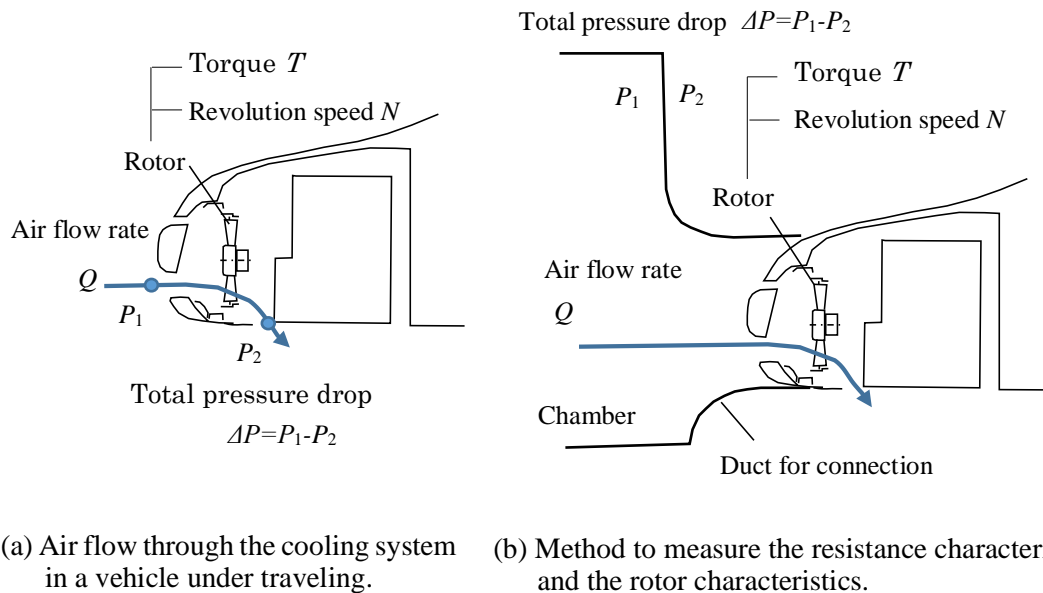


Fig. 5.1 Schematic of the method to measure the air resistance through vehicle cooling system. (a) It is difficult to measure air flow rate Q and total pressure drop ΔP during vehicle running. (b) Torque T and total pressure drop ΔP can be measured by this method, and they are formulated by Eqs.(5.1) and (5.2). Using Eq.(5.1), air flow rate Q during vehicle running can be calculated from torque T and revolution speed N which are measured during vehicle running. Furthermore total pressure drop ΔP during vehicle running can be calculated using Eq.(5.2).

本研究では、まず図 5.1(b)の試験により風車作動条件において、流量 Q 、回転数 N を変えてトルク T を測定し式(5.1)を得る。

$$T=f(Q,N) \quad (5.1)$$

また、同一条件において全圧低下 ΔP の測定から式(5.2)を得る。

$$\Delta P=g(Q,N) \quad (5.2)$$

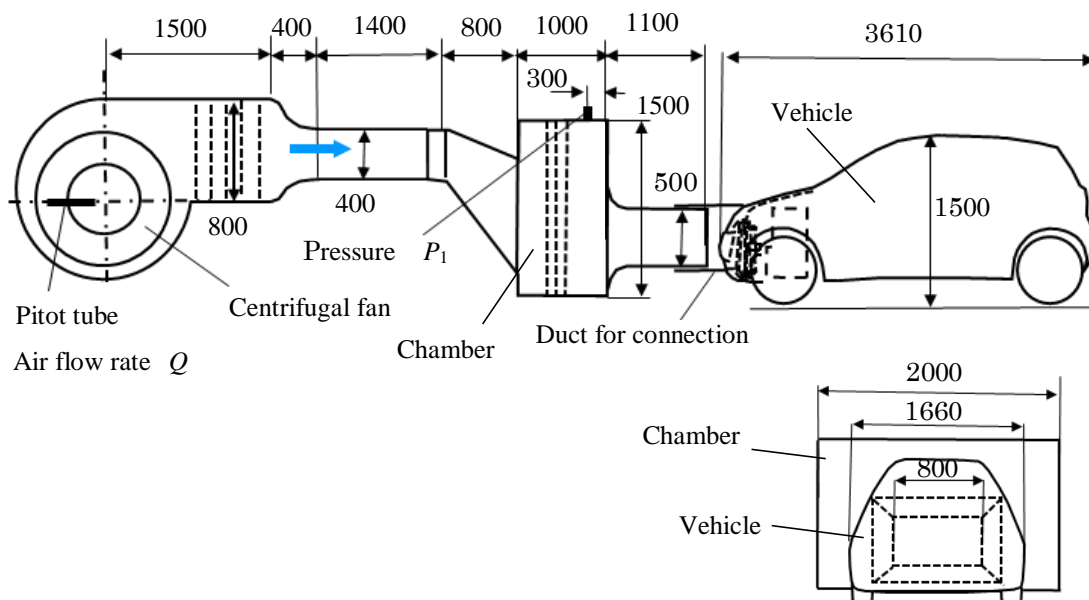
つぎに、図 5.1(b)の冷却系の流れが走行時（図 5.1(a)）と同一であれば、トルク T も同一なので、走行時にトルク T と回転数 N を測定すれば、式(5.1)より走行時の流量 Q を推定することができる。さらに、その推定流量 Q から式(5.2)によって全圧低下 ΔP も推定することができ、冷却系の損失動力 $Q\Delta P$ を算出することができる。

5.3.2 車両冷却系空気抵抗の測定方法

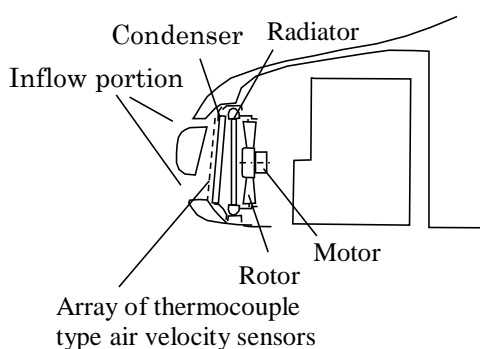
図 5.2(a)に車両冷却系のトルク特性（式(5.1)）および圧力特性（式(5.2)）を測定する試験装置 A の全体図を示す。車両はヴィッツ(車両型式 GH-SCP10)を使用した。車両に送風する遠心送風機の吹出口（400 x 400 mm）と車両と接続するチャンバ吹出口（800 x 500 mm）に位置のずれと寸法差があるため、幅 2000 x 高さ 1500 x 奥行 1000 mm のチャンバを介して送風機からの流れを一旦減速し、金網にて整流した後、チャンバ吹出口で絞って車両へ流入させた。車両冷却系のコンデンサのサイズ（幅 470 x 高さ 310 x 奥行 16 mm）およびラジエータのサイズ（幅 500 x 高さ 340 x 奥行 16 mm）に対し、チャンバ本体の幅（2000 mm）および高さ（1500 mm）は各熱交換器の約 4 倍とした。流量 Q は遠心送風機の吸込み部の速度をピトー管で測定し、面積積分して求めた。車両冷却系の入口ゲージ圧はチャンバの内圧を周囲壁面上の 4 点で測定し、その平均値とした。なお、この 4 点の最大偏差は平均値の 1%程度である。また、チャンバ内の平均速度による動圧は、今回の試験条件では入口ゲージ圧の 0.1%以下であり、入口ゲージ圧は全圧と同等である。チャンバ吹出口と車両とを接続することによって、車両前面の流線は実際の車両とは異なるが、チャンバ吹出口断面での動圧は最大 2.4 Pa であり、測定ゲージ圧の 1%以下のため流線の差の影響は小さいと考えられる。また、冷却系の通過流量と速度分布を流れの相似性の検証のため測定した。車両とチャンバとの接続は樹脂製の接続ダクトを使用し、接合部には厚み 10 mm のゴムシートを接着して漏れを防止した。

図 5.2(b)は冷却系の詳細を示す。車両流入部からロータまで空気漏れないよう隙間部へのシールを行ない、コンデンサ前面に合計 36 点の熱電対形流速計を図 5.2(c)の位置に取付けた。本実験で用いた熱電対形流速計（豊田通商）は 50 μm のニクロム線を加熱し熱電対での測定温度より速度を求めている。

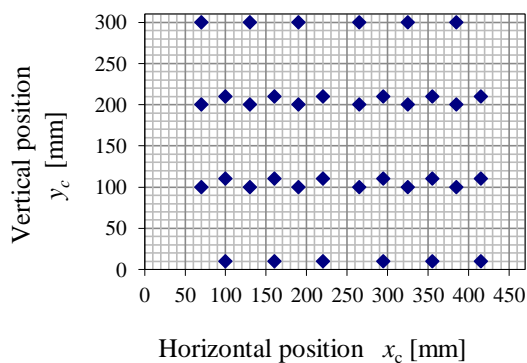
各作動状態におけるトルクはモータ電流値より換算した。トルクは電流値に比例するので、トルクメータにより測定したトルクと、測定したモータ電流値から比例定数を求めた。



(a) Overview of wind tunnel test equipment A.



(b) Detail of the cooling system.

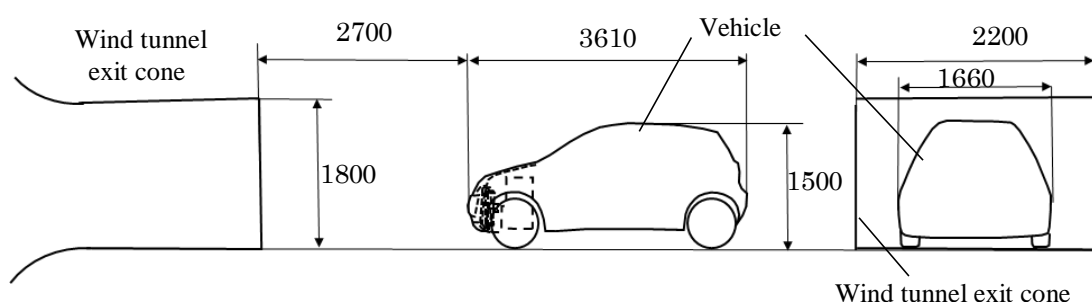


(c) Mounted positions of velocity sensors.

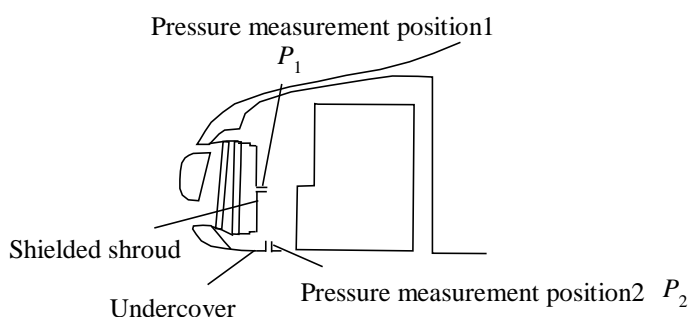
Fig. 5.2 Wind tunnel test equipment A. (a) We measured the torque characteristics (Eq. (5.1)) and the total pressure drop characteristics (Eq. (5.2)) by this test equipment. The centrifugal fan blows the air through the chamber toward the vehicle. The chamber is used to smooth the velocity distribution. The dimensions of the chamber is about four times larger than the vehicle. The air flow rate is measured by the pitot tube at the inlet of the centrifugal fan. The static pressure is measured at the chamber. (b) Thermocouple type air velocity sensor is mounted in front of the condenser to confirm the velocity distribution and the air flow rate through the condenser. (c) Thirty six sensors are mounted in front of the condenser.

図 5.3(a)に車両走行状態を模擬する風洞試験装置 B の全体図を示す. 本風洞 (吹出口: 2200 x 1800 mm) では車両前方速度 (車速) $v_0 = 44.4 \text{ m/s}$ ($V = 160 \text{ km/h}$) までの試験が可能だが, 一般環境試験用のため床は固定式である. 可動式床を用いた場合との冷却系空気抵抗の差は後述する CFD により求め, 1% 以下であることを確認した. この装置により, 一定の車両前方速度 v_0 にてロータ回転数 N , モータ電流値を測定し, 電流値をトルク T に換算することにより, 式(5.1)から流量 Q を推定し, 式(5.2)から全圧低下 ΔP を推定した. また, 実験装置 A と同様に冷却系の流量 Q を熱電対形流速計にて測定し, 推定値の検証を行った.

試験装置 B ではさらに, CFD の検証のため冷却系への通過風を遮断した場合の全圧 P_1 と静圧 P_2 を測定した. 図 5.3(b)に示すように, ロータを取外して遮蔽板にてラジエータを覆い, 遮蔽板前面の全圧 P_1 を測定した. これは車両への流入風を遮断することにより, 流入部の速度分布がなくなり圧力が均等化されることが予想され, 測定精度が向上するためである. またエンジンルームから流出するアンダーカバー端部での静圧を測定し P_2 とした.

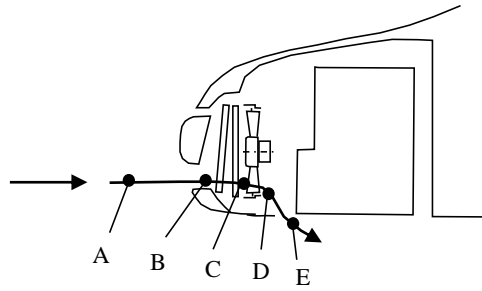


(a) Overview of wind tunnel test equipment B.

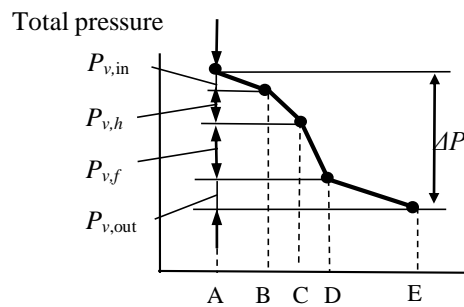


(b) The method to measure the ram pressure.

Fig. 5.3 Wind tunnel test equipment B. (a) This test equipment simulates a traveling vehicle. Rotor torque T and revolution speed N are measured by the same method as that of the test equipment A. Therefore the air flow rate Q and the total pressure drop ΔP can be estimated by Eqs.(5.1) and (5.2). The air flow rate through cooling system is measured to confirm the estimation by the same method as the test equipment A. (b) To measure the ram pressure P_1 , the shield plate is mounted instead of the rotor and the pressure is measured at the position 1. The exit pressure P_2 is measured at the under-surface of the undercover.



(a) A flow path that air flows from the inlet section A to the outlet section E.



(b) A total pressure drop through the cooling system.

Fig. 5.4 Schematic of the air flow through the cooling system and the pressure change. (a) A flow path through the cooling system. (b) The total pressure drop through the cooling system ΔP is divided into four components, that is, an inlet drop of the rotor $P_{v,in}$, a drop through the heat exchangers $P_{v,h}$, a drop through the rotor $P_{v,f}$, and an outlet drop of the vehicle $P_{v,out}$.

車両冷却系の全圧低下を図 5.4 のように定義した. 車両上流 A から熱交換器上流 B での車両流入部の全圧低下量を $P_{v,in}$, 熱交換器での全圧低下量 (B~C) を $P_{v,h}$, ロータでの全圧低下量 (C~D) を $P_{v,f}$, 車両流出部の全圧低下量 (D~E) を $P_{v,out}$. 冷却系全体 (A~E) の全圧低下量を ΔP とした.

本章ではロータを風車として作動させ, 冷却系通風に伴う損失動力 L_v を式(5.4)により, 抵抗係数 $C_{d,c}$ を式(5.5)により求めた. ここで抵抗係数 $C_{d,c}$ は車両冷却系を通風する抗力 D を車両前方速度 v_0 と車両前方投影面積 A_v で無次元化したものである. 風車入力 $L_{f,in}$ はロータの全圧低下 $P_{v,f}$ と流量 Q より式(5.6)で求め, 風車出力 $L_{f,out}$ はトルク T と回転角速度 ω より式(5.7)で求めた.

$$\Delta P = P_{v,in} + P_{v,h} + P_{v,f} + P_{v,out}, \quad (5.3)$$

$$L_v = Dv_0 = Q\Delta P, \quad (5.4)$$

$$C_{d,c} = D / (0.5\rho v_0^2 A_v) = L_v / (0.5\rho v_0^3 A_v) = QAP / (0.5\rho v_0^3 A_v), \quad (5.5)$$

$$L_{f,in} = QP_{v,f}, \quad (5.6)$$

$$L_{f,out} = T\omega = \eta QP_{v,f} \quad (5.7)$$

5.3.3 供試ロータ諸元

本章に関わる研究ではロータ抵抗の大きく異なる 2 種類のロータを使用した。図 5.5(a)はベースロータであり、自動車用送風機として一般に使用されている 5 枚翼のロータである。図 5.5(b)は翼枚数および翼弦長を増やして、高ソリディティとしたロータである。なお、以下では高ソリディティロータを HS ロータ (High Solidity rotor) と呼ぶ。

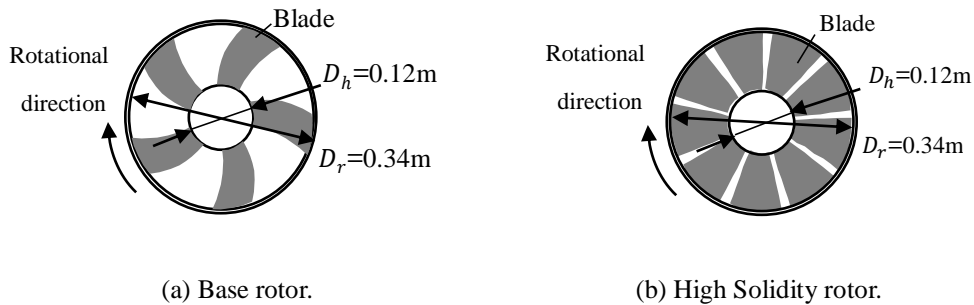


Fig. 5.5 Planforms of testing rotors. (a) Base rotor has a configuration commonly used for vehicle cooling fan. (b) High Solidity rotor has nine blades to suppress the axial thickness of the rotor even for its high solidity.

Table 5.1 Blade configurations of Base rotor and High Solidity rotor. Blade profile of the base rotor is double circular arc and the high solidity rotor is S-shaped. Local solidity of Base rotor decreases from the root to the tip. The local solidity of the high solidity rotor is kept $\sigma = 1.0$ from the root to the tip.

	Base rotor			High Solidity rotor		
	root	middle	tip	root	middle	tip
Blade profile	<p>Double circular arc profile</p>					
Chord length C	0.045 m	0.067 m	0.085 m	0.040 m	0.079 m	0.107 m
Local solidity $\sigma = C/t$	0.63	0.47	0.43	1.0	1.0	1.0

表 5.1 には翼仕様を示す。ベースロータの翼型は 2 重円弧翼であり，HS ロータの翼形状は S 字翼型である。S 字翼型は後縁側に逆キャンバーを設定し，迎え角が負となる風車条件での揚力を向上することができる。逆キャンバー量 δ は 2 重円弧翼のキャンバーからの修正量であり，逆キャンバー比 ($\delta/(C-C_{max})$) は，風車条件での揚力向上と，送風時での性能低下を抑制するため $\delta/(C-C_{max})=0.04$ とした。ここで C_{max} は最大キャンバー位置である。局所ソリディティ σ (= 翼弦長 C / 翼ピッチ t) はベースロータが翼根から翼端にかけて $\sigma=0.63\sim0.44$ に変化しているのに対し，HS は $\sigma=1.0$ で一定である。

5.4 CFD 解析方法

車両冷却系の空気抵抗の推定とエンジンルーム内流れの解析を行うため，CFD 解析を行った。解析には汎用解析ソフト (FINE/Open NUMECA 社) を使用し，定常 RANS 解析を行った。使用した解析モデル全体を図 5.6 に，車両部近傍を図 5.7 に示す。

解析領域の断面は車両正面幅 W および高さ H のそれぞれ 10 倍とし，車両上流には全長 L をとり，下流はその 3 倍とした。なお上流を $2L$ ，下流を $4L$ としても後述する抵抗係数の変化は 1% 以下であった。床面および車両表面はすべり無し条件とし，車速相当での床面の移動有無の影響を調べた。床面以外の外部境界はすべり条件である。車両形状やエンジン形状は簡易的なものであり，各要因が抵抗に及ぼす影響を調査した。

解析に用いた最少メッシュサイズはバンパ近傍で車両高さ H の $1/300$ とし，入口境界のメッシュサイズ (H の $1/20$) に向け徐々に拡大した。冷却系流出部の最少メッシュサ

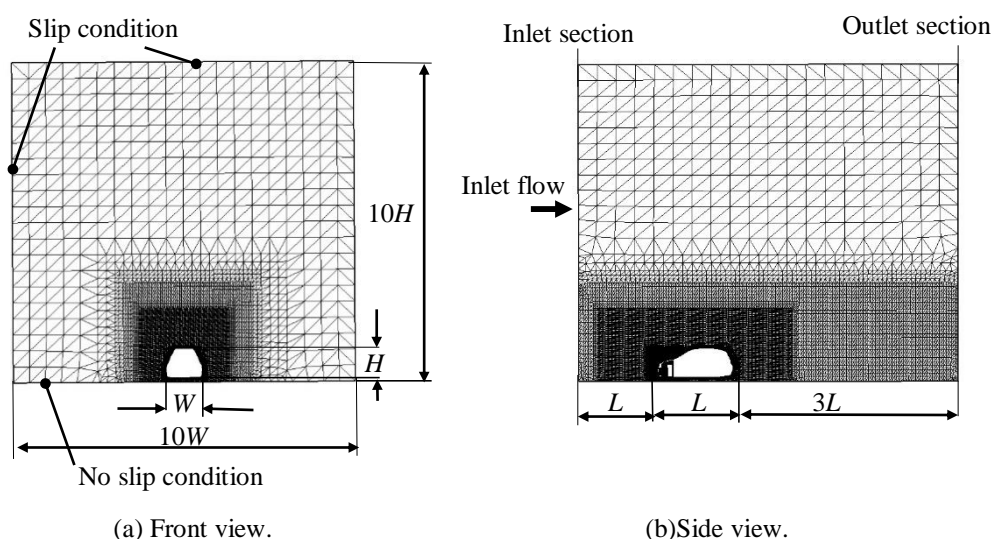


Fig. 5.6 A computational model. (a) The front dimensions of the computational model are 10 times larger than the vehicle. (b) The inlet length is the same as the vehicle length and the outlet length is three times longer than the vehicle length. The total mesh number is about 9×10^6 .

イズは流出部長さ（図 5.8(b)の $1.8l_z$ に相当）の $1/450$ とした．なおバンパ近傍を H の $1/600$ ，流出部を $1/900$ としても後述する抵抗係数の変化は 0.5% 以下であった．

境界層は第 1 メッシュを $y^+=1$ に設定し壁関数（2 層モデル）を適用した．総メッシュ数は約 900 万である．乱流モデルには 2 方程式系の SST (Shear Stress Transport) を使用した．1 方程式系の SA (Spalart-Allmaras) との抵抗係数の差は見られなかった．境界条件については入口では速度一様，出口では圧力一定である．

熱交換器（コンデンサ，ラジエータ）は一つの抵抗体（多孔質体）として扱い，通過時に生じる全圧低下 $P_{v,h}$ を式(5.8)にてコンデンサ局所速度 v_c の関数としてモデル化した．式中の定数は実験結果より求め， $C_1=5.62, C_2=1.5$ とした．

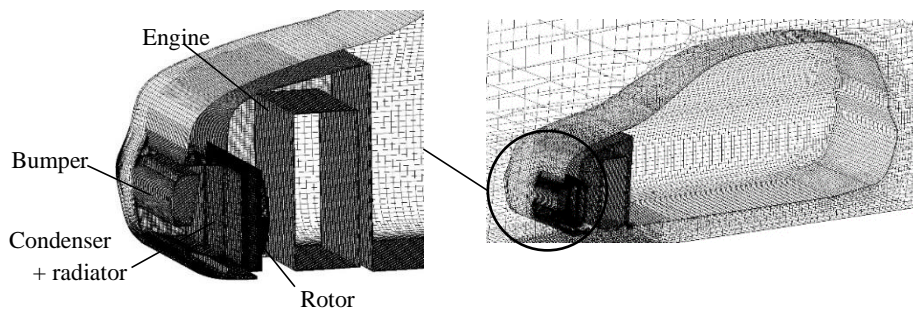


Fig. 5.7 Details of a computational model for the cooling system. Resistive elements are substituted for the rotor, the condenser, and the radiator in the computational model.

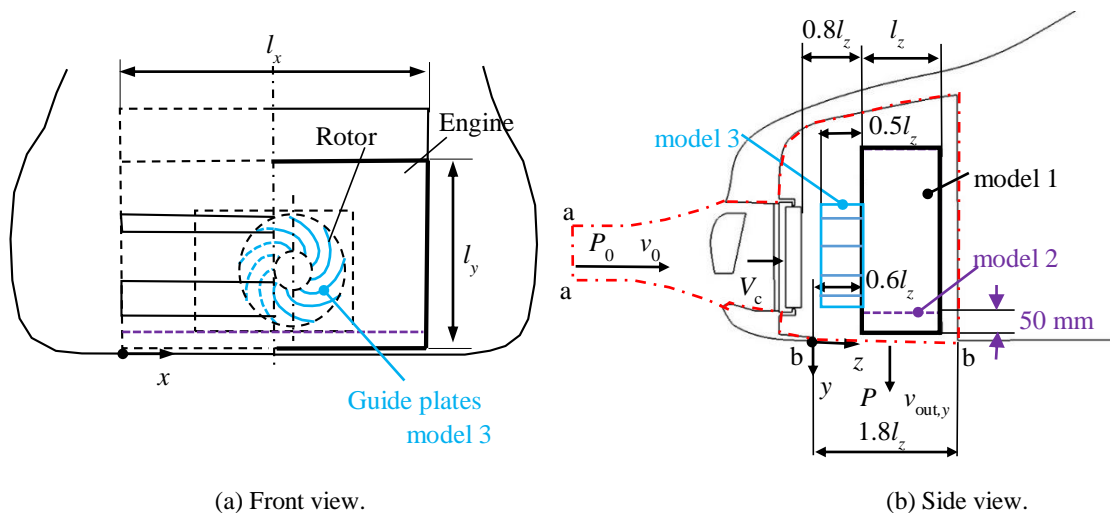


Fig. 5.8 The schematic of a computational model and a control volume to estimate the power to ventilate the cooling system L_v . The total pressure and velocity at the section a-a are P_0 and v_0 . The total pressure and velocity at the section b-b is P and $v_{out,y}$. L_v is calculated by Eq.(5.10). The bottom face of model 2 is 50mm higher than that of model 1 to decrease the outflow resistance. The guide plates of model 3 generate the circumferential velocity, which is similar to that behind the rotor. The engine of model 4 is removed to evaluate the flow resistance through the engine.

