

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)

織田 信一^{*1}, 長谷川 豊^{*2}, 鈴木 博貴^{*2}, 牛島 達夫^{*2}

Research of Electric Power Regeneration using Automotive Cooling Fan (Improvement of Wind Turbine Efficiency by Changing Blade profile)

Shinichi ODA^{*1}, Yutaka HASEGAWA, Hiroki SUZUKI and Tatsuo USHIJIMA

^{*1} Nagoya Institute of Technology, Dept. of Engineering Physics Electronics and Mechanics
Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya, 466-8555 Japan

Abstract

The common purpose for vehicle development has always been lowest fuel consumption. Therefore, engine and