ロータも抵抗体として扱い、式(5.9)にてロータ局所速度 v の関数として通過時の全圧低下 $P_{v,f}$ をモデル化し、ロータ回転数の変化による影響を定数 C_3 の変化にて表現した。ベースロータの最大回転数 500 rpm (ロータ抵抗最小) に相当する定数 C_3 は 0.2 であり、HS ロータの最低回転数 200 rpm (ロータ抵抗最大) に相当する定数 C_3 は 2.4 であるため、 C_3 を 0.05 から 5.0 まで変化させることにより、両ロータの抵抗が変化する範囲を模擬した。定数 C_4 は 2.0 とした。

$$P_{v,h} = C_1 v_c^{C_2}, \quad (5.8)$$

$$P_{v,f} = C_3 v^{C_4} \quad (5.9)$$

車両冷却系の損失動力 L_v は、エンジンルームを通過する流れの全圧低下より求めた。その検査体積を赤の一点鎖線で図 5.8(b) に示す。検査体積の上流断面 a-a は車両前方で全圧 P_0 、速度 v_0 であり、仮想流線で車両への流入を示した。下流断面 b-b はエンジンルームから流出する断面であり、主流方向を z 軸とし、流出面の垂直下向き方向を y 軸、車幅方向を x 軸とした。原点はアンダーカバー端である。流出面での全圧を $P(x,z)$ 、 y 軸方向の速度を $v_{out,y}(x,z)$ とすると損失動力 L_v は流出面で面積分し、式(5.10)で求められる。

$$L_v = \iint v_{out,y} dx dz \cdot P_0 - \iint v_{out,y} P dx dz \quad (5.10)$$

第 1 項は検査体積への流体エネルギーの流入量であり、第 2 項は流出量である。抵抗係数 $C_{d,c}$ は損失動力 L_v の解析結果より、式(5.5)にて算出した。

ロータから車外への排出性の影響を調査するため、図 5.8(b)中に示す model 1 のエンジンとエンジン下に隙間を設けた model 2 での比較を行った。

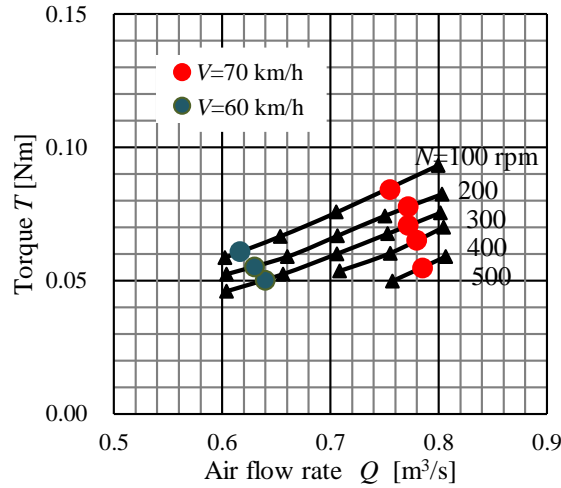
ロータ通過流れが持つ反回転方向成分の影響を調査するため、model 3 では導風板を model 1 のロータ後流側に設定した。導風板はロータの後流をエンジンに沿って反回転方向に曲げることにより、ロータによる反回転方向の流れを模擬する。この導風板に作用する面積力からトルクを算出し、実測した最大出力時のロータのトルクと同等以上であることを解析で確認し、損失動力 L_v への影響を調査した。

またエンジンとの干渉による損失が全損失に占める割合を明確にするため、model 4 ではエンジン無しでの解析を行った。

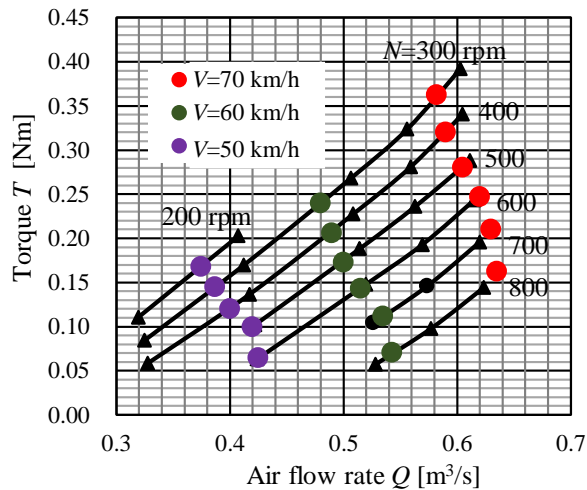
5.5 車両冷却系空気抵抗の測定結果

5.5.1 通過風量と流入速度分布の検証

本章で提案する空気抵抗測定方法の妥当性を検証するため、コンデンサ通過速度を熱電対形流速計で測定し、流量の推定値の妥当性と試験装置 A と B での速度分布の同一性を検証した。



(a) Base rotor.



(b) HS rotor.

Fig. 5.9 Rotor torque characteristics. The solid lines show the torque characteristics measured in test equipment A at each rotating speed N . The solid circles show the torque measured in test equipment B at each vehicle speed and each rotating speed N . From these results, we can estimate the air flow rate through the cooling system at each vehicle speed and each rotating speed. HS rotor (b) operates at the higher torque and the lower air flow rate than that of base rotor (a).

流量推定のため、装置 A にて測定したトルク特性 $T \sim Q$ (式(5.1)) を図 5.9 に示す。測定は全て風車作動状態（ここでは正のトルク T とする）で行った。図 5.9(a)はベースロータ、図 5.9(b)は HS ロータであり、回転数を一定とし、測定点をつなぐ実線はスプライン曲線である。この特性線上に装置 B で測定した車速 50, 60, 70 km/h における作動点（●●●）をプロットした。これは、装置 B で測定した車速、回転数毎でのトルク値により上記の実線の上にプロットすることができる。このプロット点から装置 B における各車速時での流量を推定することができ、同一車速では HS ロータはベースロータよりも低流量、高トルクで作動していることがわかる。

図 5.9 で求めた推定流量を検証するため、実車走行を模擬する装置 B で熱電対形流速計により実測した流量と比較した結果（車速 70 km/h 時）を図 5.10 に示す。ベースロータ、HS ロータとも推定流量（○○）は測定流量（●●）とほぼ一致しており、推定誤差は 3%程度であることが確認できた。

つぎに、装置 A, B でのコンデンサ通過速度分布の比較を図 5.11 に示す。どちらも HS ロータを搭載し、回転数 800 rpm の風車作動時である。 x_c はコンデンサ入口断面における車幅方向（幅 $W_c=470$ mm）の位置、 y_c は高さ方向（高さ $H_c=310$ mm）の位置を比率 x_c/W_c , y_c/H_c にてそれぞれ示す。図 5.11(a)は装置 A で流量 0.65 m³/s（車速 70 km/h 時相当）の分布である。コンデンサ通過速度 v_c を平均速度 V_c に対する比として示し、図中の破線はロータの外径位置を示している。図 5.11(b)は装置 B で車速 70 km/h での分布である。速度分布の特徴は、コンデンサ中央にバンパ後流の低速部位があり、速度の大きな上下部の領域では右上のロータ側の速度が大きくなっていることである。この特徴は装置 A, B で良い一致が見られる。したがって、装置 A, B での冷却系通過流れはほぼ同一であるといえる。

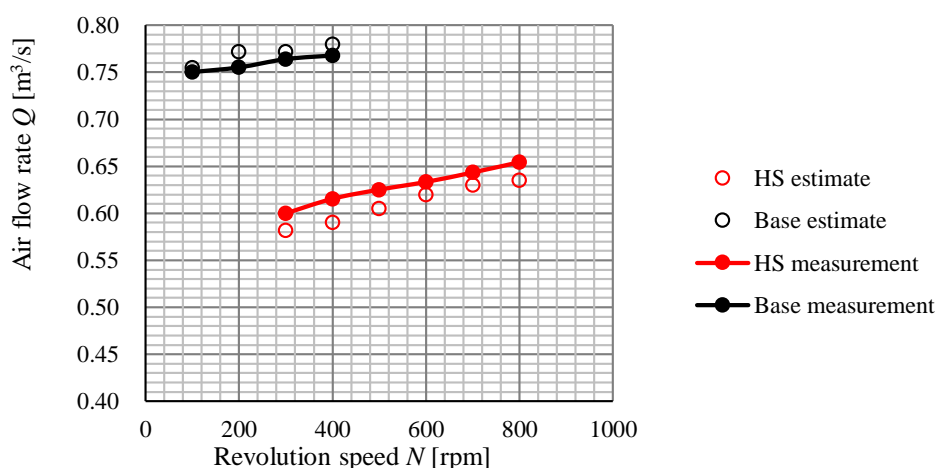
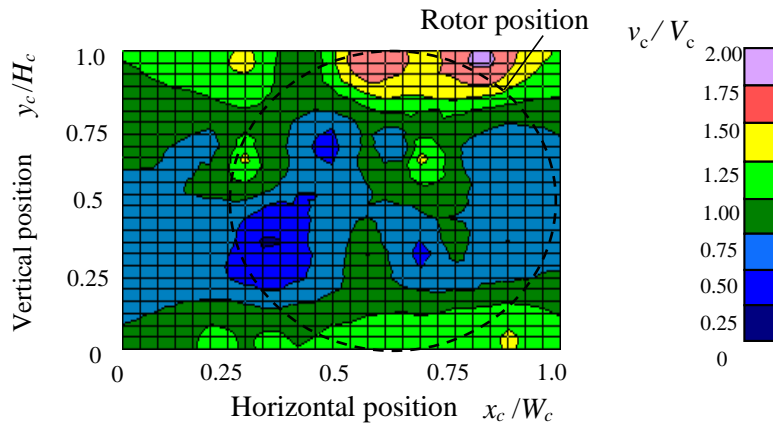
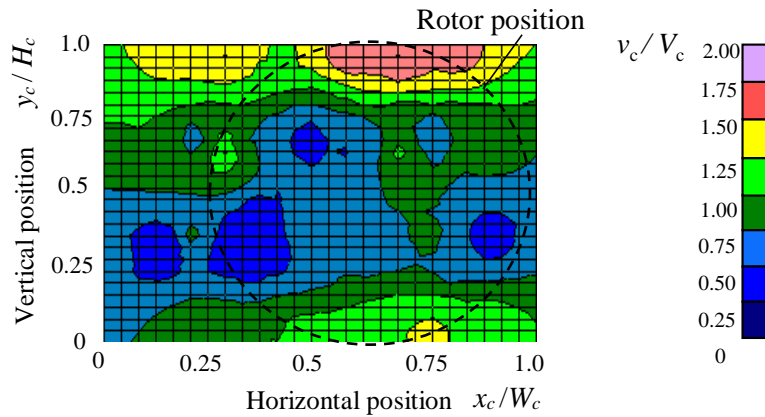


Fig. 5.10 Confirmation of air flow rate in operation at 70 km/h. Open circles show the estimated flow rate for Base and HS rotor shown in Fig. 5.9. Solid circles show the measurement results by the velocity sensors. The estimated values are in good agreement with the measurement results.



(a) Velocity distribution through condenser measured in test equipment A. The air flow rate Q is $0.65 \text{ m}^3/\text{s}$ that is equivalent to the air flow rate at vehicle speed of 70 km/h. The revolution speed of HS rotor N is 800 rpm.



(b) Velocity distribution through condenser measured in test equipment B, that simulates the real running vehicle. Vehicle speed is 70 km/h and the revolution speed of HS rotor is 800 rpm.

Fig. 5.11 Comparison of the velocity distribution through condenser. (a) The velocity distribution measured in test equipment A. At the middle region, the vehicle bumper decelerates the flow through the condenser. At the right upper region, the rotor (dashed line) accelerates the flow. (b) The velocity distribution measured in test equipment B shows good agreement with the distribution in the test equipment B. Therefore test equipment A can simulate the inlet flow of the running vehicle.

5.5.2 作動点での全圧低下の推定

風車として作動している状態での全圧低下量を装置 A, B を使用して推定する. 装置 A にて測定した流量 Q に対する全圧低下 ΔP の特性 (式(5.2)) を図 5.12 に示す. 回転数を一定とし, 測定点をつなぐ曲線はスプライン曲線である. ただしベースロータではソリディティが小さいため, 回転数による全圧の変化は非常に小さい. 図 5.9 にて求めた各車速, 各回転数での作動点流量を ●●●として図 5.12 にプロットすることにより, 車

速 50, 60, 70 km/h における作動点での全圧低下 ΔP を推定することができる. 同一車速において比較すると, ベースロータから HS ロータに変え流量を減らしても全圧低下はほぼ同一であることがわかる. また, HS ロータでは回転数を低下させ流量を減らしても, 全圧低下の変化は少ない.

図 5.12 中に黒の破線で示したのはロータ以外での圧力低下 $P_{v,in} + P_{v,h} + P_{v,out}$ の測定結果であり, スプライン曲線で測定点を結んだ. 実線 ΔP との差がロータでの全圧低下 $P_{v,f}$ となり, 一例として車速 60 km/h, 回転数 $N=300$ rpm でのベースロータと HS ロータの $P_{v,f}$ を図中に示した. ベースロータの場合にはロータ以外の $P_{v,in} + P_{v,h} + P_{v,out}$ が支配的で, ロータの $P_{v,f}$ は小さく, 冷却系の損失動力は主にロータ以外の抵抗によって消費されている. 一方 HS ロータの場合には $P_{v,f}$ の占める比率が大きくなり, ベースロータに対する全圧低下の増加割合が流量の低減比以上であるため, ロータ入力が増加する.

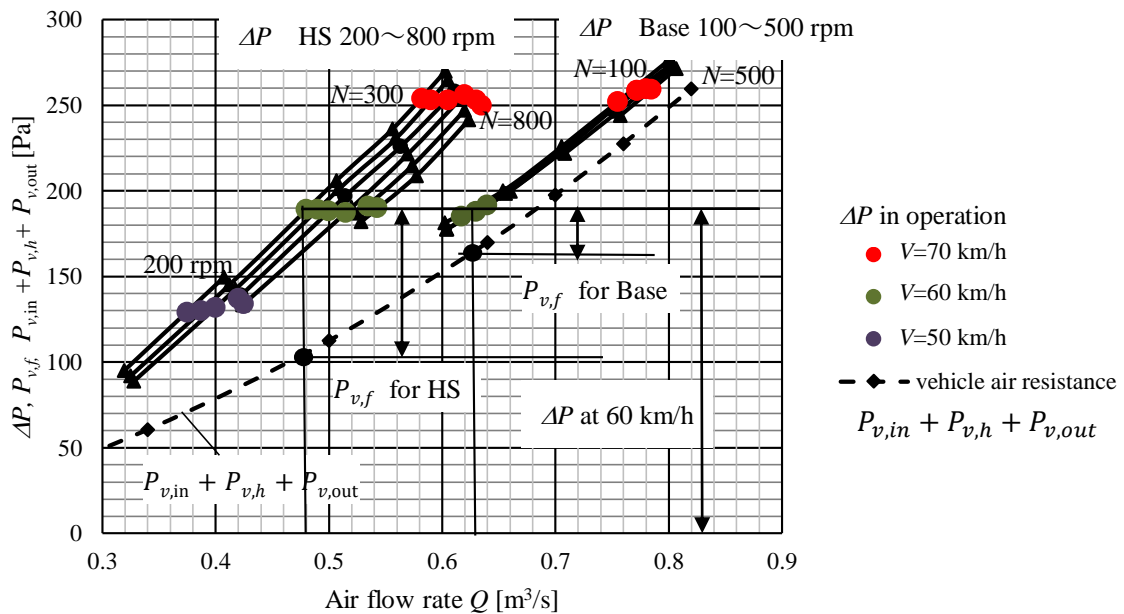


Fig. 5.12 Total pressure drop through the cooling system. The solid lines show the pressure characteristics measured in test equipment A at each rotating speed N . The circles show the total pressure drop values ΔP at the air flow rate that were shown in Fig.5.9. From these results we can get the total pressure drop ΔP in the operation. At the same vehicle speed, the pressure drop of HS rotor is the same as that of Base rotor. The dashed line shows the vehicle air resistance except the rotor resistance. The rotor resistance $P_{v,f}$ for HS rotor is larger than that for Base rotor. Therefore input power for HS rotor is larger than that for Base rotor.

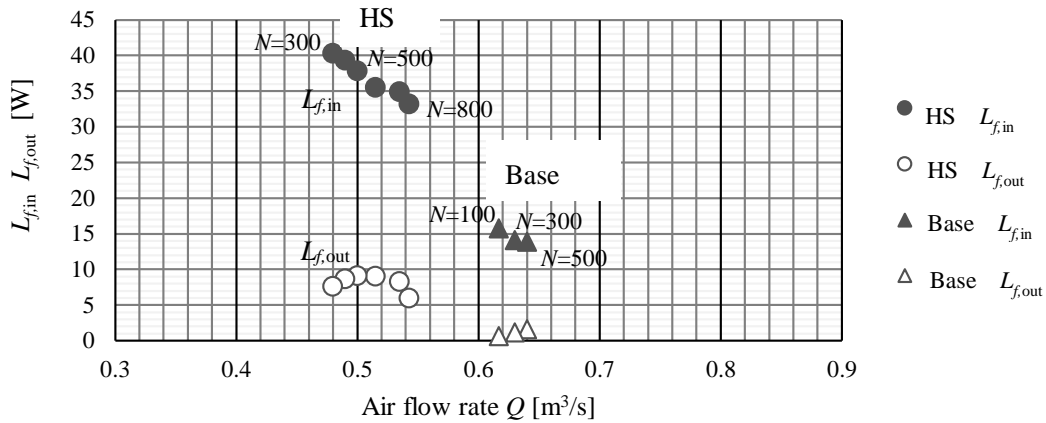


Fig. 5.13 Input and output power of the wind turbine at the vehicle speed of 60 km/h. The input power of HS rotor is about three times larger than that of Base rotor at 500 rpm. However the output power of HS rotor is about nine times larger than that of Base rotor due to the increase of the input power and the improvement of wind turbine efficiency.

図 5.13 に車速 60 km/h におけるベースロータと HS ロータの風車入力 $L_{f,in}$ と出力 $L_{f,out}$ を比較した。入力は図 5.12 のロータ $P_{v,f}$ と流量 Q から求め、出力は図 5.9 のトルク T と回転数より求めた。 $N = 500$ rpm 時に HS ロータの風車入力は基準ロータの約 3 倍であるが、風車出力は約 9 倍に増加している。HS ロータ単体の風車効率ベースロータ単体の 4 倍であるため 12 倍の出力向上が見込まれる。しかし、実車でのロータ入口速度分布の不均一さにより、均一風で測定したロータ単体効率の測定値に対して効率低下を生じているため、約 9 倍となったものと考えられる。

5.5.3 冷却系抵抗係数の算出

冷却系流量 $Q = V_c A_c$ (コンデンサ平均速度 x コンデンサ面積)を式(5.5) に代入すると以下の式(5.11)が得られる。冷却系全圧低下 ΔP が v_0^2 のみに比例し、コンデンサ速度 V_c に依存しないならば、抵抗係数 $C_{d,c}$ はコンデンサ速度比 V_c/v_0 に比例する。

式(5.11)中の ΔP に図 5.12 の結果を代入し求めた冷却系抵抗係数 $C_{d,c}$ を図 5.14 に示す。これより抵抗係数とコンデンサ速度比とは比例関係にあり、コンデンサ速度を低減することにより、抵抗係数が低下する。これは風車により外部に動力を取出しても、全圧低下 ΔP へは影響を及ぼさず、コンデンサ速度 (すなわち冷却系流量) の低減により冷却系の損失動力が低減できることを示している。

$$C_{d,c} = \frac{\Delta P}{0.5\rho v_0^2} \frac{A_c V_c}{A_v v_0} \quad (5.11)$$

ベースロータの場合、70 km/h 走行時の $C_{d,c}$ は 0.017~0.019 であり、これは車両全体の抵抗係数を $C_d = 0.3$ とすると冷却系の抵抗は全体の約 6% を占めることになる。炭谷ら(2004)⁽⁸⁾は冷却系の抵抗が全抵抗の 4.5~9% を占めると報告しており（炭谷らの評価はベースロータ相当での結果と想定）、今回の実験でも類似した値を得ることができた。また HS ロータはベースロータに対し通過風速を低減し、同一車速時に約 20% の抵抗低減を図ることが可能である。

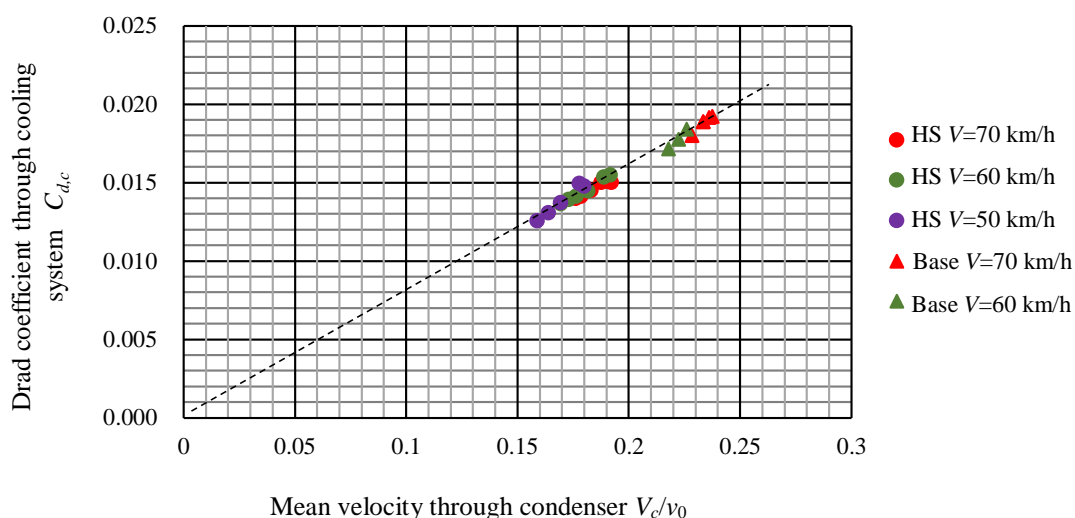


Fig. 5.14 Drag coefficient through cooling system $C_{d,c}$. When the total pressure drop ΔP is proportional to v_0^2 and does not depend on V_c/v_0 , $C_{d,c}$ is proportional to V_c/v_0 (Eq.(5.11)). $C_{d,c}$ of base rotor is about 0.019 at 70 km/h. If overall vehicle drag coefficient C_d is 0.3, the drag through cooling system is about 6% of it. Sumiya(2004) reports that the cooling drag ratio relative to the total drag is from 4.5% to 9%. Therefore our measurement by the general-purpose facility gets the similar results.

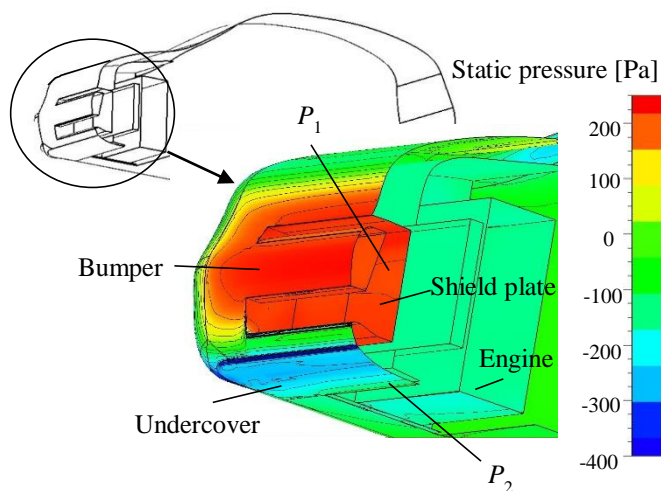
5.6 CFD 解析結果

5.6.1 CFD の検証

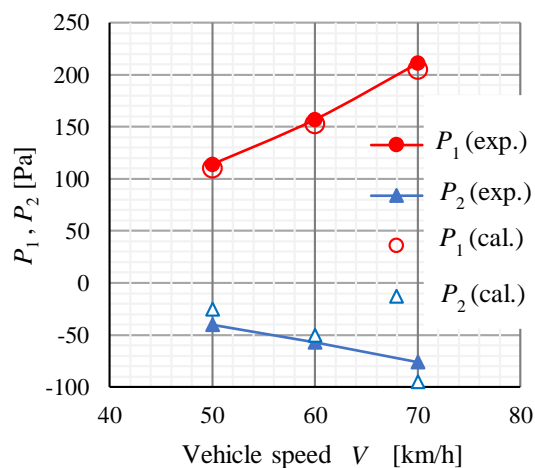
冷却系の空気抵抗の推定とエンジンルーム内流れの解析を CFD で実施するにあたり、車両で測定した静圧 P_1 , P_2 とコンデンサ通過速度分布を CFD と比較した。また、風車運転時のロータ後流が有する反回転方向の流れを模擬する model3 の検証のため、風車時に測定したトルクと CFD によって導風板に発生するトルクとを比較した。

車速 70 km/h, 通風遮断時での CFD による静圧分布を図 5.15(a)に示す。遮蔽部の静圧 P_1 (= 全圧) とアンダーカバー端部の静圧 P_2 を実験結果と比較した結果を図 5.15(b)に示す。 P_1 については良い対応が得られたが、 P_2 の CFD 結果はやや実験とのずれがある。ただし、静圧差 $P_1 - P_2$ での CFD と実験とのずれは 5% 以内である。図 5.16 に車速 70 km/h, コンデンサ速度比 $V_c/v_0 = 0.18$ でのコンデンサ速度分布の CFD 結果を示す。破線はロータ位置に対応しており、ロータ側の速度が大きくなっている。またロータ上部の

速度比 v_c/V_c は約 2.0 であり，ロータ下部は約 1.5 であることから，図 5.11 の実測分布の傾向と概略対応しているといえる。



(a) Static pressure distribution calculated by CFD at the shielded condition ($V=70\text{km/h}$, $V_c/v_0=0$).



(b) Comparison of pressure P_1 , P_2

Fig. 5.15 Comparison of static pressure between the experimental values and CFD calculations. (a) As representative pressure values, the static pressure in front of the shielded plate P_1 and the static pressure beneath the undercover P_2 are adapted. (b) P_1 calculated by CFD well agrees with P_1 measured by the experiment. Though measured and calculated values of P_2 do not agree, the calculation error of the pressure difference P_1-P_2 is about 5%.

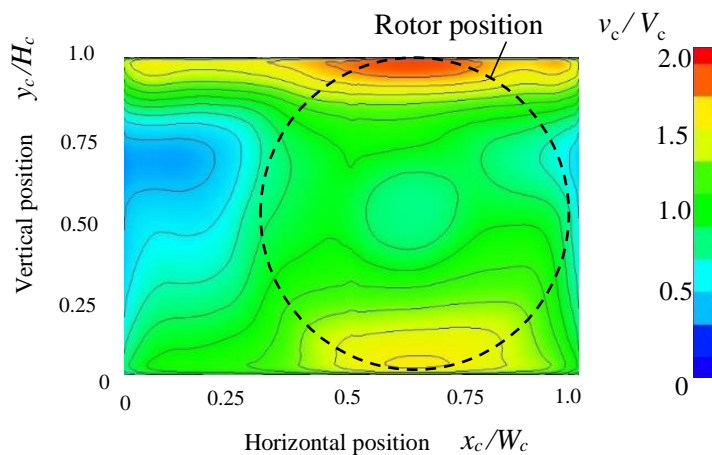


Fig. 5.16 Calculated velocity distribution through the condenser (model1, $V = 70$ km/h, $V_c/v_0 = 0.18$). The maximum velocity ratio v_c/V_c at the right upper region is about 2.0, and the maximum velocity ratio v_c/V_c at the right lower region is about 1.5. The calculated maximum velocity ratios are similar to the measured results.

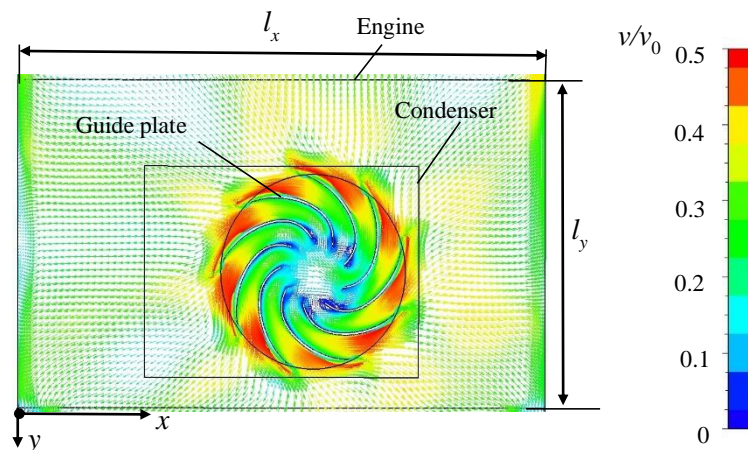


Fig. 5.17 Flow pattern generated by the guide plates in front of the engine (model3, $V = 70$ km/h, $V_c/v_0 = 0.18$, $z/l_z = 0.4$). The flow generated by the guide plates has the circumferential velocity components at the outflow portion of the guide plates. However the flow direction is changed from circumferential to radial outside of the guide plates and the flow spreads out into the whole front side of the engine.

風車作動時のロータ後流は反回転方向の速度成分を伴っており、この流れを模擬する model 3 の速度ベクトルを図 5.17 に示す。解析条件は図 5.16 と同一であり、ロータ～エンジン間の中央断面 ($z/l_z = 0.4$) の解析結果である。導風板の流出部位での速度ベクトルの方向は反回転方向であるが、流出後の速度ベクトルの方向はロータ中心から見て次第に放射状となり、エンジン前面全体に流れが広がっている。しかし、ロータ中心がコンデンサ中心に対して偏心しているため、エンジン前面での速度の大きさは、右側がやや大きくなっている。導風板に作用するトルクと、最大出力時での実測したトルクとの比

較を図 5.18 に示す。青実線で示した導風板に作用するトルクは、赤点線で示した最大出力時のトルクに対して大きくなっており、ロータ後流が有する以上の反回転方向速度成分がこの導風板によって発生していると考えられる。導風板のトルクを最大出力時の実測トルクと比較したのは最大出力点で風車として作動されるためである。

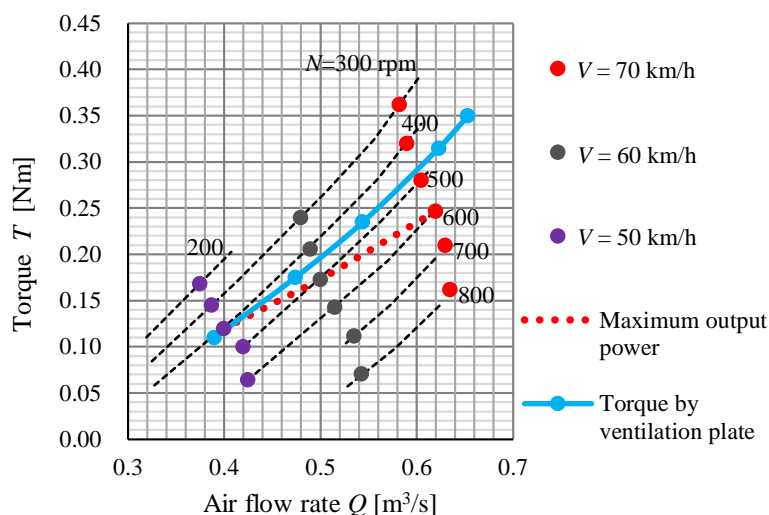


Fig. 5.18 Comparison of the measured rotor torque with the torque generated by guide plates (model 3). The red dotted line shows the rotor torque at the maximum output power. The blue solid line shows the torque generated by the guide plates. The torque generated by the guide plates is larger than the rotor torque at the maximum power conditions.

5.6.2 CFDによる冷却系抵抗係数

model 1 での車両冷却系を通過する流れの速度ベクトルを図 5.19 に示す。解析条件は車速 $V=70$ km/h, コンデンサ速度比 $V_c/v_0=0.18$ であり, 車両幅方向 (x 軸方向) 位置はロータ中心 ($x/l_x=0.6$) である。ロータを出た流れはエンジン相当のブロックに衝突し, エンジンに沿って下側へ流出する流れとエンジン後方に回りエンジンルーム下側へ流出する流れとが生じる。したがって $y=0$ の流出断面ではエンジンの上流側, および下流側に流れが集中し, 車両前方からアンダーカバー下側へ流入する流れとの干渉が生じている。

流出断面 $y=0$, 車速 $V=70$ km/h での局所損失動力を図 5.20 に示す。 l_x は車幅方向 x のエンジンの長さを示し, l_z は主流方向 z の長さを示す。局所損失動力は y 軸方向の流出速度 $v_{out,y}$ に全圧低下 P_0-P を掛け, 車両前方風のエネルギー $L_0(=0.5\rho v_0^3 A_p)$ との比として示した。

model 1 ではエンジンの前後で大きな損失動力が生じており, また車両幅方向 (x 軸方向) ではロータ中心位置と両端で損失が大きくなっている。両端で大きくなるのは側面の壁に沿って車外へ流出する流れによると考えられる。

ロータから車外へ流出しやすいようエンジン下側を開けた model 2 ではエンジン前後での損失が低減し、低損失の領域が拡大している。

導風板を付けた model 3 のエンジン前方では車幅方向の両端で損失が増大し、エンジン後方での損失が低下している。これは導風板によって発生した反回転方向速度により、流れがエンジン前面で広がったためと考えられる。

エンジンを取り除いた model 4 ではエンジンルーム後端($z/l_z=1.8$)かつ車幅方向両端に流れが偏り、この部位での損失が増大している。

局所損失動力の面積分(式 5.10)により求めた冷却系抵抗係数 $C_{d,c}$ を図 5.21 に示し、図 5.14 の実験結果と比較する。床面の移動については、有無による抵抗差が 1%以内のため、実験と同条件の移動無しのみ示した。model の形状差によってエンジンルーム内の流れが大きく変化しても抵抗係数への影響は少なかった。エンジンを取り除き最も損失の小さい model 4 でも、損失が最大の model 1 に対し約 5%の抵抗低減であり、ロータ後流とエンジンとの干渉の影響は冷却系全抵抗に対し、非常に小さいことがわかった。

また、実験結果と同様に CFD の結果でもコンデンサ速度比 V_c/v_0 を低減することにより、冷却系の抵抗低減ができることがわかる。ただし、コンデンサ速度比 V_c/v_0 が大きくなるにつれ、抵抗係数 $C_{d,c}$ の速度比 V_c/v_0 に対する傾きは、CFD においてはやや小さくなっている。これは速度比 V_c/v_0 が大きくなるにつれ、全圧低下 ΔP が低減していることを示しており、冷却系の流れが車両全体の圧力場へ、やや影響を及ぼしていることが予想される。これは今回の解析モデルの車体形状が実機を完全には再現していないことも原因の一つとして考えられ、今後、より実機に近い形状での CFD での確認や、さらに高流量条件での実験を実施する。

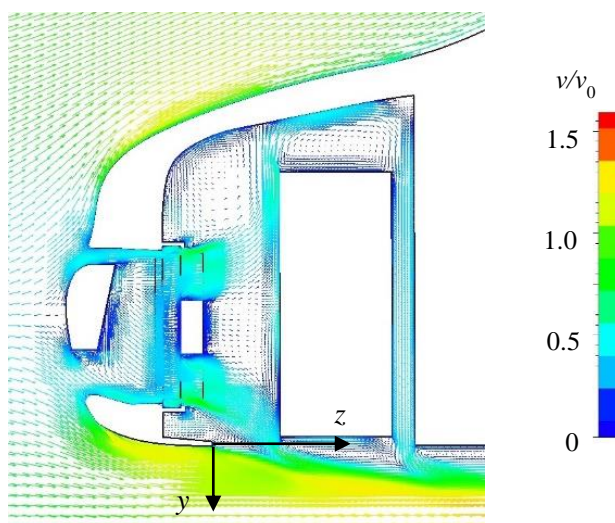


Fig. 5.19 Flow pattern through the cooling system (model 1, $V=70$ km/h, $V_c/v_0=0.18$). There are two main flows; a flow along the front side of the engine, and a flow behind the engine. Both flows go through the engine room and cause interference with the flow under the vehicle.

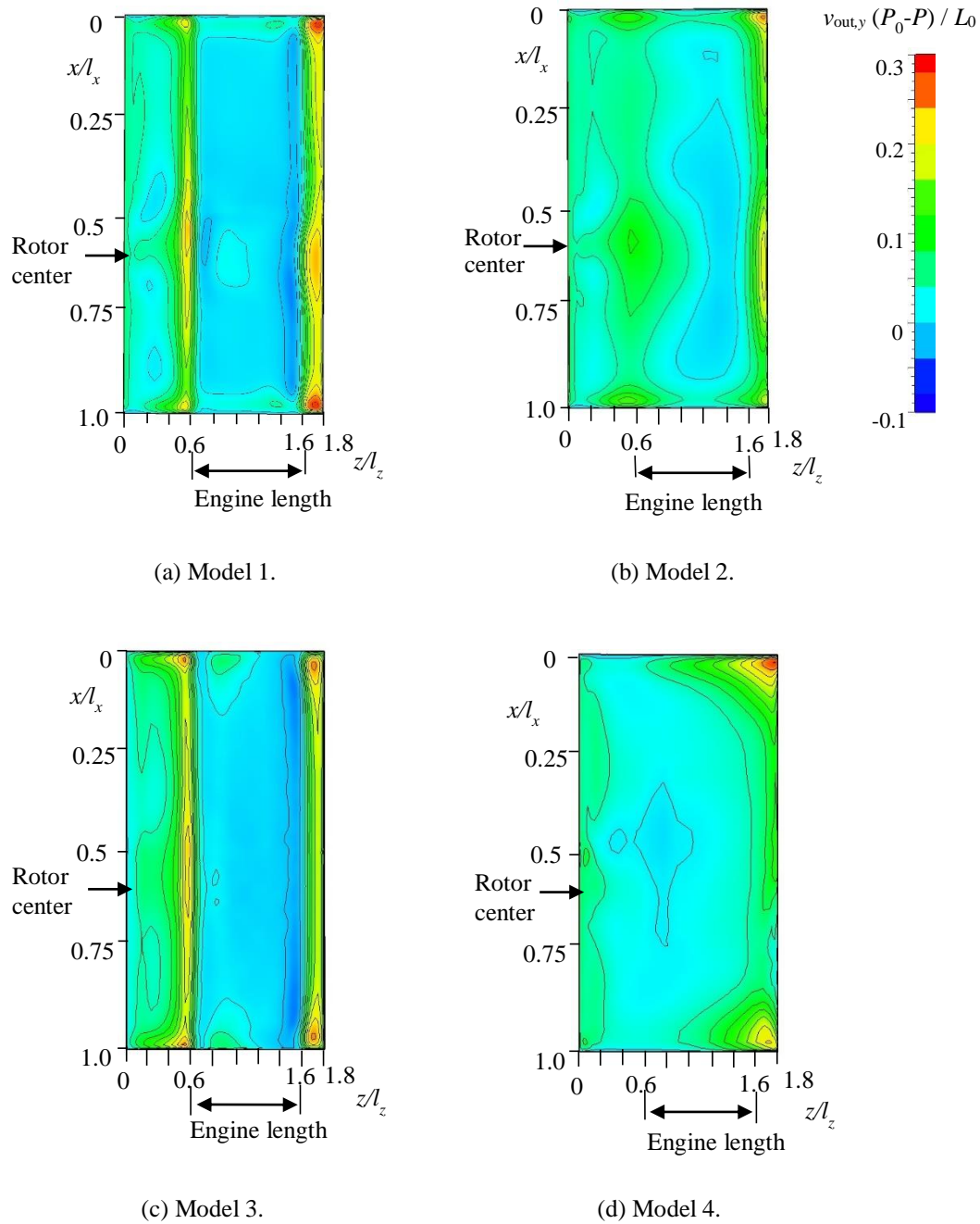


Fig. 5.20 Distribution of the local power loss at the exit section (70 km/h, $V_c/v_0 = 0.18$). The product of the velocity in the y direction $v_{out,y}$ and the decrease of the total pressure $P_0 - P$ is defined as the local power loss. The local power loss is divided by $L_0 (= 0.5\rho v_0^3 A_v)$. (a) The distribution of model 1 shows the local power loss is large in front of the engine and behind the engine. (b) model 2 shows the local power loss is uniformly distributed since the engine is moved upward. (c) The distribution of model 3 shows the local power loss increases in the sides of $x/l_x = 0$ and 1.0 and the local power loss decreases at $z/l_z = 1.8$. (d) The distribution of model 4 shows that the local power loss is large near the positions at $x/l_x = 0, z/l_z = 1.8$ and $x/l_x = 1.0, z/l_z = 1.8$.

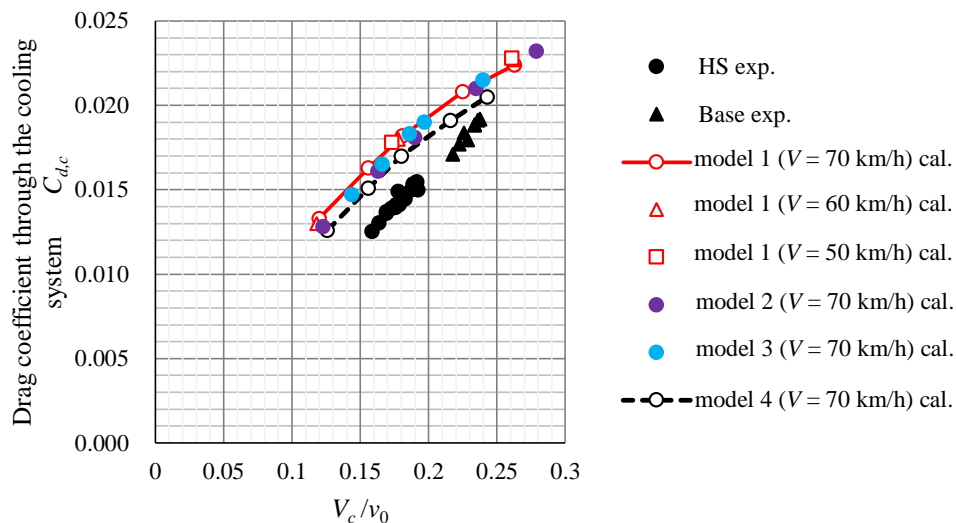


Fig. 5.21 Drag coefficient through cooling system $C_{d,c}$ obtained by CFD calculations and the experimental results. CFD results calculated by several models show that $C_{d,c}$ decreases as the velocity V_c/v_0 decreases, and the difference between model 1, that has maximum resistance and model 4, that has minimum resistance is about 5% of the total resistance. Experimental results show that $C_{d,c}$ increases in proportion to V_c/v_0 . However, calculated results show that the constant of proportionality gradually decreases as V_c/v_0 increases since the total pressure is affected by V_c/v_0 .

5.7 おわりに

本研究は自動車用送風機を風車としても活用し、送風性能を維持しつつ風車出力を向上させることを目的とする。本章では風車による車両冷却系空気抵抗への影響を調査した。得られた主な結果を以下に示す。

- 車両冷却系空気抵抗を測定する方法として、冷却系のトルク特性と圧力特性を測定する試験装置 A と実車走行を模擬する試験装置 B とを組み合わせることを提案し、走行時の風車作動状態における冷却系の通過流量と全圧低下の関係を明確にした。
- 実験により求めた冷却系の全圧低下を冷却系抵抗係数で整理し、CFD との比較を行った。これにより冷却系抵抗係数はコンデンサ通過速度の低減により減少することが明確となり、自動車用送風機を風車化することは、速度の低減によって冷却系通風による損失動力を低減しつつ電力回生することが可能であることが分かった。

第6章 結論

自動車用送風機は、高速走行時では冷却用としての稼働頻度は極めて低く、車速風により空回り状態となっている。したがって、高速走行時においては送風機を風車として活用し、電力回生を行うことは作動頻度上、実現可能であり、さらにブラシレスモータを搭載していれば、大きな部品変更を行う必要もない。本研究では、送風機性能を維持しつつ風車性能を向上させるロータ翼の研究・開発を以下のように進めた。

6.1 S字翼型による風車性能の向上（第2章）

送風機/風車特性を測定する実験方法と実験結果の整理方法を、最初に決定した。送風機かつ風車の性能評価は前例がなく、送風機と風車では実験結果の整理方法が異なるため、ポンプ/水車の例を参考にしながら、実験結果の整理方法を決めた。特に自動車に適用される場合には風量、圧力の両者が風車入力として作用するため、送風機特性をベースとして作動条件を拡大し、風車条件も含めて表記できるようにした。

翼周りの流れの実験結果（タフトによる流れ観察、ピトー管による速度測定）から風車性能を向上させる手段として、まず翼型の改良に取り組んだ。送風機として作動する正の迎え角での翼性能を維持したまま、風車として作動する負の迎え角での翼性能を向上させるためS字翼型を選択し、2次元翼性能解析により翼形状の最適化を図った。翼後縁側に逆キャンバーを設定すれば、風車性能は向上できるので、送風機性能の低下を如何に最小限にするかが課題であった。結果として最大キャンバー位置を従来は前縁から翼弦長の40%位置であったものを30%位置へ移動することで抗揚比を低減できたことが、逆キャンバーで送風機性能が悪化した分をカバーし、送風性能を従来と同等に維持することができた要因であった。

2次元解析で設定した翼型を3次元形状として、CFD解析により性能推定を行い、実機にて検証した。本研究の送風機/風車は、風車の作動条件では翼面剥離は避けられないので、CFD解析が実機を再現できるのか懸念はあったが、性能特性や翼周りの速度分布は風車条件において実機を再現することができた。むしろ送風機条件の方が実機結果とはズレが大きく、逆圧力勾配による影響ではないかと推察したが、今回十分な検討はできなかった。ただし、解析の狙いである風車性能の推定ツールとしては十分に活用できることが分かった。

「第2章 S字翼型による風車性能の向上」において、得られた結論を以下に示す。

- (1) 翼性能解析のため導入したCFDの妥当性を検証するため、性能特性や翼前後の流れ場につき実験との比較を行い、CFDは風車条件の最高効率点近傍では実験結果と対応が良好であることが分かった。ただし、送風機条件や大風量の風車条件では特性

値に差があるため、今後、解析方法の改善ならびに、流れの確認等による検証を進めていく。

- (2)改良翼型としてS字翼型を適用し、その最適化を図った。その結果、翼弦長の30%を最大反り位置とし、後縁側に4%の逆キャンバー量を持たせることにより、送風機性能を維持しつつ風車性能をベース仕様の約2倍に向上できることがCFD解析および実機での検証により確認できた。

6.2 高ソリディティ翼による風車性能の向上 (第3章)

第2章で実機との検証を行ったCFDを活用して、風車性能をさらに向上できる翼諸元の開発を行った。従来翼型にS字翼型を適用することにより風車性能は約2倍に向上したが、翼後流の回転方向成分は、翼端では依然として正の回転方向成分が残存している。つまり翼全体では風車として作動している流量条件でも、翼端では送風機として作用しており、風車効率を低減していることになる。この理由は、翼端ではピッチ角が高く、風車として適切に作用する負の迎え角にならないためである。しかし送風機としての性能を維持するために、ピッチ角の変更は行わず、風車性能を向上できる仕様検討を行った。具体的には翼のスキュー角（前進角）、キャンバー比、ソリディティ σ （翼弦長/翼ピッチ）を変更し、風車性能への効果について検討した。またソリディティについては、同一翼で翼枚数を変更した場合（翼弦長同一で翼ピッチを変更）と翼枚数同一（翼ピッチ同一）で翼弦長を変更した場合とを比較した。

解析では翼のスキュー角を変えても風車効率は変わらず、キャンバーも風車効率への効果は少なかった。解析で顕著な効果が得られるのはソリディティの増加であり、翼枚数を増加した場合も翼弦長を拡大した場合も、ほぼ同様に効果が得られた。翼根から翼端まで全ての領域で風車として作用させるにはソリディティ $\sigma=1.0$ が必要であり、また生産性の面からも $\sigma=1.0$ は翼間クリアランスが確保でき対応可と予想される。ただし翼弦長の拡大のみで $\sigma=1.0$ とすると、翼の軸方向厚みが増大し、車両への搭載性が悪化するため、翼枚数を5枚から9枚にすることにより、軸方向厚みの増大を極力減らした。解析で有効であった仕様を実機にて製作して性能確認し、ロータ周りの流れの確認を行い、解析の妥当性を検証することができた。この高ソリディティ化の改良方向は一般の風車動向とは異なるが、送風機/風車の場合には、低周速比（ $\lambda=4\sim6$ ）であることと、ロータの前後圧力差がトルクに寄与することが原因として考えられる。

「第3章 高ソリディティ翼による風車性能の向上」において得られた結論は以下の通りである。

- (1)ソリディティを高くすることにより、風車作動時のロータ後流に発生していた絶対速度の回転方向成分を低減できることをCFD、および流れ測定にて確認した。この

回転方向成分は風車効率を低減する要因となっているものであり、ソリディティを翼根から翼端にかけて $\sigma = 1.0$ に設定することにより、この回転方向成分は全後域において消失し、風車効率が大きく向上することが CFD 解析により明確になった。

- (2) 高ソリディティロータ $\sigma = 1.0$ の性能を実機にて確認し、風車条件での効率では CFD とほぼ対応する結果が得られた。しかし、送風機条件での効率や、風車条件での圧力特性や出力特性では CFD は実機の測定結果に対し、やや低い結果となっており、今後精度向上を図る必要がある。

6.3 高ソリディティ翼による実車での風車出力向上 (第4章)

ロータのソリディティを高くすることは、ロータの通風抵抗を高めるため、車両搭載時での通過風量の低減を考慮する必要がある。第4章ではロータの抵抗特性と各車速における車両冷却系全体の圧力低下量、および冷却系の各構成部位(車両流入、流出部や熱交換器)の抵抗特性を仮定して通過風量を求め、車両搭載時でのロータ出力を試算した。試算方法は従来、冷却系部品の仕様検討で用いている方法と同一である。この出力試算結果と(株)デンソーと共同で実車を用いて測定した結果とは、一部の設計定数を修正することにより、良い一致を得ることができた。

この試算方法、特に車両冷却系全体の圧力低下量と冷却系構成部位の抵抗特性は、設計定数を含んだ実験式であり、この中には、以下の考え方が前提条件として入っている。つまり、「走行時の車両冷却系全体の圧力低下は、車両前方風速のみに影響され、冷却系搭載部位の抵抗には影響されない。」という前提である。したがって、試算結果と実車での実測結果が一致したことは、間接的にはあるが、この前提が正しく、今まで冷却系設計で行ってきた試算方法が妥当であることを示唆している。

また、上記の前提に基づくと、風車によって動作点風量を低減する場合にはその低減量には最適値があり、風車を装着しない場合の最大風量から約 1/2 の風量に低減した状態で、風車入力最大となることを数式上導くことができる。そして、今回の高ソリディティロータ $\sigma = 1.0$ は、その最適条件に近づくことにより、ロータの効率向上以上の効果が実車では得られることが分かった。

「第4章 高ソリディティ翼による実車での風車出力向上」にて得られた結論を以下に示す。

- (1) 自動車用送風機を風車として活用する場合、風車への入力動力が最大となる冷却系通過風量は、ロータ抵抗 R_f が 0 となる最大風量の約 1/2 である。したがってロータソリディティを適正に設定して最大風車入力が見られる風量条件とすることにより、風車効率向上に加えて出力増加を得ることができる。

(2) ロータの単体特性を基に実車性能を試算する方法は、風車最大出力の車速に対する特性では、ほぼ実測に対応する結果が得られたが、回転数に対する特性については十分な精度が得られなかった。この原因として、車両搭載物の影響によりロータへの流入速度分布が不均一になり、ロータ特性が単体での特性からは変化したことが考えられる。不均一な流入速度分布による影響について、現時点での調査結果を付録 A に記載した。

6.4 風車による車両冷却系空気抵抗への影響 (第 5 章)

自動車用送風機を風車として利用する場合に、車両の空気抵抗がどのように変化するかを明確にすることは、本研究テーマの主要課題であった。何故ならば、その結果により風車が通常走行時でも使用できるのか、もしくは減速走行時のみの活用になるかが決定されるからである。節 6.3 で述べたように、「走行時の冷却系全体の圧力低下が、冷却系構成部位の抵抗に影響されない」のであれば、風車によって抵抗を上げて通過風量を減らしても、冷却系全体の圧力低下は一定なので、通過風量に圧力低下を掛けた車両損失動力は低下するはずである。しかし発電をしつつ動力低減も行うというのは、通常では理解しにくい内容であるので、そのメカニズムを明確にする必要がある。

風車による車両空気抵抗への影響を調査するには、一般には車両 6 分力測定装置や実車風洞等の大規模な設備が必要である。さらに冷却系の抵抗は参考文献で示されているように車両全体の数%のため、高い測定精度も必要である。そこで、車両に搭載した風車を通過風量、冷却系圧力低下量の測定器として使用することを検討した。事前に車両に搭載した状態で、通過風量、冷却系圧力低下量に対応するトルク、回転数を求めておけば、車両走行時でのトルク、回転数を測定することにより、走行時の通過風量、冷却系圧力低下量を逆算することができ、車両損失動力を求めることができるという考え方である。車両搭載状態でのロータ特性の測定は、トルクの測定方法や送風機と車両との接続方法等の課題はあったが、車速 70 km/h 相当の風速までの測定を行うことができた。このロータ特性と(株)デンソーの実車風洞で測定した車速毎のトルク、回転数の結果から走行時の通過風量、冷却系の圧力低下量、車両損失動力を算出した。

その結果、当初の仮説の通り、「走行時の冷却系全体の圧力低下は、冷却系構成部位の抵抗に影響されない」ことが確認された。これによって自動車用送風機を風車として活用することは、電力回生だけでなく車両損失動力低減にも効果があることが明確になり、その効果を定量把握することができた。

さらに、この実験結果を検証するため CFD 解析を行った。車両エンジンルームを精密にモデル化し、ロータ形状を解析モデルに入れることは、現在の計算環境では多大な解析工数が必要となる。そこで、定性的な傾向を確認することにとどめ、エンジンルーム搭載部品は簡略化し、ロータも多孔質の抵抗体とし、抵抗係数を変えて冷却系通過風量

を変化させた。この解析によって冷却系の通過風量を低減することが車両損失動力の低減になることの検証を行うことができた。

「第 5 章 風車による車両冷却系空気抵抗への影響」において得られた結論は以下の通りである。

- (1) 車両冷却系空気抵抗を測定する方法として、冷却系のロータトルク特性と圧力特性を測定する試験装置と実車走行を模擬する試験装置とを組合せることを提案し、走行時の風車作動状態における冷却系の通過風量と冷却系全体の圧力低下量を明確にし、風車による車両損失動力を定量把握した。
- (2) 冷却系全体の圧力低下量は車両前方速度によって変化するが、冷却系構成部位の抵抗によっては変化しない。そのため、風車を使用して通過風速を低減することにより、冷却系の通風による車両損失動力は低減することが明確になった。したがって、自動車用送風機を風車として利用した場合、車両損失動力を低減しつつ電力回生が可能であることが分かった。

6.5 研究目的の達成状況

ここでは、節 1.4.1 で示した研究目的に対する達成状況について述べる。

目的①：送風機としての性能を犠牲にすることなく、風車としての性能を向上させるロータ仕様を明確にする。

S 字翼型（第 2 章）および高ソリディティ化（第 3 章）によって、送風機としての最高効率を維持しつつ、風車効率を従来の約 4 倍に向上することができ、風車効率は約 40%を得ることができた。これは一般の水平軸風車にも匹敵する効率である。

ただし、従来翼型から S 字翼型への変更は圧力～風量特性の変化をほとんど生じないが、高ソリディティ化は圧力特性を大きく変化させる。その結果、送風時の最高効率点近傍では同等性能を確保できるが、高風量域では送風性能が悪化する。すなわち圧力～風量特性における右下がり勾配が大きくなる。一般には冷却ファンの仕様は最高効率点風量で決定されるため、最高効率点近傍で従来特性と交差する高ソリディティロータの特性は送風性能に及ぼす悪影響は少ない。しかし、高風量域も送風機の適用範囲として要求される場合には、ロータ回転数増加により風量を増加させ風量低下分を補う方法が考えられる。この領域はロータの駆動トルクが低いため、回転数増加による対応が可能だからである。また、送風時の高風量域特性改良のため、ロータシュラウドへのディフューザ追加や静翼モータステー等により、この領域の特性を改良することも手段として考えられ、今後の取組みとして進めていきたい。

目的②：送風機ロータの風車化による冷却系通過風量の制御可能範囲を明確にする。実車搭載状態でのロータ特性の測定と実車での通過風量の検証から、低ソリディティ

のベースロータと今回開発した高ソリディティロータの各回転数における風量低減効果を明確にすることができた（第 5 章）．低ソリディティロータの場合には無負荷状態からロータ回転数 100 rpm までロータ抵抗を増加させても、冷却系の通過風量の低減量は約 9%であるが、高ソリディティロータの場合には無負荷状態から約 40%の風量低減が可能になる．この効果により車両損失動力の低減や、冬場における暖機性向上が期待できる．風車を風量制御の目的で使用するためには、低ソリディティでは、風量低減効果が小さいため、高ソリディティ化が必須である．また S 字翼化はロータ抵抗への影響が少なく風量制御には有効ではない．

目的③：実際の車両に送風機/風車を搭載した状態において、風車発電効果と冷却系通風に伴う車両損失動力の低減効果を明確にする．

風車発電効果に対しては S 字翼低ソリディティロータと S 字翼高ソリディティロータでの実車走行時の発電量を測定し、100 km/h 走行時において、低ソリディティロータでは 16 W、高ソリディティロータでは 48 W の発電量を測定した（第 4 章）．自動車用ヘッドライトの消費電力は約 30 W（片側）であるので、高ソリディティロータの場合には 90～100 km/h の走行で、この電力を再生できることになる．また、ロータ特性から試算した発電量と対応がとれることを確認し、本結果の妥当性を検証した．

冷却系通風に伴う損失動力の低減効果については、実車搭載状態でのロータ特性と実車風洞での測定結果より、低ソリディティロータでの冷却系通風に伴う損失動力が車両全体の損失動力の約 6%を占めることを明確にした（第 5 章）．この動力比率は炭谷ら^⑥が報告している比率とほぼ同等である．この損失動力が、高ソリディティ化による通過風量低減により約 20%低減できることが、実測結果より明らかとなり、CFD でもほぼ同等の結果が得られた

目的④：送風機、および風車としての単体性能をロータ仕様から推定できる CFD 解析手法を確立する．

今回使用した CFD 解析手法により、風車作動時の最高効率点近傍におけるロータ性能は実験値と対応することがわかった（第 2 章、第 3 章）．また、ロータ周りの流れを測定し、解析と同様の速度分布であることを確認した．また、この解析により、翼型の改良や高ソリディティロータの開発を行い、風車効率の向上を図った．しかし、送風機作動時や高風量の風車作動時において、ロータ特性の解析結果と測定結果には乖離がある．送風機作動時においては、解析値は実験値よりも高い効率を示す．この原因として送風機作動時での逆圧力勾配による作用が精度よく解析できていない可能性がある．また、高風量の風車作動時においては翼後方に大規模な剥離領域を生成しており、これを精度よく解析できていない可能性がある．実験との乖離原因を明確にし、精度向上させるには、より詳細な流れ場の調査や解析手法の検討が必要であると思われる．

目的⑤：実際の車両に搭載された状態における，送風機，風車性能，および冷却系通風に伴う損失動力を推定できる CFD 解析手法を確立する。

車両搭載状態ではロータのアジマス方向位置による流れの変化が大きく，車両搭載状態での送風機，風車性能の解析を実施するためには，周期境界条件を適用した1枚翼での解析ではなく，全ての翼をモデル化する必要がある。また，ロータ上流側，および下流側の流路も複雑となり，解析工数が大幅に増加するため，計算機的能力向上が必須となる。そのため冷却系損失動力の解析においてはロータを抵抗体と仮定して解析を行った。ただし，風車の後流には反回転方向成分が含まれるため，渦巻き状の導風板を設定して模擬することにした。損失動力の解析結果は実験値に対して約20%高いが，通過風量の低減により損失動力が低減するという定性的な傾向は一致が得られ，また冷却系通風に伴う損失動力の中でエンジンルームの損失動力が占める割合は低く，熱交換器やロータによる損失動力が支配的であることが分かった（第5章）。今後，計算機的能力向上を図ることにより，実車搭載状態での全翼モデルによる送風機，風車性能の解析を実施する予定である。

6.6 今後の進め方

本研究の残存課題の一つとして，高ソリディティ翼の高風量域における送風性能の改善があり，制御方法を含め送風システム全体での改善手法を検討していく予定である。また，送風機/風車の実用化に向け（株）デンソーと具体的な対象ロータを設定し，今回の研究成果を織込んでいく。

これらと並行して CFD 解析精度の向上と活用を図っていききたい。本研究では，ロータの性能改良に CFD を活用し，単体特性のような理想状態では，実機性能をほぼ再現することができたが，今後はより実車環境に近い状態での解析に活用し，改良手段を見出していきたいと考えている。従来の冷却系設計では，車両搭載状態での流れ状態まで考慮して仕様を適正化することは行われていない。いかに狭いスペースの中に搭載部品を詰め込むかが従来の主要課題であり，そこで発生した風量低下，熱害，騒音のような問題を後追いで処理してきた。しかし現在は搭載設計もデジタル化が進んできており，強度設計だけでなく熱，流れについても CFD による事前評価が進みつつある。ただし，CFD 活用による設計・開発はまだ発展途上にあり，実機による検証を行いながら解析条件を設定していく必要がある。また，この CFD 活用の面では海外メーカーの方が国内メーカーよりも先行した状態となっており，国内メーカーの製品競争力向上のために，産学が連携して解析技術の向上に取り組む必要があると思われる。そのため，計算環境のレベルアップを図って車両搭載状態での解析を進めると共に，企業との連携をより密にして，製品ニーズに合致した解析技術の向上と製品への反映を図りたいと考えている。

付録 A 車両搭載による風車性能への影響

A.1 はじめに

第4章で示した車両搭載時での風車性能の試算は、一般に冷却性能、空調性能を試算する場合と同一の方法で行った。すなわち、ロータの単体特性の測定結果を基に、車両冷却系全体の圧力低下量、冷却系構成部品の抵抗特性から動作点風量を見積り、風車出力を試算した。しかし、この方法で絶対値まで精度良く見積もることは困難な場合が多い。なぜなら、車両搭載環境によりロータ周りの流れは変化し、性能特性も単体のみで測定したものとは異なるためである。

車両搭載による風車性能への影響を調査するため、第5章で示した車両を使用した試験方法により性能特性を測定した。この特性をロータ単体のみの特性と比較し、両者に大きな相違があることが分かった。この車両搭載状態での特性を再現し、相違の原因を明確にするために、ロータ上流の搭載物であるラジエータ、バンパを配置した特性との比較を行ったが、この再現試験では車両搭載での特性を十分に再現することはできなかった。したがって車両搭載状態の特性を再現するためには、車両全体を模擬する流路を試験ベンチに配置する必要があるが、試験環境や工数面で現実的ではなく、CFD解析の活用が有効と思われる。

CFD解析によって車両搭載時の特性を推定する手法を確立するため、今回の再現試験の解析を行い、試験結果との比較検証を行った。その結果、完全ではないが試験結果と対応が取れることが分かった。またCFD解析では流れの詳細が把握できるので、上流搭載物によって性能低下が生じるメカニズムも明確にすることができた。今回の検討結果を、今後、車両搭載状態での性能推定手法を確立するための足懸りとして活用するため、本論文の付録として記載する。

A.2 主な記号

- A : ロータ翼面積 ($=\pi(D_r^2-D_h^2)/4$)
 $C_{o,c}$: ロータ単体の出力係数 式(A.5)
 $C_{o,est}$: 上流搭載物との組合せ時のロータ出力係数 式(A.8)
 $C_{o,v}$: 車両搭載時のロータ出力係数 式(A.2)
 $C_{p,c}$: ロータ単体の圧力係数 式(A.6)
 $C_{p,est}$: 上流搭載物との組合せ時のロータ圧力係数 式(A.9)
 $C_{p,v}$: 車両搭載時のロータ圧力係数 式(A.3)
 D_h : ハブ直径
 D_r : ロータ直径
 l : ラジエータ～ロータ間の隙間
 N : ロータ回転数

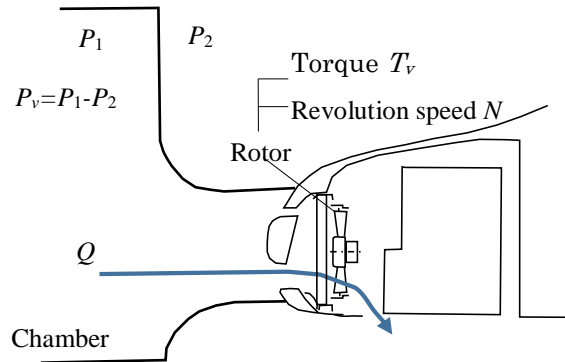
- P_c : ロータ単体の全圧低下
 P_{est} : 上流搭載物との組合せ時の全圧低下
 P_{est0} : ロータ以外の上流搭載物の全圧低下
 P_v : 車両冷却系の全圧低下
 P_{v0} : ロータ以外の車両冷却系の全圧低下
 Q : 車両冷却系の通過風量
 T_c : ロータ単体トルク
 T_{est} : 上流搭載物との組合せ時のロータトルク
 T_v : 車両搭載時のロータトルク
 u : ロータ周速度 $(= (D_r + D_h)\omega / 4)$
 v : ロータ平均軸方向速度 $(= Q/A)$
 v_r : 絶対速度の半径方向速度成分
 v_z : 絶対速度の軸方向速度成分
 v_θ : 絶対速度の回転方向速度成分
 ϕ : 流量係数 式(A.1)
 η_c : ロータ単体効率 式(A.7)
 η_{est} : 上流搭載物との組合せ時のロータ効率 式(A.10)
 η_v : 車両搭載時のロータ効率 式(A.4)

A. 3 測定方法

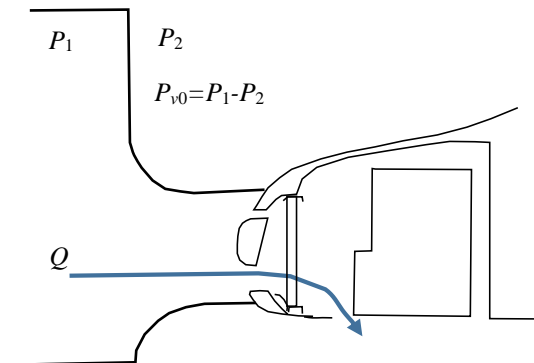
A. 3. 1 実車性能特性測定方法

ロータが搭載された実車を用いて、性能特性を測定する方法を図 A.1 に示す。図 A.1(a) は第 5 章で示した試験装置 A であり、ロータ回転数 N を固定して、送風量 Q に対するトルク T_v 、全圧低下量 P_v を測定する。なおトルク T_v はモータ電流値から換算して求める。車両からロータを取外し、ロータ以外の全圧低下量 P_{v0} を測定する方法を図 A.1(b) に示す。この測定結果より実車でのロータによる全圧低下量 $P_v - P_{v0}$ を求め、式(A.1)、(A.2)、(A.3)、(A.4)により流量係数 ϕ 、実車出力係数 $C_{o,v}$ 、実車圧力係数 $C_{p,v}$ 、実車効率 η_v を求める。なお、本章における測定は風車条件に限定し、ロータは HS ロータを使用した。

Flow coefficient	$\phi = Q / (A u)$	(A.1)
Power coefficient	$C_{o,v} = T_v \omega / \{0.5 \rho (u^2 + v^2) A u\}$	(A.2)
Pressure coefficient	$C_{p,v} = (P_v - P_{v0}) / \{0.5 \rho (u^2 + v^2)\}$	(A.3)
Efficiency	$\eta_v = T_v \omega / \{ (P_v - P_{v0}) Q \}$	(A.4)



(a) Method to measure rotor torque T_v and total pressure drop P_v .



(b) Method to measure vehicle resistance P_{v0} .

Fig. A.1 Schematic drawing of methods to measure rotor characteristics using real vehicle in which the rotor is installed.

A. 3. 2 単体性能特性測定方法

単体性能特性を測定する方法を図 A.2 に示す. 試験チャンバー吹出口にロータ単体を装着し, 回転数 N を固定して, 送風量 Q に対する全圧低下 P_c , トルク T_c を測定し, 式 (A.5), (A.6), (A.7) により単体出力係数 $C_{o,c}$, 単体圧力係数 $C_{p,c}$, 単体効率 η_c を求める. なお流量係数 ϕ は実車, 単体とも定義は同一である.

$$\text{Power coefficient} \quad C_{o,c} = T_c \omega / \{0.5\rho(u^2 + v^2) A u\} \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Pressure coefficient} \quad C_{p,c} = P_c / \{0.5\rho(u^2 + v^2)\} \quad (\text{A.6})$$

$$\text{Efficiency} \quad \eta_c = T_c \omega / \{P_c Q\} \quad (\text{A.7})$$

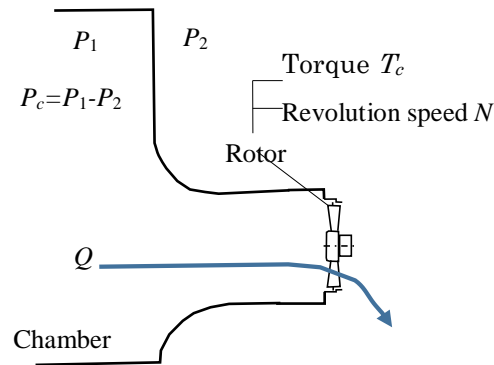


Fig. A.2 Schematic of method to measure rotor characteristics using isolated rotor.

A. 3. 3 実車再現試験方法

実車を再現する方法の一つとして, ロータ上流の搭載物の影響を加味した実車再現試験方法を図 A.3 に示す. 図 A.3(a)では, 図 A.2 の単体試験のロータ上流にラジエータとバンパを加えて性能特性を測定した. また, 上流搭載物の影響を明確にするため, ラジエータとロータの隙間 l は実車装着状態の 20 mm から 85 mm まで変化させた.

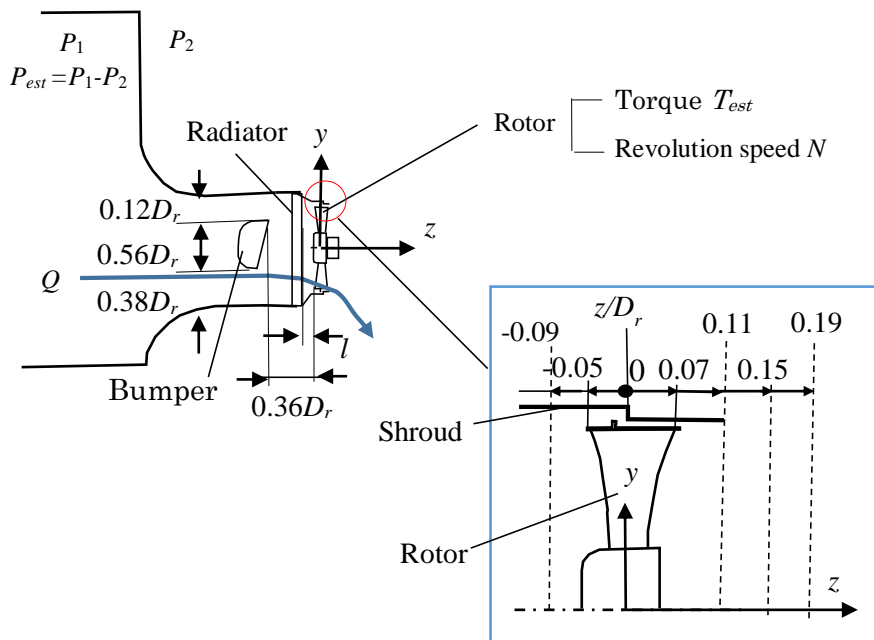
ラジエータとバンパのみの全圧低下 P_{est0} は図 A.3(b)に示すように, ロータを取外した測定から求めた. 実車再現試験でのロータの全圧低下は $P_{est} - P_{est0}$ となるので, 出力係数 $C_{o,est}$ を式(A.8), 圧力係数 $C_{p,est}$ を式(A.9), 効率 η_{est} を式(A.10)により求めた.

$$\text{Power coefficient} \quad C_{o,est} = T_{est} \omega / \{0.5\rho(u^2 + v^2) A u\} \quad (\text{A.8})$$

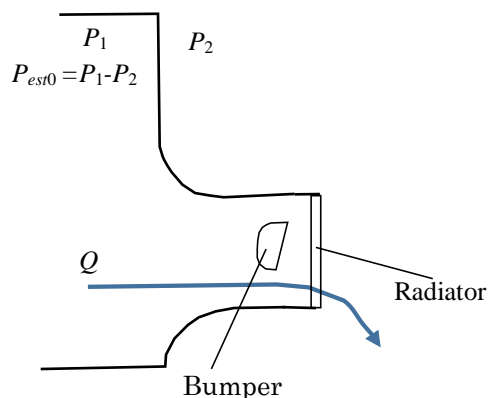
$$\text{Pressure coefficient} \quad C_{p,est} = (P_{est} - P_{est0}) / \{0.5\rho(u^2 + v^2)\} \quad (\text{A.9})$$

$$\text{Efficiency} \quad \eta_{est} = T_{est} \omega / \{(P_{est} - P_{est0}) Q\} \quad (\text{A.10})$$

この試験では CFD 解析の検証のため、ロータ後方 $z/D_r=0.11$ (ロータ後縁からの距離 15 mm, $D_r=340$ mm) にて熱線流速計による速度測定を行った。速度測定はロータ翼の回転位相と同期させて、0.1 msec 毎に測定データを取込んだ。ロータ回転数 1000 rpm, 翼枚数 9 枚の場合、翼間 1 ピッチ分のデータ取り込み点数は 67 点となる。同一翼間のデータを 16 回取り込み、平均処理して速度分布を求めた。



(a) Method to measure rotor torque T_{est} and total pressure drop P_{est} .



(b) Method to measure resistance through bumper and radiator P_{est0} .

Fig. A.3 Schematic of methods to measure rotor characteristics when bumper and radiator are installed in front of the rotor.

A. 4 CFD による解析方法

図 A.4 に CFD の解析モデルの概要を示し、図 A.5 にロータ径 ($D_r = 340 \text{ mm}$) を基準として主要寸法を示した。HS ロータの上流にラジエータとバンパを設定し、位置関係は図 A.3 の実車再現試験と同等とした。ラジエータとロータの隙間 l を実車再現試験と同様に変化させ、上流搭載物の影響を再現試験と比較した。入口流路はラジエータと同一サイズの矩形形状 ($1.47D_r \times 1.06D_r$) とし、長さをロータ径 D_r の 2 倍とした。なおロータの中心は上流視でラジエータの右側にシフトしている。ロータ後流の流路はロータ径 D_r の 2 倍の矩形断面で、2 倍の全長とした。

境界条件は入口を速度一定、出口を圧力一定とし、入口流路壁は滑りなし、出口流路壁は滑り条件とした。ラジエータは抵抗体としてモデル化し、実験より求めた抵抗係数を使用した。抵抗係数はラジエータの異方性を考慮し、主流 z 方向の抵抗は実測値を用い、 x 、 y 方向の抵抗は z 方向の 10 倍以上とした。メッシュ数はロータ部が約 600 万、流路部が約 300 万で、全体で約 900 万である。乱流モデルはロータ単体の解析と同様に SST (Shear Stress Transport) を使用した。

また、ロータ単体状態の解析をラジエータ、バンパを除いたモデルにて行ない、上流搭載物のある結果と比較を行った。

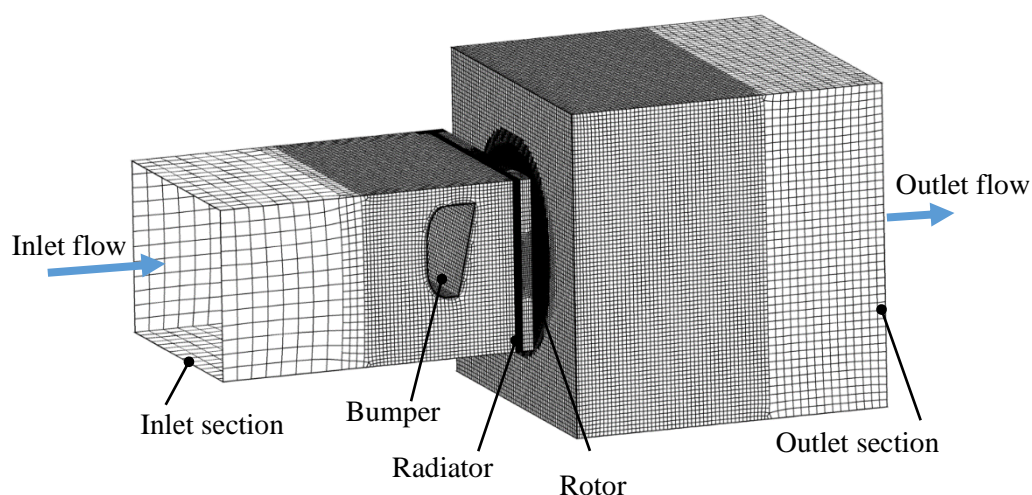


Fig. A.4 Computational model to calculate influence of inlet flow distribution on rotor performance.

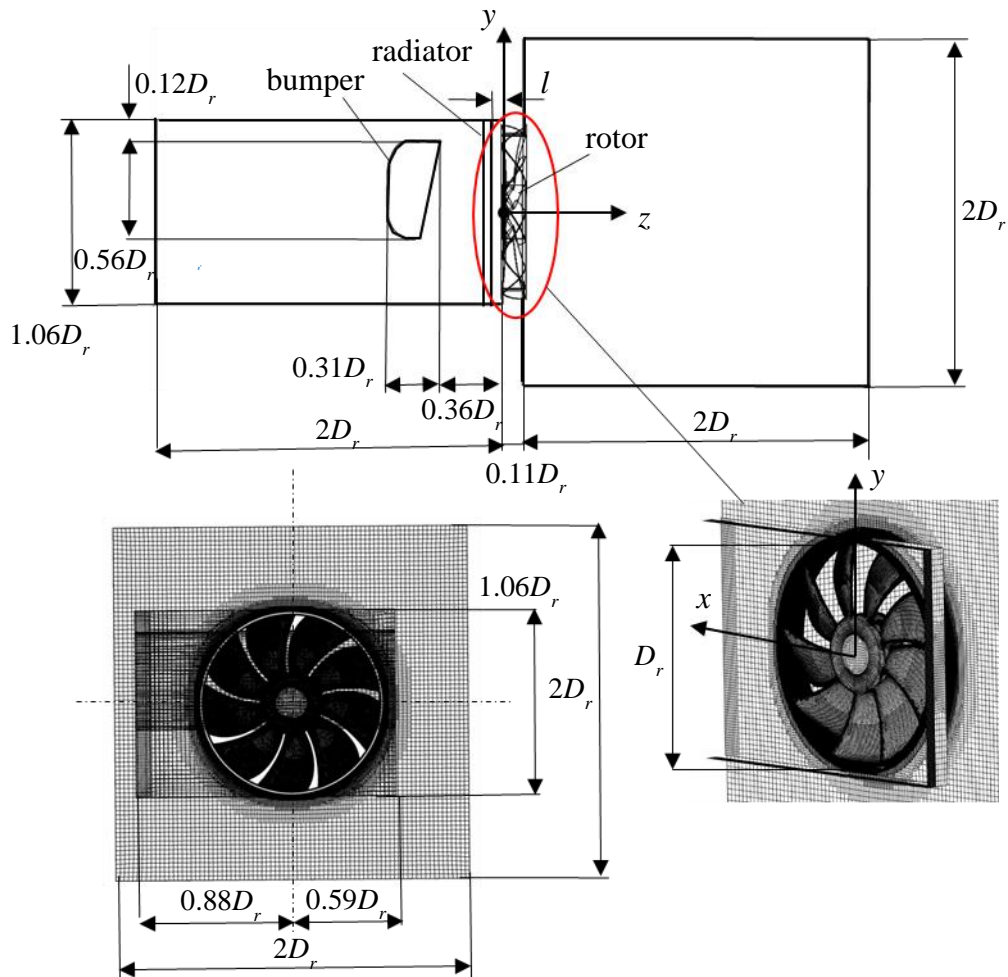


Fig. A.5 Main dimensions of computational model.

A. 5 測定結果

A. 5.1 性能特性測定結果

HS ロータの単体効率 η_c 、実車効率 η_v 、実車再現試験での効率 η_{est} の測定結果を図A.6に示す。最高効率は単体効率 η_c 、再現試験効率 η_{est} 、実車効率 η_v の順に低下し、実車効率 η_v の最大値 $\eta_v = 0.27$ は単体効率 η_c の最大値 $\eta_c = 0.39$ に対し約30%低下している。また、最高効率点の風量は単体効率 η_c が $\phi = 0.6$ 近傍に対し実車効率 η_v は $\phi = 0.9$ 近傍となり、最高効率点で作動するために高風量（高車速）が必要となる。

これに対し、再現試験効率は最大値 $\eta_{est} = 0.32$ であり、単体効率からは低下するが、流量係数 ϕ が増加するという実車での特徴を再現できていない。

図A.7では圧力係数を比較した。ロータの全圧損失は、実車では単体よりも損失が大きく低下しているが、再現試験ではやや増加し、逆の傾向を示している。

図 A.8 では出力係数を比較した. 同等出力を出すためには, 実車では単体よりも約1.5~2倍の高風量が必要となる. しかし再現試験では, 単体との変化が見られない.

このように上流搭載物のみでは実車を十分に再現することができないが, 上流搭載物による影響をより明確にするため, ラジエータとロータとの隙間 l を変え性能特性を調査した.

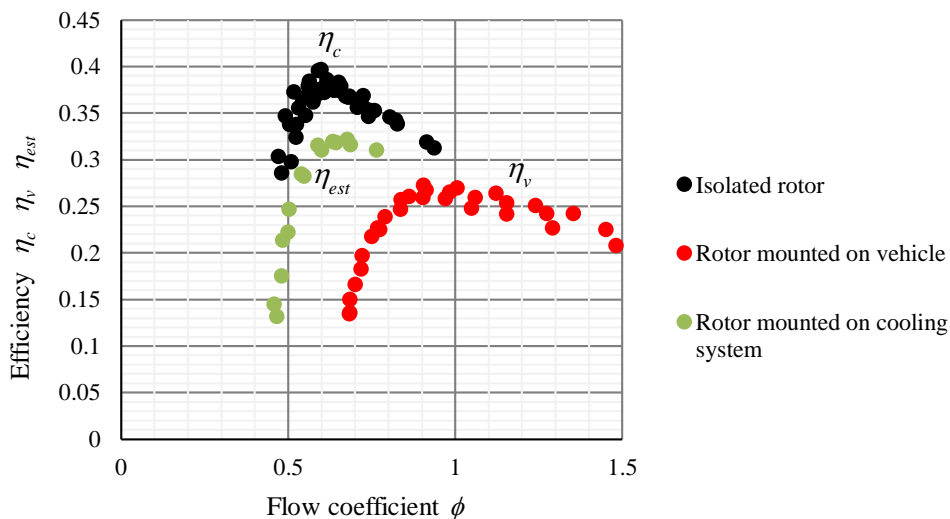


Fig. A.6 Influence of vehicle resistance and cooling system resistance on rotor efficiency.

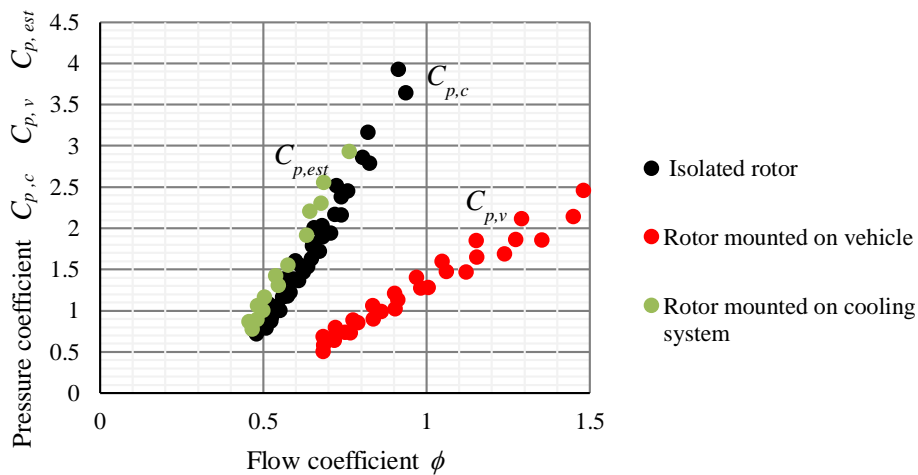


Fig. A.7 Influence of vehicle resistance and cooling system resistance on pressure coefficient.

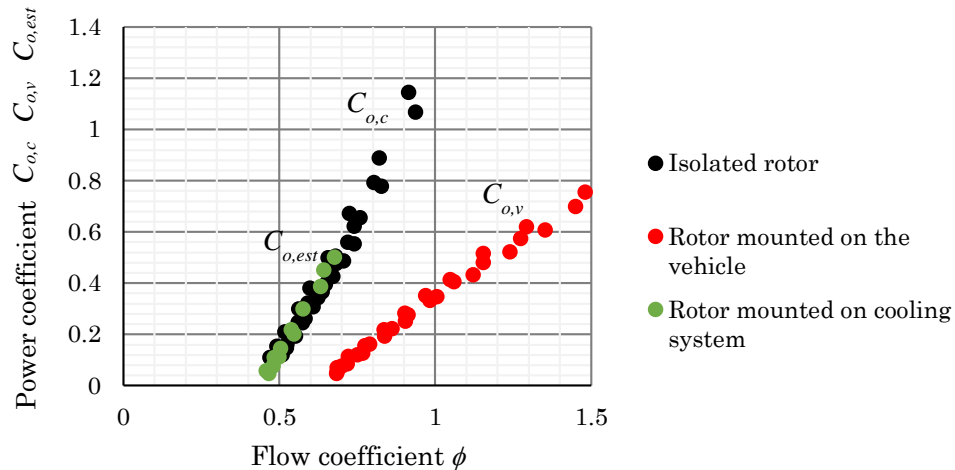


Fig. A.8 Influence of vehicle resistance and cooling system resistance on power coefficient.

A. 5.2 ロータ上流搭載物の影響調査

実車再現試験において、ラジエータとロータとの隙間 l を 85 mm から実車装着状態の 20 mm まで減少した場合のロータ効率 η_{est} を図 A.9 に示す。隙間 l を小さくするほどロータ効率 η_{est} は低下し、隙間 $l = 20$ mm では最大効率は $\eta_{est} = 0.32$ となり、実車最大効率 $\eta_v = 0.27$ に近い効率となる。一方、隙間 $l = 85$ mm では最大効率は $\eta_{est} = 0.40$ となり、単体効率特性に近くなる。したがって隙間 l を 85mm 以上にすることにより、ラジエータ、バンパの影響を除くことが可能である。

圧力係数 $C_{p,est}$ を図 A.10 に示す。隙間 l が小さくなるほど圧力係数は大きくなり、実車の傾向（単体特性に対して圧力が低下）とは異なっている。

出力係数 $C_{o,est}$ を図 A.11 に示す。隙間 l が小さくても出力への影響は小さく、実車の傾向（単体特性に対して出力が低下）とは圧力特性と同様に異なっている。

隙間を変化させた実験結果からも、上流搭載物のみを使用した試験では実車を再現できないことが分かった。したがって、下流の搭載物等も含めた再現が必要と考えられるが、実機を使用した実験ではロータ上下流の流れ場を完全に再現することは困難であるので CFD を活用することが有効と考えている。今回の再現試験の CFD 解析を行い、試験結果との対応がとれれば、今後、車両全体の解析に活用することが可能である。また、CFD 解析では詳細な流れを確認することができるので、性能低下のメカニズムを検討することも可能であり、上流搭載物による効率低下を改善する手がかりを得ることもできる。

したがって、以降では次のように進めた。

- ・上流搭載物の影響について CFD 解析を行い、試験結果との比較検証を行う。
- ・上流搭載物によって生じる性能低下のメカニズムを明確にする。

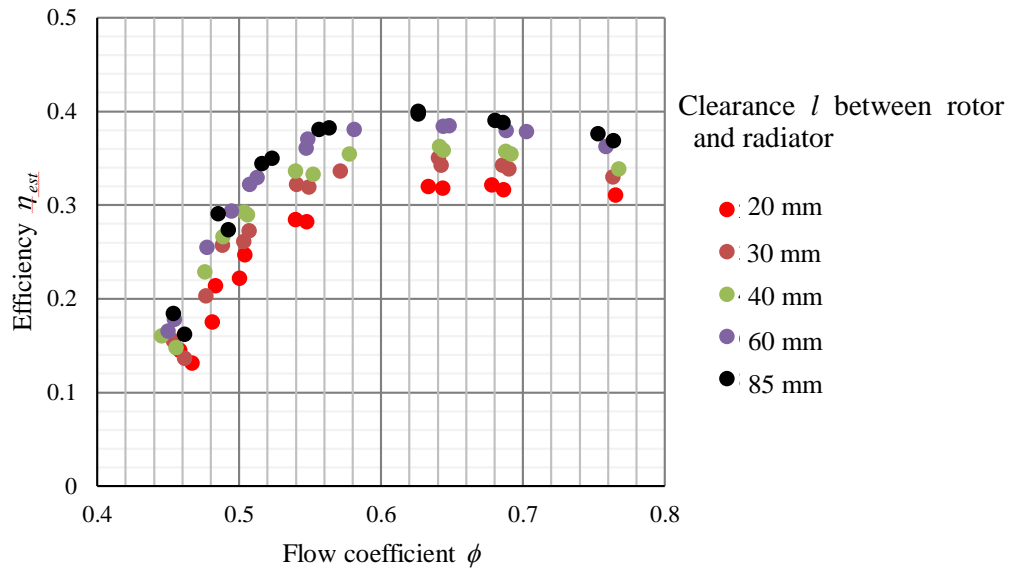


Fig. A.9 Influence of clearance between rotor and radiator on rotor efficiency.

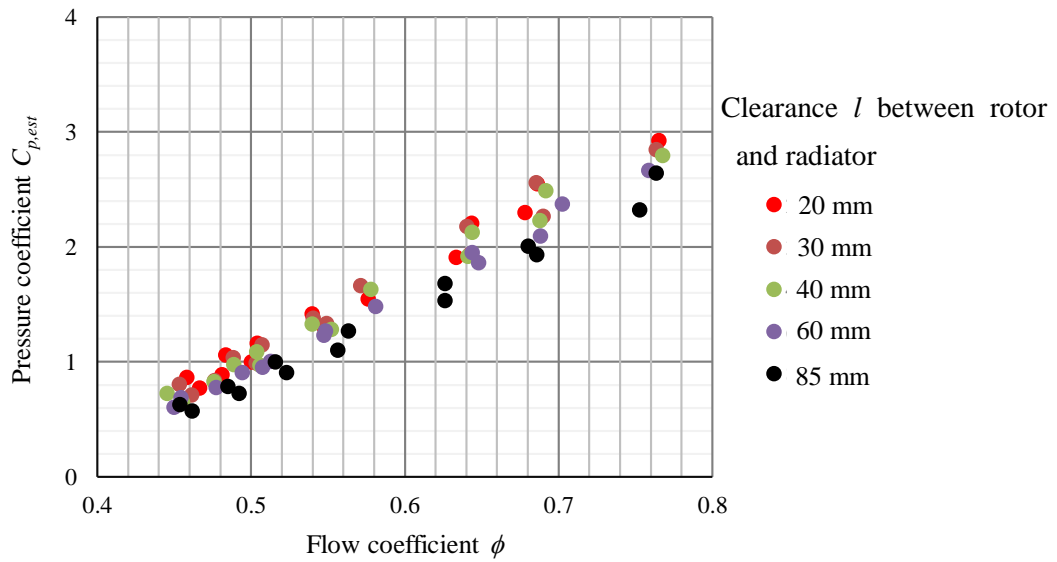


Fig. A.10 Influence of clearance between rotor and radiator on pressure coefficient.

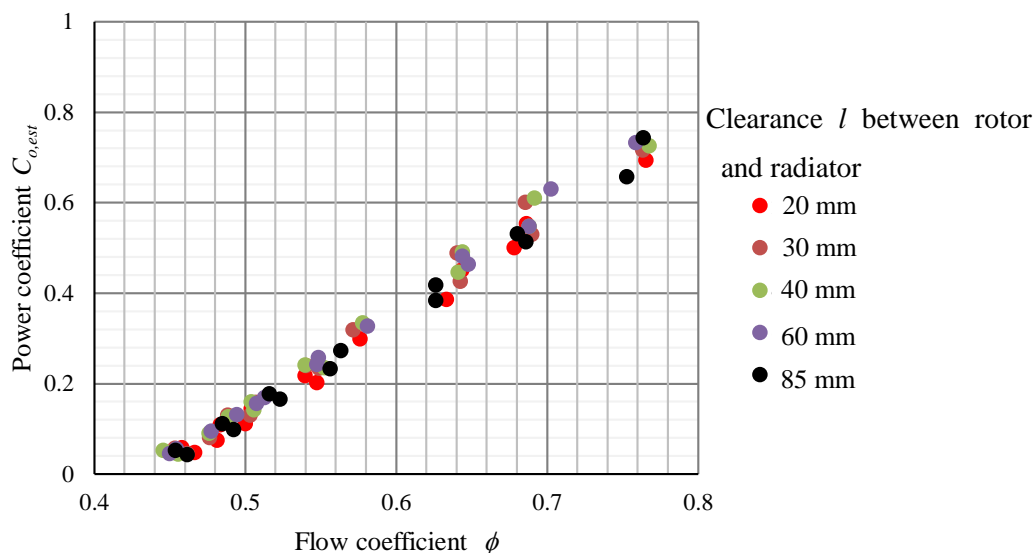


Fig. A.11 Influence of clearance between rotor and radiator on power coefficient.

A. 6 CFD 解析の検証

A. 6.1 性能特性による解析の検証

CFD によって求めた性能特性（ロータ単体および再現試験条件）を実測した特性と比較した。図 A.12 にロータ単体効率（赤点は実測値，赤破線は解析値）と再現試験効率（黒点は実測値，黒破線は解析値）を示した。最高効率点において解析値は実測値よりも高い効率を示すが，効率低下の傾向はほぼ対応している。ラジエータとロータ間の隙間は $l=20\text{ mm}$ （実車相当）で比較した。

最高効率点での流量 $\phi=0.6$ において，隙間 l を変化させた際の効率を図 A.13 に示す。黒線は実測値，黒破線は解析値である。隙間が小さくなるほど効率は低下し，解析は実測の傾向に対応している。しかし実測値が $l=85\text{ mm}$ で単体効率と同じ効率 $\eta_{est}=0.4$ になるのに対し，解析値は $l=80\text{ mm}$ で $\eta_{est}=0.425$ であり単体の解析値 $\eta_c=0.45$ よりも小さく，解析では $l=80\text{ mm}$ でも上流の影響があることを示している。

隙間 l を変化させた際の圧力係数を図 A.14 に示す（黒線は実測値，黒破線は解析値）。実測では l が小さくなると圧力係数が大きくなり，ロータ抵抗が増加している。これは l が小さくなるとロータへの流入風が不均一となっていることが原因として考えられる。解析値は l が 40 mm 以下の領域では実測値に一致するが， 50 mm 以上に隙間が拡大しても解析値は圧力が低下せず実測値とのずれが生じている。

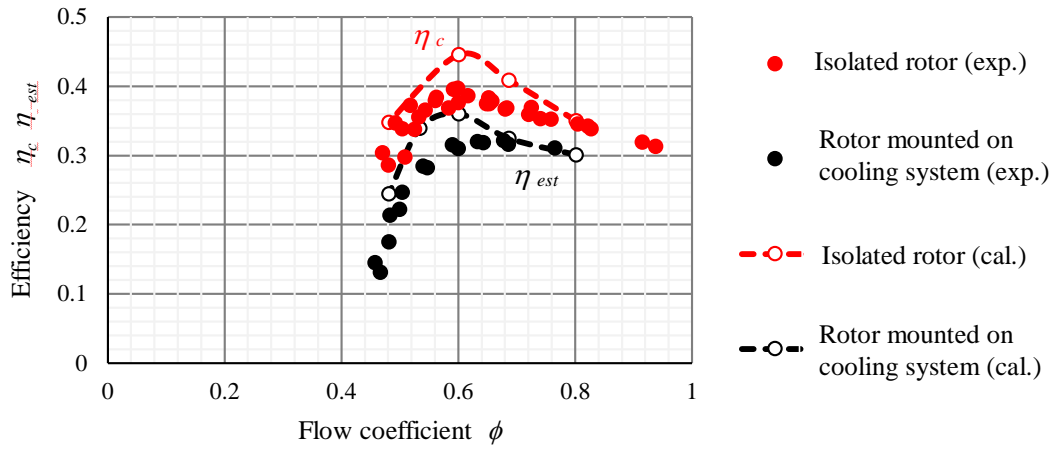


Fig. A.12 Comparison of experimental results of η_c and η_{est} with calculation results of η_c and η_{est} ($l = 20$ mm).

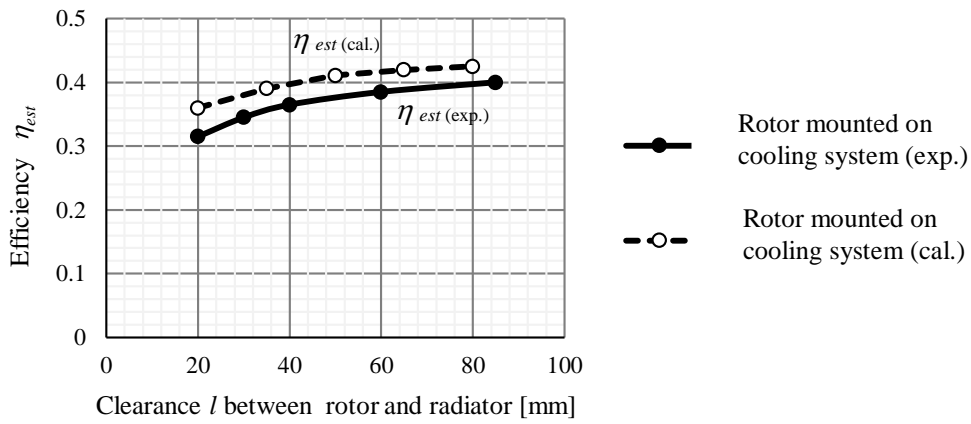


Fig. A.13 Comparison of experimental results and calculated results with regards to influence of clearance on efficiency ($\phi = 0.6$).

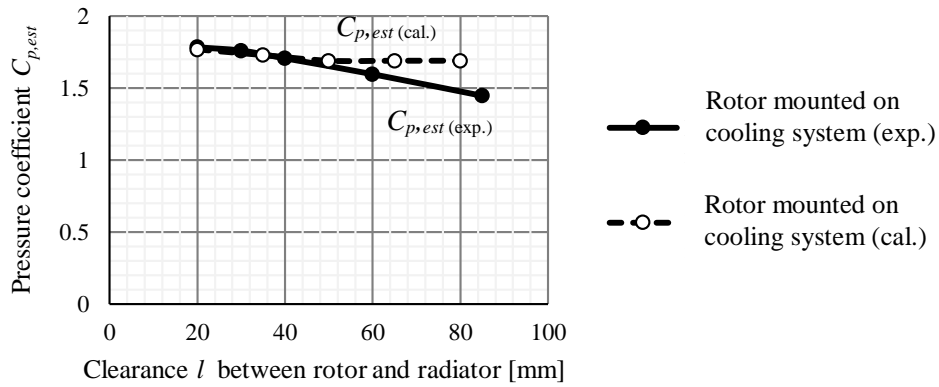


Fig. A.14 Comparison of experimental results and calculated results with regards to influence of clearance on pressure coefficient ($\phi = 0.6$).

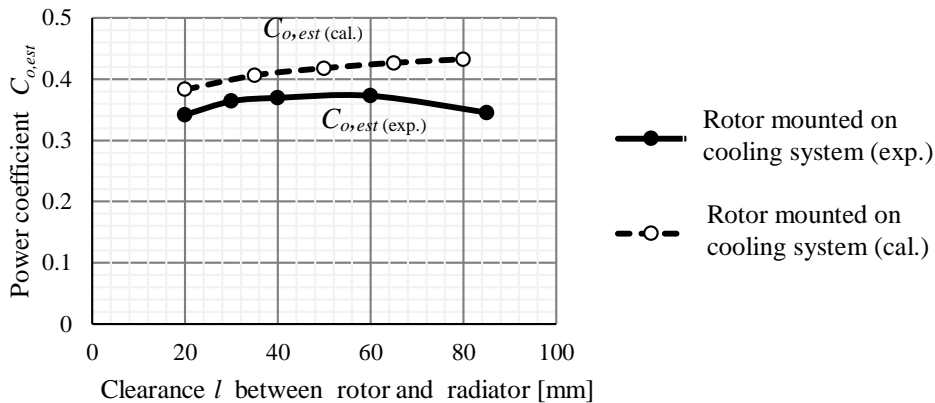


Fig. A.15 Comparison of experimental results and calculated results with regards to the influence of the clearance on power coefficient ($\phi = 0.6$).

隙間 l を変化させた際の出力係数を図 A.15 に示す (黒線は実測値, 黒破線は解析値). 実測値は l が 40 mm 以下で低下するが, 85 mm から 60 mm への隙間短縮では, 出力はむしろ増加する傾向がある. これは図 A.14 で示したように, 隙間短縮によりロータの上流圧が増加したためと推定される. 解析値は l を小さくすることにより徐々に出力低下し, l が 40 mm 以下の領域では, 解析の傾向は実測に略対応している.

圧力, 出力ともに隙間 l が 50 mm 以上の領域で解析値と実測値のずれが大きくなる理由の一つとして, 搭載物の後流における解析精度が搭載物から離れるほど劣ることが考えられるが, 現実の搭載環境ではラジエータとロータとの隙間 l は 15~30 mm 程度のため, この範囲では CFD 解析の活用が可能と考えられる.

A. 6. 2 ロータ後方速度分布による解析の検証

性能特性に加え, 速度分布についても解析の検証を行うため, 上流搭載物を設置した再現試験条件 (ラジエータとロータの隙間 $l=20$ mm) にて, ロータ後方 $z/D_r=0.11$ (ロータ後縁からの距離 15 mm) の断面での熱線流速計による測定結果と解析結果との比較を行った. 熱線流速計による絶対速度の回転方向成分の測定結果を図 A.16(a)に示し, 解析結果を図 A.16(b)に示す. 流量係数 $\phi=0.6$ の最高効率点での結果を示した. ロータはラジエータに対し上流視で右に偏心しており, ロータの左右で速度分布が異なっている. 図 A.16(a)の測定結果において, ロータ右側の A 部は反回転方向成分の絶対値が小さい領域を示し (風車として作用するトルクが小さい領域), 翼端の後縁部から翼ピッチの約 1/2 の範囲を占めている. ロータ左側の B 部も反回転方向成分の絶対値が小さい領域を示すが, B 部は翼の約 1 ピッチ分の範囲を占めるため, ロータ右側に対して左側の領域は反回転方向成分の絶対値が小さな領域が広がっている.

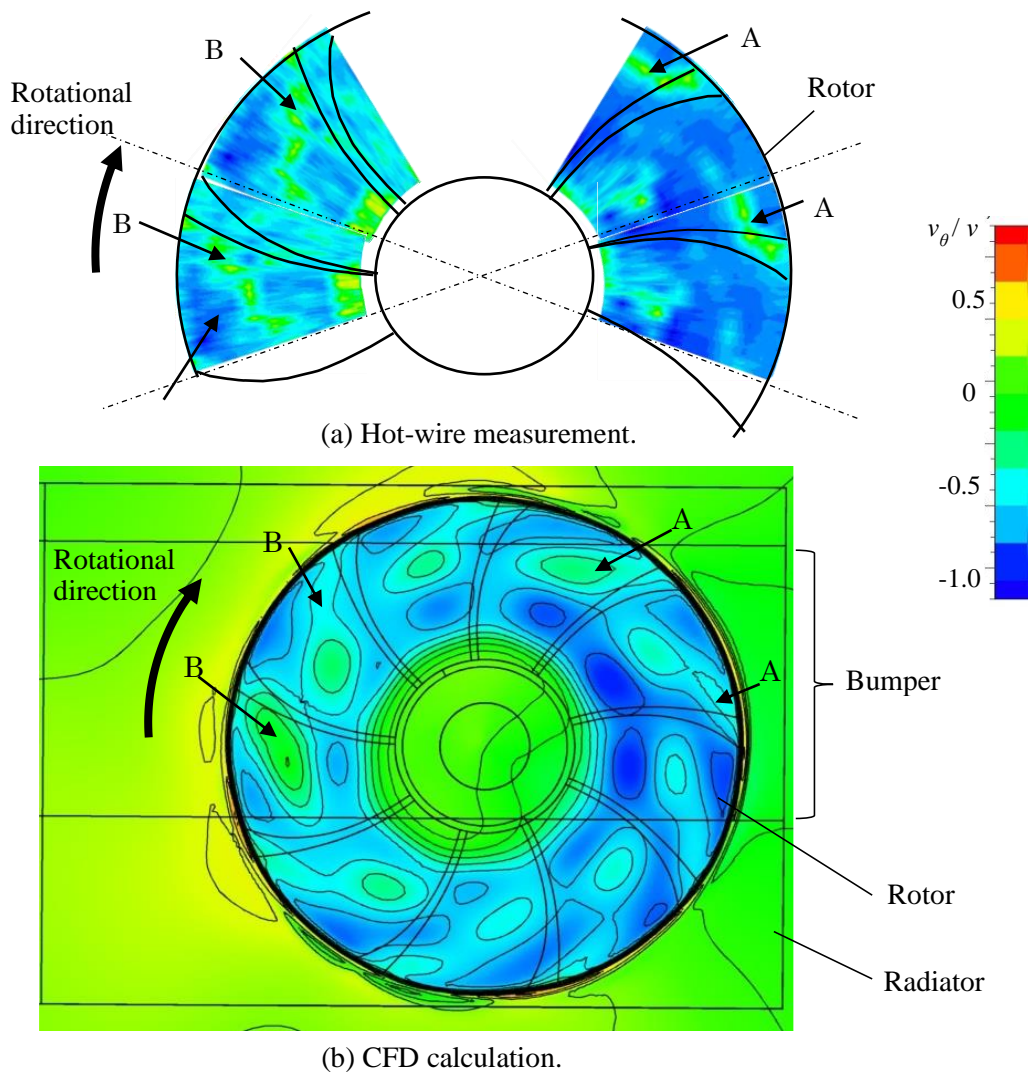


Fig. A.16 Tangential component of absolute velocity at outlet section ($l = 20$ mm, $z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.6$).

したがって、風車として作用するトルクはロータ左側が右側に対して小さくなっていると考えられる。図 A.16(b)の解析結果においても翼端の後縁部から反回転方向成分の絶対値が小さい領域 A, B が発生しており、ロータ左側で風車トルクが低下する傾向がみられる。

熱線流速計による絶対速度の軸流方向性成分の測定結果を図 A.17(a)に示し、解析結果を図 A.17(b)に示す。熱線流速計による測定結果では翼端部の速度が大きく ($v_z/v > 1.4$)、翼中央部の速度は $v_z/v = 0.4$ 程度にまで小さくなっている。解析では翼端部は測定値に近い速度となっているが、翼中央部の速度は $v_z/v = 0.7$ 程度であり、測定値ほど不均一な分布にはなっていない。このため効率、出力において解析値の方が測定値よりも高い

値になっていると考えられる。ただし、速度分布の特徴より上流障害物の影響を解析でも捉えられていると考えられるので、次節では解析を用いて、上流障害物による性能低下のメカニズムを検討する。

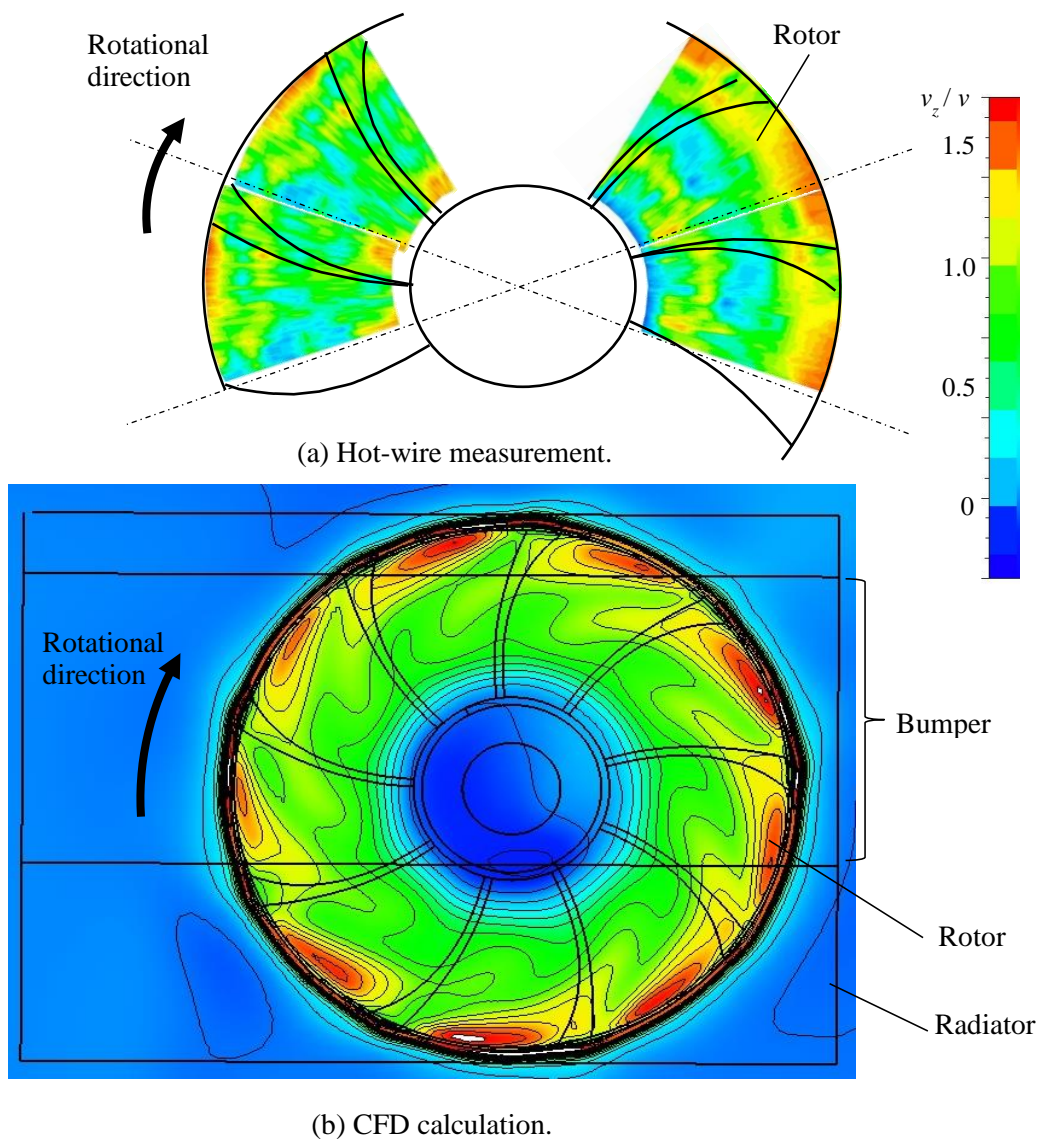


Fig. A.17 Axial component of absolute velocity at outlet section ($l = 20$ mm, $z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.6$).

A.7 上流搭載物による性能低下のメカニズム

ロータへの流入状態を CFD 解析によって調査し、性能低下のメカニズムを明確にする。流入速度分布の半径方向成分を図 A.18(a), (b)に示す。ロータ単体の場合を(a), 上流搭載物をロータ上流に配置した再現試験の場合を(b)に示した。解析断面はロータの上流 $z/D_r = -0.09$ (ロータの前縁から 13 mm 上流) であり, (b)の場合にはロータとラジエータ間の隙間 20 mm のほぼ中央である。

ロータ単体の場合(a)には、ロータがラジエータの右側に偏心しているため、ロータ左側ではラジエータ左側からロータへ流入する流れの負の半径方向速度成分 v_r が発生する。ただし周方向ではほぼ均等に存在し、 v_r/v (半径方向速度/ロータ平均軸流速度) は約 -0.5 である。

一方、上流搭載物を配置した場合(b)には、ロータへ流入する流れの負の半径方向速度はバンパの後流部が最も強くなり、その絶対値も単体に対し2倍以上大きくなる。すなわち、周方向に不均一な流れがロータに流入している。

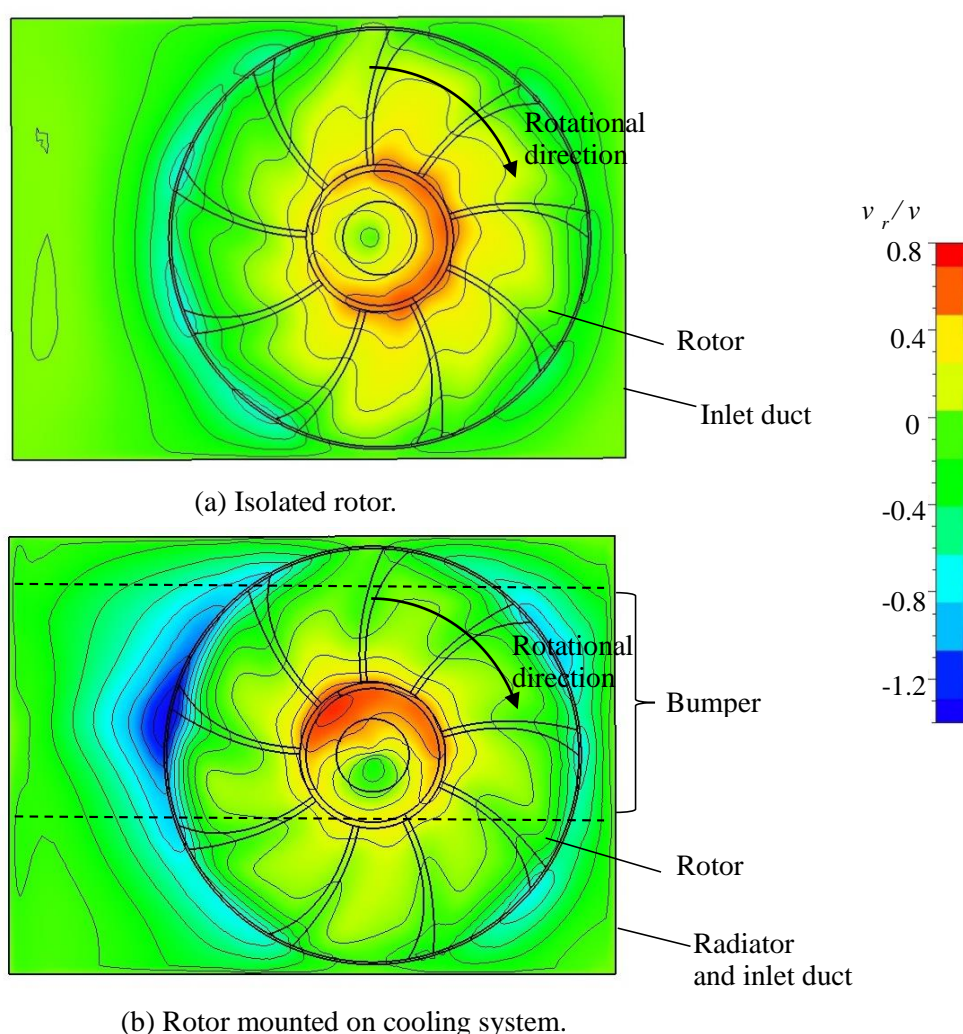
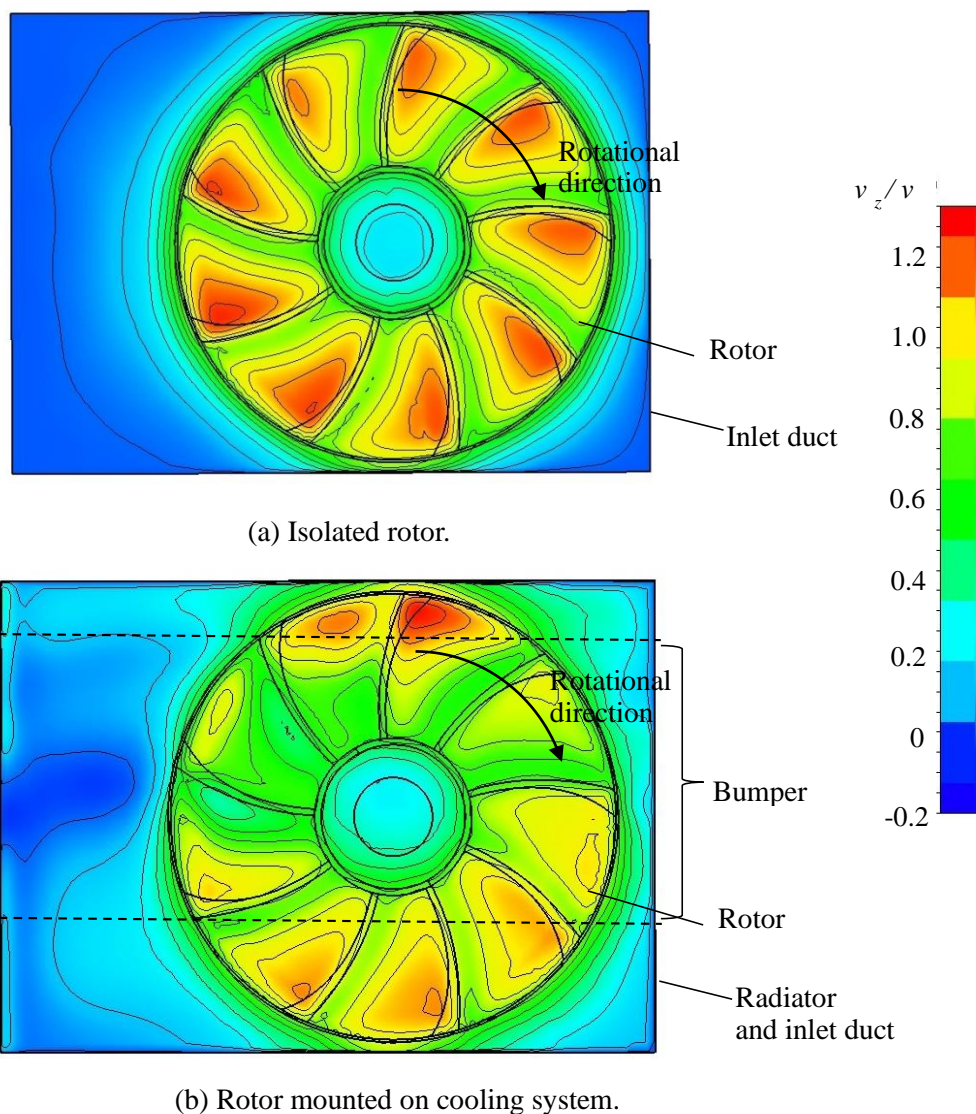


Fig. A.18 Radial component of absolute velocity at inlet section ($z/D_r = -0.09$, $\phi = 0.6$).

同様に軸方向成分につきロータへの流入速度分布を図 A.19(a), (b)に示す。ロータ単体の場合を(a), 上流搭載物を配置した場合を(b)に示した。ロータ単体の場合(a)には翼の回転位置による変化は少なく翼後縁側での軸方向速度が大きくなっているが, 上流搭載物を配置した場合(b)には, バンパの後流部において軸方向速度が低下し周方向での均一性が低下している。



翼の高圧面側（上流側）の静圧分布を図 A.20 に示す。ロータ単体の場合(a)には外周リング周辺の翼端部と翼中央部はほぼ同等の圧力を示している。しかし上流搭載物を配置した再現試験の場合(b)には、翼端部には圧力低下が発生し、特にロータ左側の低下量はロータ右側に対し大きくなっている。これは図 A.18 に示した半径方向流れの増加と図 A.19 に示した軸流速度の低下との影響により、ロータ左側翼端部へ流入しにくくなっているためであり、これがロータ左側で風車トルクが低下した原因と考えられる。

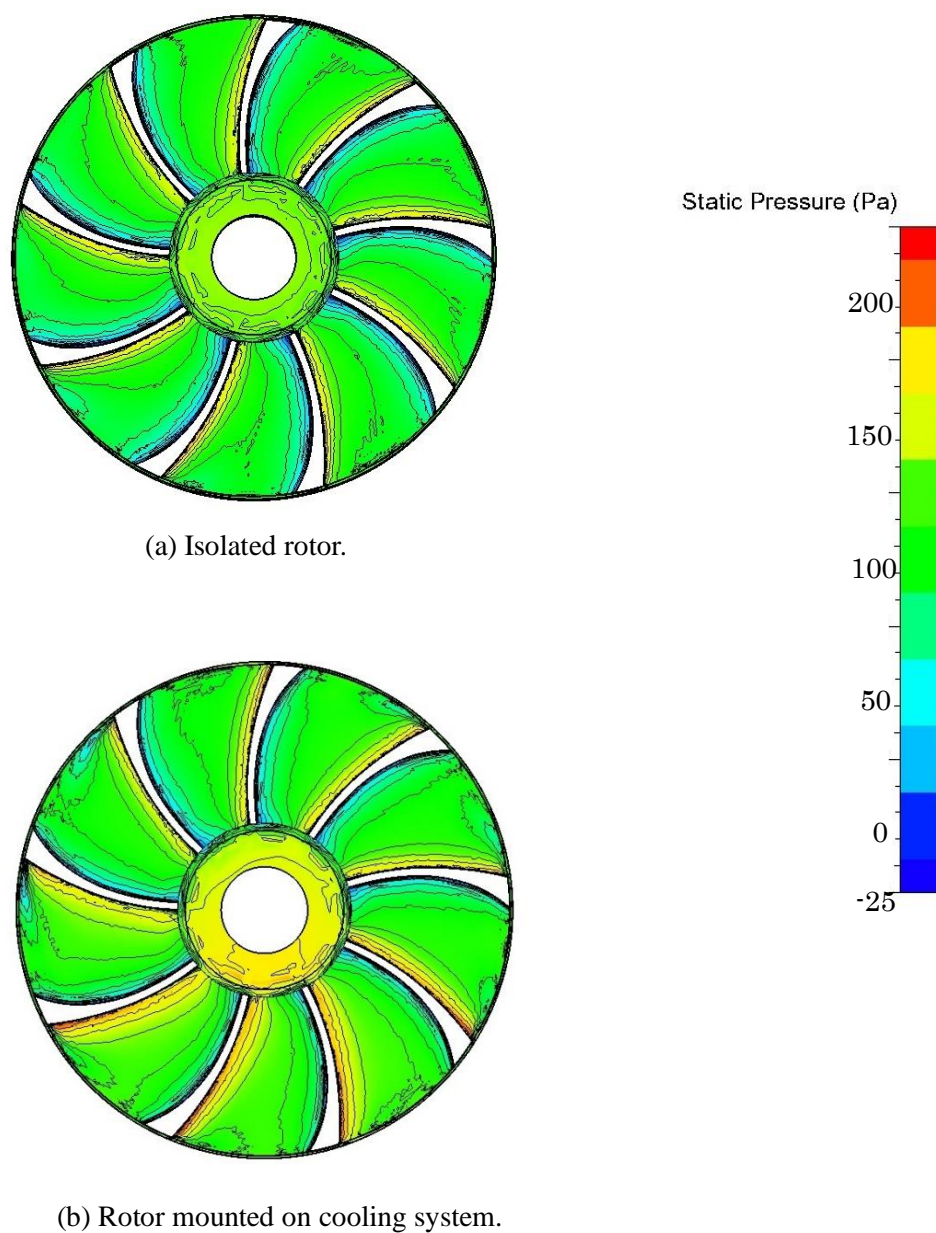


Fig. A.20 Static pressure distribution on pressure surface of rotor ($\phi = 0.6$).

A.8 おわりに

車両搭載環境によりロータ周りの流れは変化し、性能特性も単体のみで測定したものから変化する。本研究で検討した高ソリディティロータでは単体効率に対し、実車搭載時での効率は約 30%低下した。これを再現するため、実車でのロータ上流の搭載物を単体試験のロータ上流部に追加して特性評価を行ったが、実車を再現することはできなかった。特に最高効率点が高風量側に移行する変化は原因が明確になっていない。しかし、上流搭載物による影響として、ロータ抵抗増加や出力低下は再現試験でみられ、CFDでも確認することができた。

今後、実車により近い流れ状態を模擬するために、実車での上流および下流搭載物を試験ベンチに配置することが考えられるが、現実的には非常に困難である。したがって実車を再現する手段として CFD の活用が主体となることが考えられる。今回、上流搭載物の影響において、性能特性や速度分布の検証を行うことができ、性能低下のメカニズムを明らかにすることができた。

今後、より実車環境に近い CFD 解析と、エンジンルーム内流れの観察による検証を行い、車両搭載環境での解析精度の向上を図ると共に、解析を活用した改良案の抽出を行っていきたいと考えている。

付録 B CFD 解析モデルの格子分割

B.1 はじめに

本研究にて使用した CFD 解析の計算格子について補足する。CFD で使用される計算格子は、大きくは構造格子 (図 B.1) と非構造格子 (図 B.2) に分類される。構造格子は格子点の並びに規則性を持つ格子であり、格子の形状自由度は低くなる。これに対し非構造格子は格子点の並びに規則性を持たないため、格子の形状自由度は高い。ターボ機械の解析において、翼列の解析のような翼周りの境界条件が複雑ではない場合に構造格子が使用されている。しかし本研究では翼単体の解析だけではなく、車両搭載状態の解析にまで解析対象を広げる必要があったため、格子生成の自由度の高い非構造格子六面体形状で格子作成を行った。以下に本研究で作成した解析モデルの主要部の計算格子について記述する。

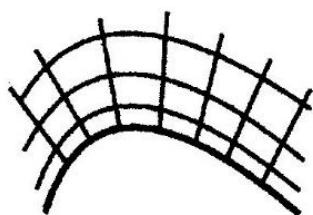


Fig. B.1 Structured hexahedral mesh.

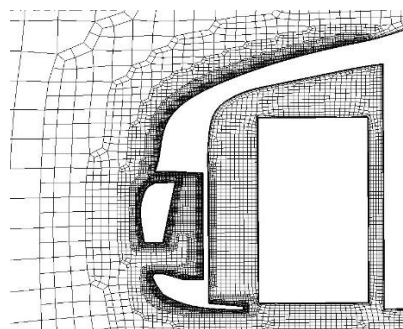


Fig. B.2 Unstructured hexahedral mesh.

B.2 単体性能解析モデル

図 B.3 はロータ翼の格子形状を示し、図 B.4 はロータおよびシュラウド部、図 B.5 は入口流路部及び出口流路部を示す。解析モデルは周期境界条件を用い、ロータ翼 1 枚のみをモデル化した。

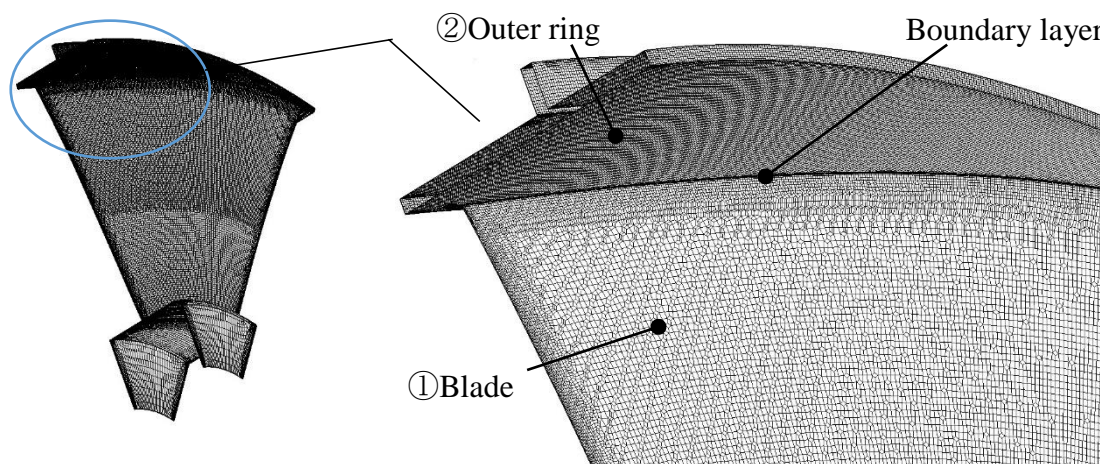


Fig. B.3 Mesh structure of rotor blade.

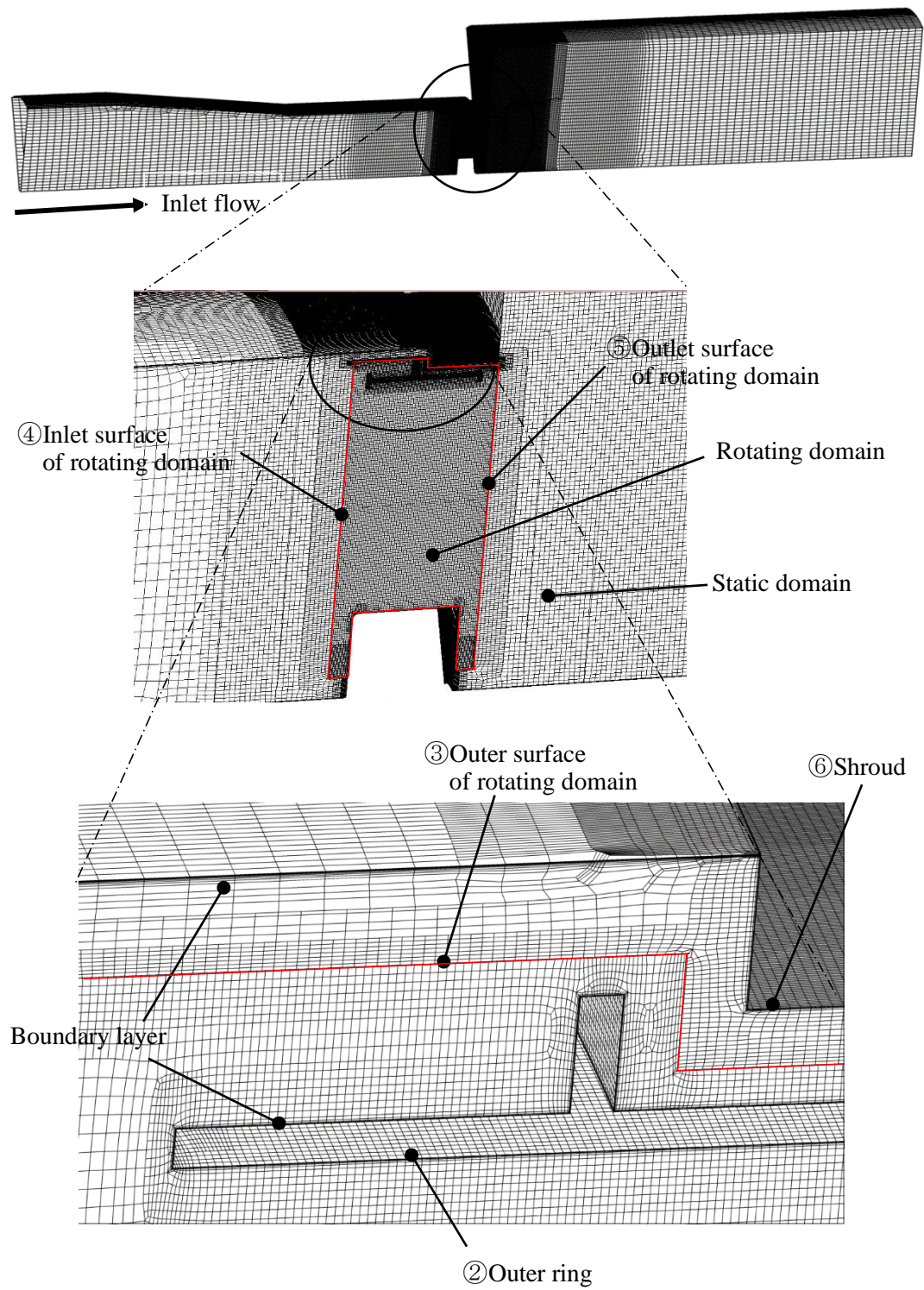


Fig. B.4 Mesh structures of rotor and shroud domains.

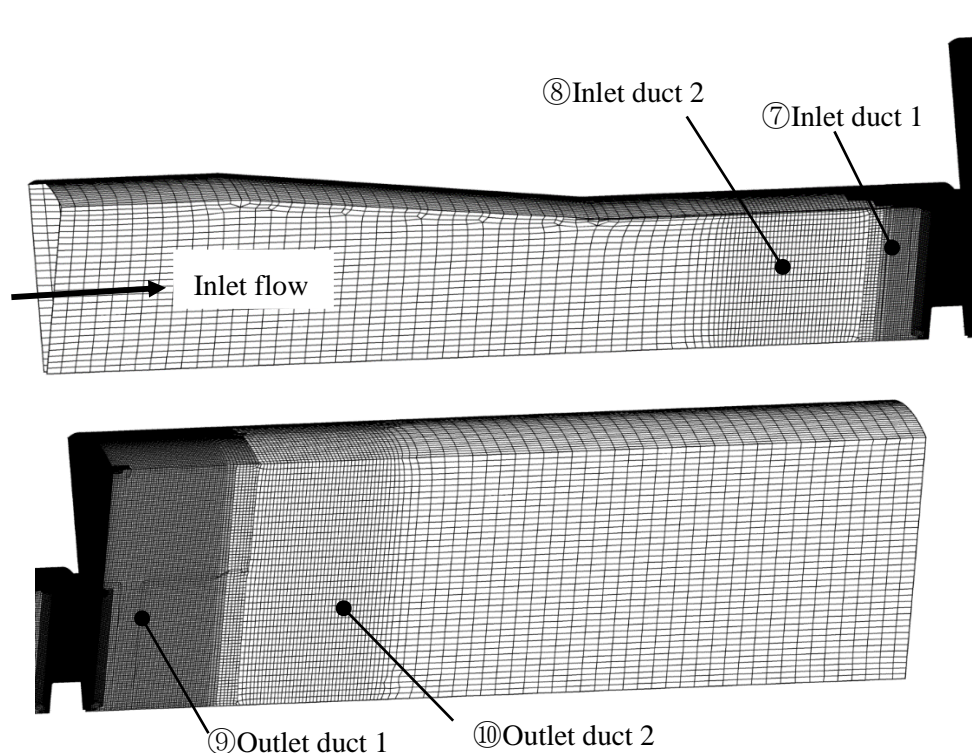


Fig. B.5 Mesh structures of inlet and outlet domains.

回転座標系が適用されるロータの周辺領域はシュラウドや入口、出口流路とは別に領域を形成しておき、格子形成の後に rotor/stator 接続を行う。これにより回転座標系のロータ領域と静止座標系の流路を接続することになる。図 B.4 の③ロータ外周面と④ロータ流入面、⑤ロータ流出面がロータ領域と静止領域との界面である。rotor/stator 接続の方法は frozen rotor 方式とした。これはロータ領域と静止領域の界面での速度成分と圧力の連続性が保障されるためである。他の接続方法として mixing plane 方式の接続方法がある。これは接続界面で回転方向に平均化を行い質量流量、運動量、エネルギーの厳密な保存を保障するものである。本研究ではロータ翼の相対位置における流れ状態を把握し、熱線流速計による速度との比較検証を行う必要があり、速度の連続性が確保される frozen rotor 方式を選択した。

各部位の格子サイズを表 B.1 に示す。翼の外周リングとシュラウドで形成されるチップクリアランス部は流速の変化が大きく、また性能への寄与も大きい部位であるので、この部位（クリアランス 5 mm）には 10 層のメッシュが設定できるメッシュサイズ 0.5 mm と境界層を設定した。（境界層については後述）ロータ翼面は前縁 r 相当の 1 mm、ロータ前後領域は 2 mm とした。

格子数はロータ部で約 300 万、入口、出口ダクト部で計約 300 万、全体で約 600 万である。

Table B.1 Target cell sizes of computational model.

Parts	Cell size (mm)
①Blade	1
②Outer ring	0.5
③Outer surface of rotating domain	0.5
④Inlet surface of rotating domain	2
⑤Outlet surface of rotating domain	2
⑥Shroud	1
⑦Inlet duct 1	5
⑧Inlet duct 2	10
⑨Outlet duct 1	5
⑩Outlet duct 2	10

境界層格子は第1層を $y^+=1$ の厚みの位置に設定し, 第2層以降を1.2倍の厚み比で, 8層を設定した. y^+ は以下の式(B.1)~(B.3)より算出した. ここで u_τ は摩擦速度であり, τ_w は壁面せん断応力である. ロータによる圧力低下量 $\Delta p = 100$ Pa, ロータ半径 $R = 0.17$ m, ロータ前後長さ $L = 0.04$ m とすると, $y^+=1$ となる厚み y は 0.001 mm となり, これを第1層の厚みとした.

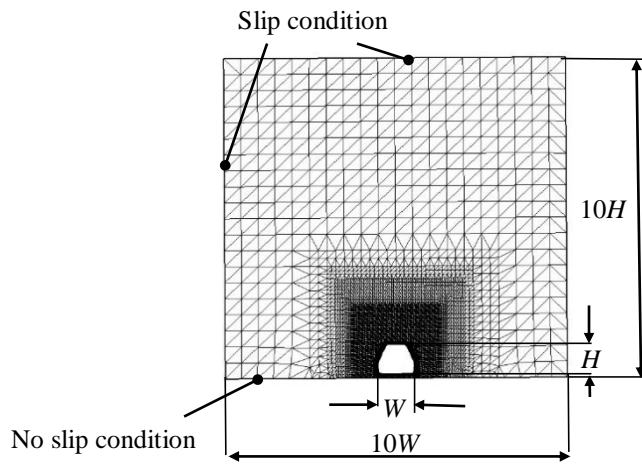
$$y^+ = y u_\tau / \nu, \quad (\text{B.1})$$

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}, \quad (\text{B.2})$$

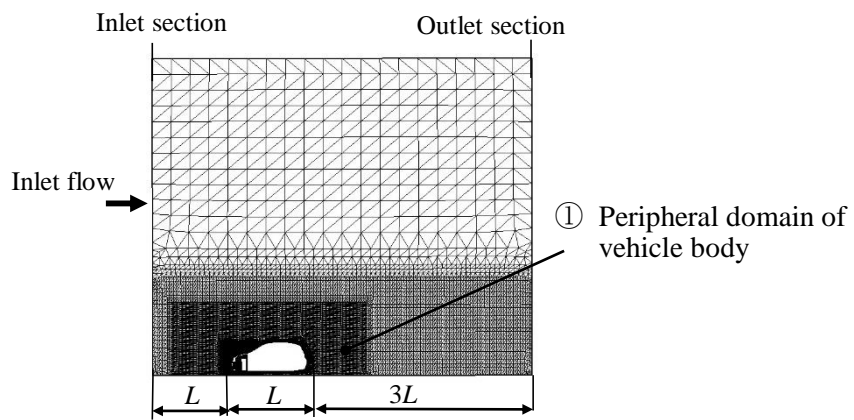
$$\tau_w = \Delta p \cdot R / 2L \quad (\text{B.3})$$

B.3 車両冷却系空気抵抗の解析モデル

図 B.6 は全体の解析モデルを示す. 解析領域の幅および高さは車両の10倍とし, 車両から領域入口までの長さは車両長さ分をとり, 車両から領域出口までの長さは車両長さの3倍とした. 図 B.7 は車両部, 図 B.8 はエンジンルーム, 図 B.9 は冷却系の流出部を示す. 本解析では定性的な傾向の調査を目的とし, エンジンルーム内搭載品は簡略形状とした. また, ラジエータ, ロータは多孔質体として抵抗係数を入力した. 流速変化の大きな部位はシュラウド, ロータ, ラジエータ, エンジン周囲, 車両前周り, 車両からの流出部であるので, これらの部位の格子サイズを小さくした. 表 B.2 に各部位の格子サイズを示す. 総格子数は約800万である.



(a) Front view.



(b) Side view.

Fig. B.6 Mesh structure of whole computational model for study of air resistance through vehicle cooling system.

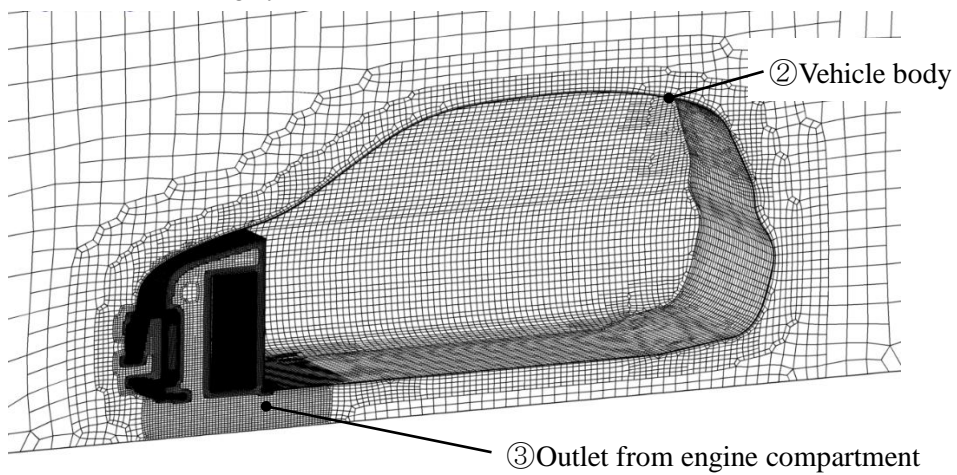


Fig. B.7 Mesh structure of whole vehicle.

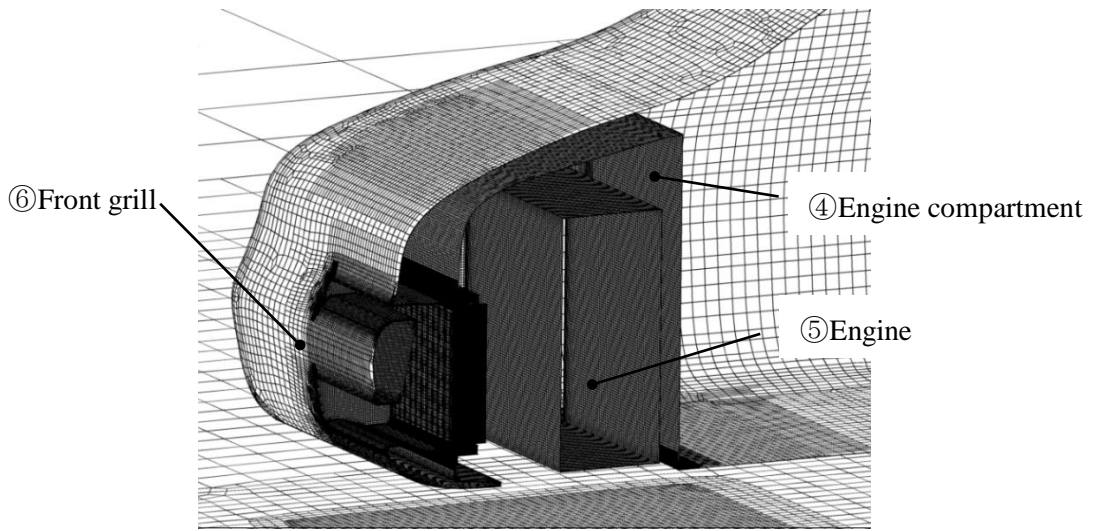


Fig. A8 Mesh structure of engine compartment.

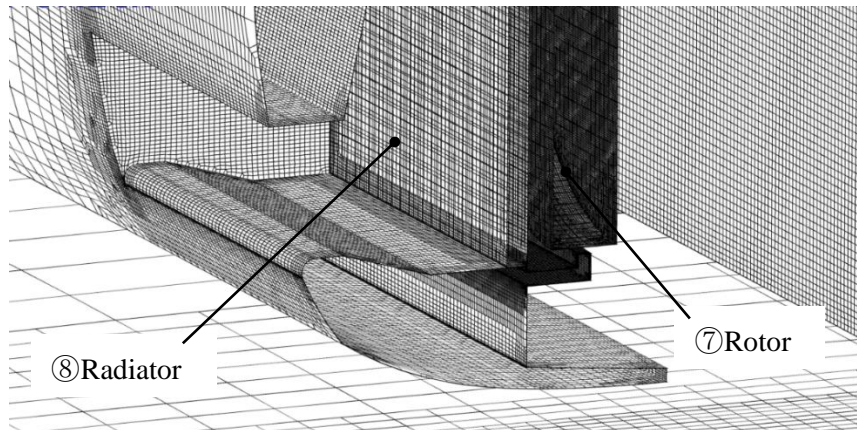


Fig. B.9 Mesh structure of the outlet from engine compartment.

Table B.2 Target cell sizes of computational model

Parts	Cell size (mm)
① The peripheral domain of the vehicle	200
② Vehicle body	50
③ Outlet from the engine compartment	20
④ Engine compartment	10
⑤ Engine	10
⑥ Front grill	10
⑦ Rotor	2
⑧ Radiator	10

B.4 車両搭載物による影響の解析モデル

図 B.10 は全体の解析モデルを示し、図 B.11 は9枚翼高ソリディティロータを示し、図 B.12 はラジエータとロータとを接続するシュラウドを示す。ロータ入口での速度分布の影響を解析するため、周期境界条件を使用せず、実験と同じ9枚翼をモデル化し、図 B.10 中の③バンパと④ラジエータを実験と同じ位置関係でロータ上流に設定した。

図 B.11 および図 B.12 に示したロータ、シュラウドの境界層の第1層は周期境界モデルと同様に0.001 mmとした。ロータリングとシュラウド間のクリアランス部が最も速度変化が大きく、ブレード、シュラウドも速度変化の大きな部位であり、これらの格子サイズを小さくした。具体的なサイズを表 B.3 に示す。格子数はロータ部が約600万、シュラウド部および流入部、流出部が約300万で、総計約900万である

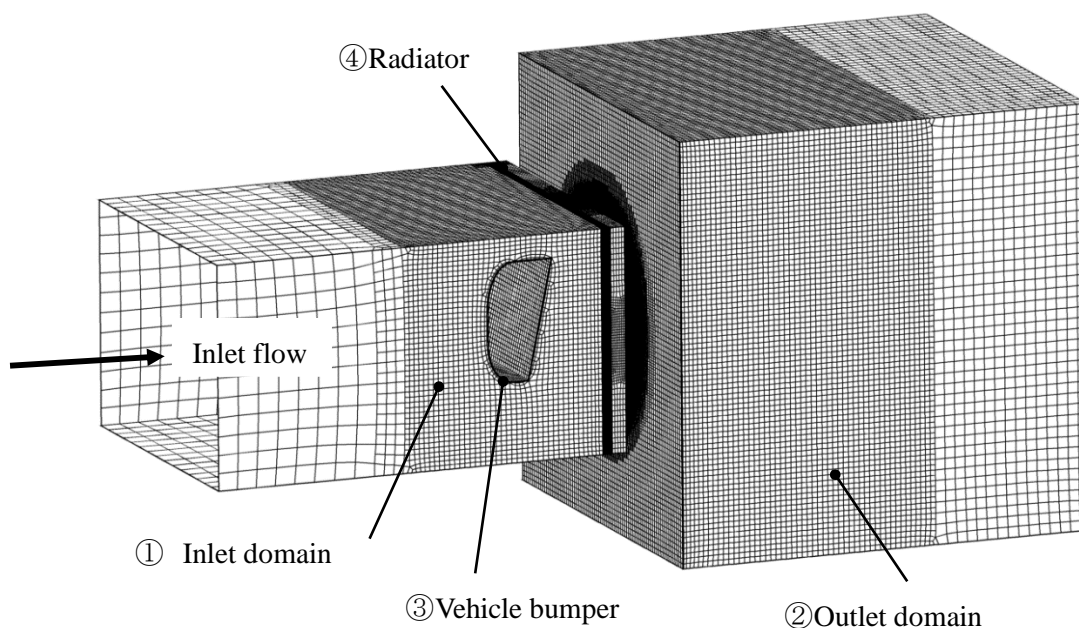


Fig. B.10 Mesh structure of the whole computational model for the study of influence of inlet flow distribution into the rotor.

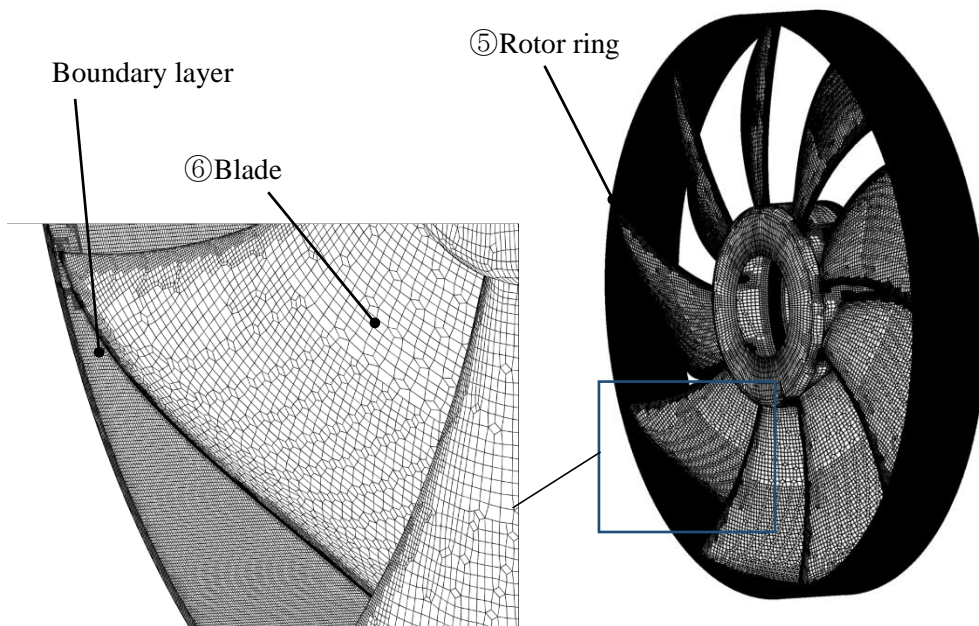


Fig. B.11 Mesh structure of rotor with nine high solidity blades.

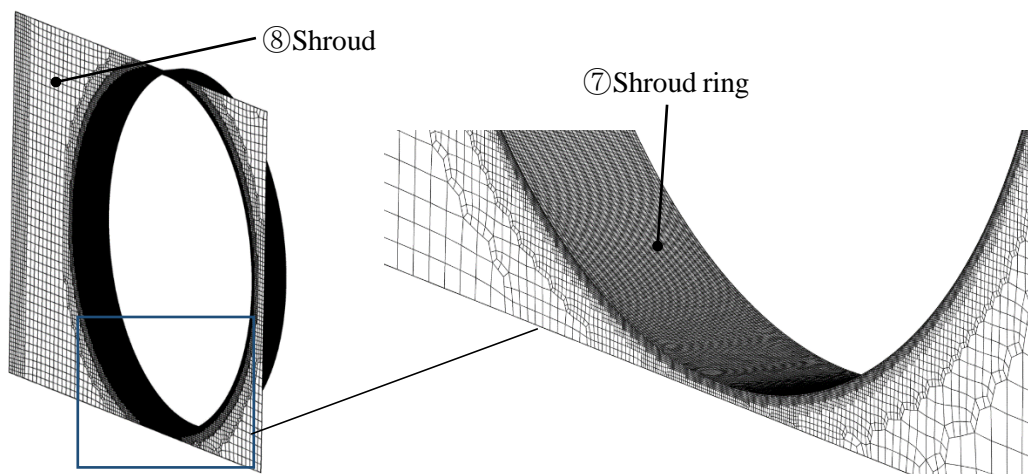


Fig. B 12 Mesh structure of shroud that connect rotor to radiator.

Table B.3 Target cell sizes of computational model

Parts	Cell size (mm)
① Inlet domain	8
② Outlet domain	8
③ Vehicle bumper	8
④ Radiator	4
⑤ Rotor ring	1
⑥ Blade	4
⑦ Shroud ring	1
⑧ Shroud	2

付録 C 乱流モデル

C.1 はじめに

乱流を数値解析する手法には、RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation), LES(Large Eddy Simulation), DNS(Direct Numerical Simulation)等があるが、工学的に広く使用されているのは RANS である。今後、計算機の処理能力向上に伴い、LES の実施が増加すると考えられるが、工学的にはアンサンブル平均量が必要となる場合が多く、短時間で経済的な予測が可能な RANS は今後も改良が進められると思われる。

本研究では、風車として活用した場合での性能予測を行うため、RANS での解析を行った。解析にあたって使用する乱流モデルには様々なモデルが今までに研究されているが、ターボ機械での使用実績から 2 方程式系の SST モデルを使用した。ここでは、この SST モデルの基礎となった k - ε モデルと SST モデルについての概要をまず述べ、 k , ε の初期値の設定方法について報告する。

C.2 標準 k - ε モデル

標準 k - ε モデルの基礎方程式を式(C.1)~(C.9)に示す。式(C.1)は連続の式を示す。平均流れ場の NS 式(C.2)中のレイノルズ応力 $\overline{u_i u_j}$ を式(C.3)にてモデル化する。これは Boussinesq の渦粘性近似⁽¹⁷⁾とよばれ、レイノルズ応力の最も簡易な線形モデルであり、 ν_t は渦粘性係数である。この ν_t は次元解析より乱れエネルギー k と散逸率 ε により式(C.4)で求めることができる。ここで $C_\mu=0.09$ が実験により確認されている。

乱れエネルギー k および散逸率 ε の輸送方程式をモデル化したのが式(C.5), (C.6)である。 k の生産項 P_k は Boussinesq の渦粘性近似⁽¹⁷⁾より式(C.7)となる。 k の拡散項 D_k は勾配拡散近似により式(C.8)でモデル化しており、ここで $\sigma_k=1.0$ は乱流プラントル数である。

ε の輸送方程式(C.6)の生産項、散逸項は Davidov らにより乱れエネルギー k を参考にして近似されている。ここで $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$ である。拡散項 D_ε は k の拡散項と同様、渦粘性を用いて勾配拡散近似よりモデル化している。

$$\frac{\partial(U_i + u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (\text{C.1})$$

$$\frac{DU_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right), \quad (\text{C.2})$$

$$\overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad (\text{C.3})$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (\text{C.4})$$

$$\frac{Dk}{Dt} = P_k - \varepsilon + D_k , \quad (\text{C.5})$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) + D_\varepsilon , \quad (\text{C.6})$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} v_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 , \quad (\text{C.7})$$

$$D_k = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) , \quad (\text{C.8})$$

$$D_\varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (\text{C.9})$$

この標準 k - ε モデルの欠点は、工学分野で扱われる複雑な流れ場では、 $\overline{u_i u_j}$ の異方性や曲率、衝突効果が生じることであり、十分正しい解が得られず種々改良が行われている。例えば、式(C.3)に非線形項を含めた非線形 k - ε モデルや、壁近傍の解析精度を向上させた Wilcox の k - ω モデルがある（ここで乱れの周期 $\omega = \varepsilon/k$ と定義）。

C.3 SST k - ω モデル

つぎにターボ機械での使用実績があり、本研究でも使用した Menter の SST(Shear stress transport) k - ω モデルについて説明する。Menter の考えは壁から離れた乱流域では k - ε モデルを使用し、壁近傍では k - ε モデルを k - ω モデルに変換し、両者の特徴を生かそうというものである。 k - ω モデルの基礎方程式を式(C.10)から式(C.15)に示す。乱れエネルギー k の輸送方程式(C.11)、(C.12)は、Wilcox の k - ω モデルと同一である。乱れ周期 ω の輸送方程式(C.13)、(C.14)は、 ε の輸送方程式を $\varepsilon = k\omega$ により変換したものである。

$$v_t = \frac{k}{\omega} , \quad (\text{C.10})$$

$$\frac{Dk}{Dt} = P_k - \beta_1 k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{v_t}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) , \quad (\text{C.11})$$

$$P_k = 2v_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} , \quad (\text{C.12})$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = P_\omega - \beta_2 \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{v_t}{\sigma_{\omega 1}} + \nu \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2 \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} , \quad (\text{C.13})$$

$$P_\omega = \gamma_2 \left(2 \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (\text{C.14})$$

ここで、式中の各種パラメータは、次の(C.15)の通り設定した。

$$\beta_1 = 0.09, \beta_2 = 0.083, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\omega_1} = 1.2, \sigma_{\omega_2} = 1.17, \gamma_2 = 0.44 \quad (\text{C.15})$$

k - ε モデルと k - ω モデルとの推移は、以下の混合関数 F_c で行っている。 k - ε で使用するモデル定数 C_1 と k - ω でのモデル定数 C_2 に対し、壁からの距離 y と $Re_{e,y} = y^2 \omega / \nu$ によって、モデル定数 C を設定している。

$$C = F_c C_1 + (1 - F_c) C_2, \quad (\text{C.16})$$

$$F_c = F_c \left(\frac{\sqrt{k}}{\omega y}, Re_{e,y} \right) \quad (\text{C.17})$$

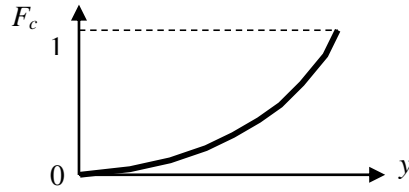


Fig. C.1

C.4 初期値設定方法

次に k, ε の初期値の設定方法について説明する。式(C.4)から粘性係数と渦粘性係数の比 ν / ν_t を用いて、散逸率 ε は式(C.18)のように示される。また、自由一様流の場合、乱流エネルギーの式は式(C.19)となる。 u は入口速度である。式(C.18)と式(C.19)から散逸率 ε を消去し、 ∂x に代表寸法 L 、 ∂k として入口での k の 0.1 を変化量と見込むと式(C.20)となる。これより、 k の初期値 k_0 は式(C.21)により求められる。ここで ν_t / ν は、ターボ機械のような内部流れに対しては、代表値として $\nu_t / \nu = 50$ を設定し、外部流れに対しては $\nu_t / \nu = 1$ を設定する。

一方、 ε の初期値 ε_0 は、 k_0 を式(C.18)に代入し、式(C.22)より求めることができる。ここで、 $C_\mu = 0.09$ である。

$$\varepsilon = C_\mu \frac{\nu k^2}{\nu_t \nu}, \quad (\text{C.18})$$

$$u \frac{\partial k}{\partial x} = -\varepsilon \quad , \quad (C.19)$$

$$C_\mu \frac{\nu}{\nu_t} \frac{k^2}{\nu} = u \frac{0.1k}{L} \quad , \quad (C.20)$$

$$k_0 = \frac{0.1u}{L} \frac{\nu_t}{\nu} \frac{\nu}{C_\mu} \quad , \quad (C.21)$$

$$\varepsilon_0 = C_\mu \frac{\nu}{\nu_t} \frac{k_0^2}{\nu} \quad (C.22)$$

表 C.1 に今回の解析で使用したロータの代表寸法と乱流モデル設定値を示し、式 (C.21)、(C.22)で求めた k 、 ε の初期値を示す。

Table C.1 Input value and initial value of turbulence model.

Input values	Characteristic length	L	m	0.34
	Characteristic velocity	u	m/s	7.8
	Kinetic viscosity	ν	m ² /s	1.43x10 ⁻⁵
	Turbulence Dissipation constant	C_μ		0.09
	Eddy viscosity ratio	ν_t/ν		50
Initial values	Turbulence kinetic energy	k_0	m ² /s ²	0.0182
	Turbulence dissipation	ε_0	m ² /s ³	0.0418

付録 D S字翼型について

D.1 航空機に適用されたS字翼型

本研究では送風機性能を維持しつつ，風車性能を向上させるため，S字翼型を採用した．この翼型は航空機用として研究されたものであり，ここではこの翼型の特徴について概略を説明する．

有限幅の翼を地面あるいは水面に近づけると，一定の条件の下で揚抗比が改善される表面効果（地面効果）が見られる．この効果を水面上で積極的に利用した空中翼支持の高速船が表面効果翼船（Wing In Surface Effect Ship: WISES）⁽¹³⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾である．図 D.1 は秋元ら(2006)⁽¹³⁾が試作評価を行った WISES の外観図である．表面効果翼の設計で特に重要となるのは安定性である．水面からの高度上昇とともに翼下面の圧力中心は前方へ移動する．この現象に伴う機首上げ傾向を安定化させるため，多くの WISES が巨大な水平尾翼を必要としている．この水平尾翼は抵抗を増加させる一方，揚力への寄与が少なく，表面効果による揚抗比の増大を減殺してしまっている．これに対して翼後部の形

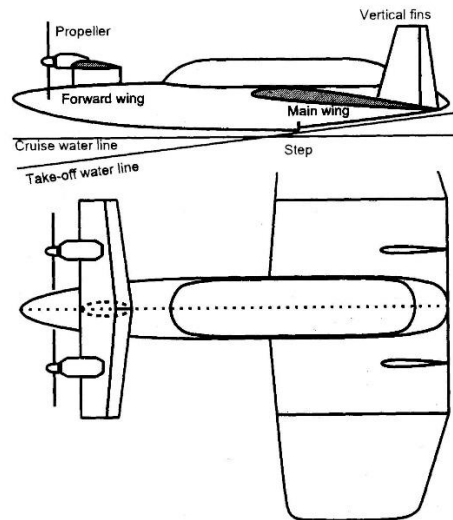


Fig. D.1 Sketch drawing of canard type WISES (秋元ら 2006).⁽¹³⁾

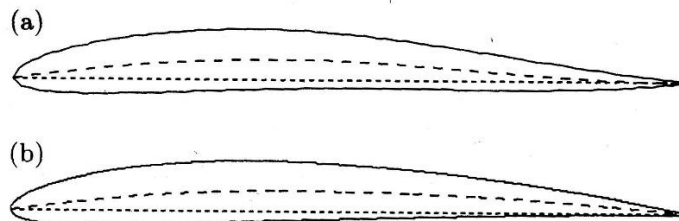


Fig. D.2 Blade profile of canard type WISES. (秋元ら 2006)⁽¹³⁾

(a)S-Shaped profile. (b)Base profile NACA3409.

状に逆そりを追加して S 次型にすることにより安定性を増すことが S 次翼型を WISES に採用する狙いである。

秋元ら(2006)⁽¹³⁾は図 D.2 に示す翼型を採用した。翼型は NACA 3409 のキャンバーに次式で示す逆キャンバー量 $y(x)$ を付加した。

$$y(x) = 0 \quad (0 < x < p) \quad (\text{D.1})$$

$$y(x) = -\frac{27n}{4(1-p)^3} (x-p)^2(x-1) \quad (p < x < 1) \quad (\text{D.2})$$

ここで、式中的変数は以下の通りに定義する。

x : 翼弦上の位置

p : 原型となる NACA 翼の最大キャンバー位置

n : 逆キャンバーの最大値 翼弦長の 1%

D.2 送風機/風車において適用したS字翼型

本研究で使用した送風機/風車の翼型は、原型を2重円弧翼とし、逆キャンバーの付加を航空機用と同一の方法で行った。ただし、逆キャンバー量は翼弦長の最大4%を設定している。送風機/風車に適用した翼型の特徴は出願特許(特許願 整理番号 NE12132)において詳細に記載したので、ここでは特許請求範囲のみを示す。

D.2.1 特許請求範囲設定の考え方

- ・ S字翼型は航空機への適用としては新規な翼型ではないが、プロペラファンとして適用された例はないため、プロペラファンとの組合せであることを明記する。
- ・ 翼型は数値限定ではなく、広範囲の形状が請求範囲で網羅できるようにする。
- ・ モータであり、かつ発電機との組合せを明記する。

D.2.2 特許請求範囲

【請求項1】

キャンバーラインは、流入風の絶対速度に対して凸の円弧となる前縁側キャンバーラインと凹の円弧となる後縁側キャンバーラインで構成されるS字翼を有するプロペラファン。(図 D.3 に示すように、キャンバーラインを凹凸の円弧形状の組合せとしたことを特徴とする。)

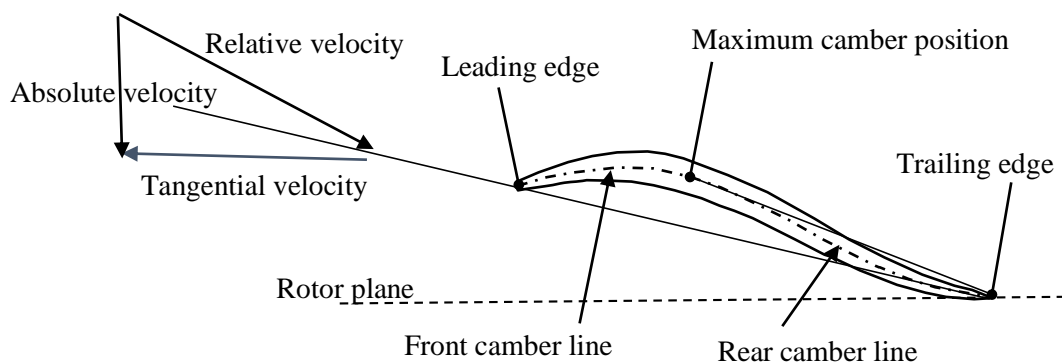


Fig. D.3 Schematic drawing of inlet flow relative to S-Shaped blade section.

【請求項2】

請求項1のプロペラファンと、送風時はモータ、発電時は発電機となるモータ/発電機と組合せた送風機/発電機。

【請求項 3】

請求項 2 のモータ/発電機がブラシレス構造を有する送風機/発電機.

【請求項 4】

後縁側キャンバーラインが, 最大キャンバー点と後縁点とをつなぐ直線よりも, 前縁点, 最大キャンバー点, 後縁点をつなぐ円弧の中心側に凹んでいる断面形状のプロペラファン. (図 D.3 に示すように, 後縁側にキャンバーラインの凹形状を持つことを特徴とする.)

【請求項 5】

請求項 4 と請求項 2 または 3 を組合せた送風機/発電機.

【請求項 6】

流入風に対し凸側面の圧力が, 最大キャンバー点までは大きく減少し, 最大キャンバー点から後縁点に向かって圧力低下しない領域を持つプロペラファン.

(図 D.4 に示すように, 機能面からの特徴を請求範囲として設定する.)

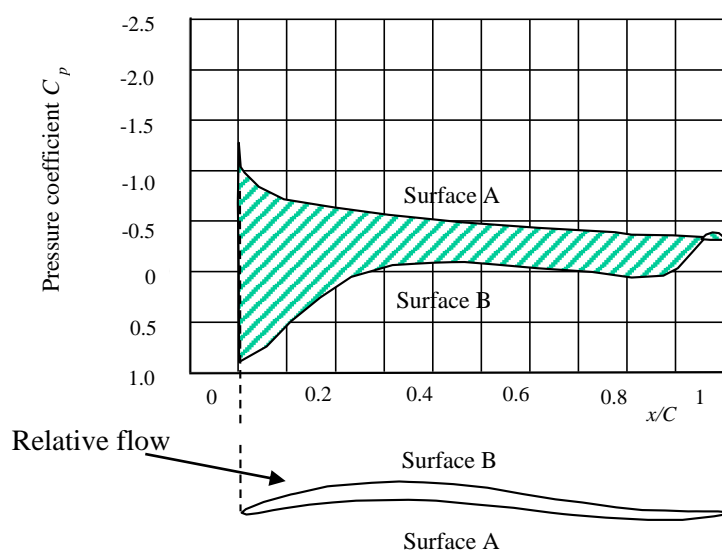


Fig. D.4 Pressure distribution of S-Shaped blade section at wind turbine condition.

付録 E 風車による車両損失動力への影響（補足）

定常走行時に自動車用送風機を風車として活用すると、自動車全体のエネルギー収支としては、メリットが生じないのではないかと直感的には考えられる。しかし、風車による影響を検討するには、自動車の冷却系全体の流れを考えることが必要である。

ここでは、本研究に関わる論文の査読者より頂いた指摘を示し、送風機を風車として活用した場合の車両損失動力に対する影響につき、査読者に回答した内容を付録として記載する。この指摘は本研究を進める際、様々な方から頻りに頂いた指摘であり、本文でも第 5 章で説明しているが、風車によるエネルギー収支への影響を簡潔に理解して頂くため記載した。

<査読者からの指摘事項>

風車による発電を行なうと、風車負荷（羽根の揚力）が増加し、同時に、揚抗比に応じて、羽根の抗力が増加する。これは、風車が流れによって抵抗を受ける事を意味する。この抵抗は、当然、車が走行する際の抵抗の増加、即ち、抵抗動力の増加となる。

減速時には、その抵抗動力の増加は、減速に寄与し、更に、発電にも寄与するため、全体としては、ゲイン（利得）となる。

ところが、定常走行時には、発電動力増加による動力ゲイン（この場合は電力ゲイン）と、抵抗動力増加による動力ロスが大きさが問題となる。すなわち、「動力ゲイン>動力ロス」でなければ、総合的な利得とはならない。単純に考えれば、「動力ゲイン<動力ロス」である。何故なら、もし「動力ゲイン>動力ロス」であると仮定すると、走行時に、風車で大量に発電すれば、いくらでもエネルギーを取り出せることになり、エネルギー保存の法則、あるいは、エントロピー増大の法則に反するからである。

ただし、『あらゆる条件において「動力ゲイン>動力ロス」を満足する事はない』と言う事は証明されていない。したがって、ある限定された条件の下なら、「動力ゲイン>動力ロス」を満足させる可能性は残されている。

そこで、どの様な条件なら、「動力ゲイン>動力ロス」を満足するのか、について、説明が必要である。この条件について、Huang ら⁽⁷⁾が 2006 の論文に説明しているのであれば引用を求める。

<回答内容>

送風機/風車が自動車に搭載された場合には風車ロータ単独で考えるのではなく、熱交換器と風車とが同一の冷却系流路内にあるモデルを考える（図 E.1）。車両は冷却系流路に通風するため、動力（風量 Q x 全圧低下 ΔP ）を消費している。

図 E.2 に(A)風車無負荷時、および(B)風車作動時での車両が消費する動力のイメージを示す。①は熱交換器や車両抵抗に対して通風する動力、②は風車の動力ロスである。風車が無負荷の場合(A)には、動力の大部分は①に消費されている。しかし、風車として作動させた場合(B)，ロータの通風抵抗が増加するため通過風量が減り、①の消費動力は低減する。一方 ②の風車を駆動する動力ロスの比率が増大し、風車効率に対応した出力が発生する。すなわち、風車の動力ロスが車両動力の増加によって生じるのではなく、①の低減によって発生するということである。

ただし、全体の消費動力の変化 ΔL がプラスなのかマイナスなのかは Huang ら⁽⁷⁾は報告していない（小生らは実験および解析からマイナスと考えている）。したがって本論文では、Huang ら⁽⁷⁾の先行検討内容を以下のように記述する。

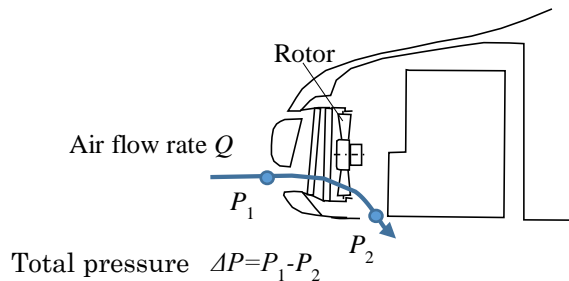


Fig. E.1 Schematic flow through the cooling system.

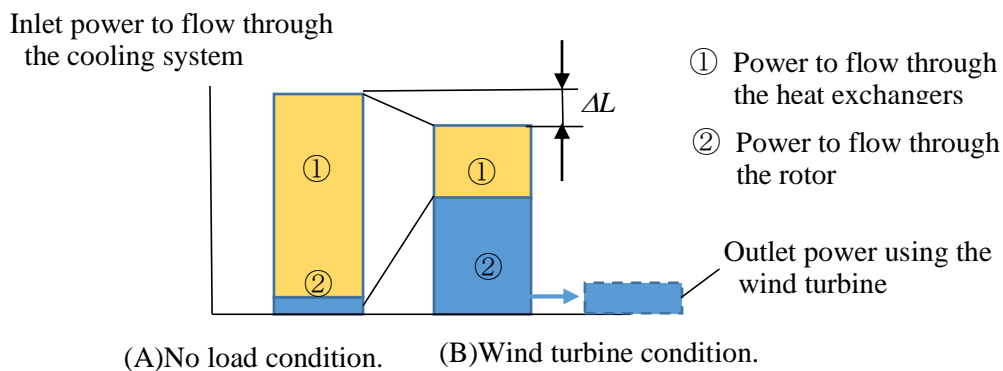


Fig. E.2 Components of inlet power to flow through the cooling system.

「車両エンジンルーム内に風車を搭載した例 (Huang, et al. 2006⁽⁷⁾) は, 風車が空気抵抗となって通過風量を減少させるため, 熱交換器等を通風するために消費していた動力を減らしつつ, 風車の駆動動力を増加させ回生電力を発生させる。」

参考文献

- (1) 総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会自動車判断基準章委員会・交通政策審議会陸上交通分科会自動車部会自動車燃費基準章委員会合同会議最終とりまとめ, 乗用車の2020年燃費基準に関する最終とりまとめ (2011,11)
http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000005.html
- (2) 一般社団法人 日本自動車工業会 公開資料, 日米欧などにみる燃費規制の現状と今後, (2008,12)
<http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/200812/index.html>
- (3) 一般社団法人 日本自動車工業会 公開資料, 自動車の燃費向上のためのエコ技術, (2010,5)
<http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/201005/index.html>
- (4) 藤本晃司, 鷺津新祐, 市川智彦, 雪田和人, 後藤康之, 一柳勝宏, 大島充, 林二一, 飛信夫, 車両搭載型風力発電システムの基礎的検討, 電気学会論文誌B (電力・エネルギー部門誌), Vol. 129, No. 1 (2009), pp. 235-236.
- (5) 細江忠司, 小田切雄也, 雪田和人, 後藤康之, 一柳勝弘, 風力発電システムを搭載した電気自動車の検討, 太陽/風力エネルギー講演論文集, 2005, No.105, pp.419-421.
- (6) 細江忠司, 中島幸一, 小田切雄也, 雪田和人, 後藤康之, 一柳勝弘, 風力発電システムを搭載した電気自動車の検討, 太陽/風力エネルギー講演論文集, 2004, No.81, pp.333-335.
- (7) Huang, C.N., Wu, G., and Kang, L., Design of Auxilialy Generation System by Wind Power for improving Vehicular Efficiency, Proceeding of the IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES 2006) (2006), pp.178-183.
- (8) 炭谷圭二, 前田和宏, 一之瀬健一, 自動車と流体力学 車体周り流れと空力特性, 日本流体力学学会誌ながれ, 23(2004), pp. 445-454.
- (9) 前田和宏, 自動車における空力開発と取り組み動向, 日本風工学会誌, Vol.36(2011), No.3, pp.242-249.

- (10)Gregor, T., and Rainer, D., A new Approach to Analyzing Cooling and Interference Drag, SAE Technical Paper, SP-2269(2010), pp.79-91.
- (11)Lasse, C., and Lennart, L., Interference between Engine Bay Flow and External Aerodynamics of Road Vehicles, SAE Technical Paper, SP-2269(2010), pp.107-119.
- (12)谷腰欣司, ブラシレスモータの実用技術, 電波新聞社, (2005. 9) , pp. 21.
- (13)秋元博路, 久保昇三, 川上真秀, 田中幹樹, 3.6m長自航模型試験による前翼型表面効果翼船の特性評価, 日本船舶海洋工学会論文集, Vol.3(2006), pp. 97-103.
- (14)Drela, M., XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils, Low Reynolds Number Aerodynamics, Vol.54 (1989), pp.1-12.
- (15)坪内善喜, 飯島敏夫, 円能寺久行, S 字型翼の地面効果特性に関する研究, 日本機械学会講演論文集, 2008, No.088-1, pp.91-92.
- (16)渡部一雄, 秋元博路, 久保昇三, 飯田恵一郎, 3次元表面効果翼の RaNS 計算による特性評価, 日本造船学会論文集, 2002, Vol.192, pp.257-265.
- (17)梶島岳夫, 乱流の数値シミュレーション, 第6章レイノルズ平均流れの数値計算, (株)養賢堂, pp164.

関連業績

論文

1. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (翼型改良による風車性能の向上), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.819 (2014a), DOI:10.1299/transjsme.2014fe0315.
2. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (高ソリディティ翼による風車性能の向上), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.827(2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00069.
3. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (高ソリディティ翼による実車での風車出力向上), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.829(2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00042.
4. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (風車による車両冷却系空気抵抗への影響), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.830 (2015), DOI:10.1299/transjsme.14-00691.

講演発表

1. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究, 日本機械学会第 91 期流体工学部門講演会講演論文集 (2013), OS10-5 1026.
2. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (翼周りの流れ測定による CFD 解析の検証と翼型改良), 日本機械学会東海支部第 63 期総会講演会講演論文集 (2014), GS 自動車技術 416.
3. 織田信一, 長谷川豊, 鈴木博貴, 牛島達夫, 自動車用送風機の電力回生に関する研究 (ソリディティの風車性能への影響), 日本機械学会第 92 期流体工学部門講演会講演論文集 (2014), OS07 0712.
4. Oda, S., Hasegawa, Y., Suzuki, H., and Ushijima, T., Research of electric power regeneration using automotive cooling fan, Session 3 (Green technology for energy generation, conversion

and storage), ISETS'13(International Symposium on EcoTopia Science 2013) ,15 December 2013.

5. Oda, S., Hasegawa, Y., Suzuki, H., and Ushijima, T., Improvement of rotor configuration for achievement of automotive Fan-Turbine system, O-Wd-15-2 (Small wind turbine), Grand Renewable Energy 2014, 31 July 2014.

出願特許

整理番号： NE12132

発明者： 織田信一，鈴木博貴

出願人： 国立大学法人名古屋工業大学

発明の名称： プロペラファン式送風機/発電機

出願日：2013年8月

謝辞

本研究テーマの発端は 15 年ほど前の(株)デンソーにおけるサーベイ評価であった。基礎データが不足している中で、車両メーカーから車を借用し試験をしたが、数W程度の電力しか得られず、また当時は改良の方向も見つけることができなかった。またデンソー社内、特に熱システム担当者には風車による車両動力収支の理解が得られず、この研究への疑問を投げかけられましたが、動力収支について十分な回答はできなかった。さらにS次翼型を使えば回生電力が増えるのではないかと思い、大学との共同研究を名古屋大学へ申し入れましたが、進捗は見られなかった。

しかし、風車性能のポテンシャルはどれだけなのか？ また車両動力との関係はどうなのか？ という疑問は自分の頭からは離れることはなく、いつか研究してみたいという気持ちは残っており、会社での節目の時期となった際に、今度は自分が大学へ移り、再検討しました。そして研究成果を本論文にまとめるに至り、多くの方の御指導、御助言を頂きここに感謝の言葉を記載したいと思います。

名古屋工業大学 大学院工学研究科 機能工学専攻 長谷川豊教授には定期的な進捗報告会における御指導と論文指導で多大な工数をおかけしました。誠にありがとうございました。機能工学専攻 田川正人教授、森西洋平教授には中間発表、論文査読で貴重な御意見を頂きました。牛島達夫准教授、鈴木博貴助教授には流体解析方法や計測方法についての貴重な御指摘を頂きました。産学官連携センター 浜田恵美子教授には(株)デンソーとの共同開発を開始するにあたって御尽力を賜りました。また同センター 樹下浩次弁理士にはS字翼型特許の出願と(株)デンソーとの特許対応について煩雑な処置を実施して頂きました。大学院生の我山君や学部生の小山君には実験ベンチの製作や速度分布測定で協力してもらいました。

(株)デンソー熱グループ 杉山事業部長殿や熱機器開発1部 岩崎室長殿には、本テーマで共同研究を行う価値を御理解頂き、積極的な推進をして頂きました。熱機器開発1部 大矢殿、原殿には試作品製作、実車試験、共同研究に関する事務手続き等、多大な工数を頂きました。実用化に向けてさらに前進できるよう、今後も研究を継続できることを期待しています。また本テーマに限らず、新たなテーマでも連携が進み、両者の関係がさらに深まることを期待しています。

最後に、支えてくれた妻と家族に感謝致します。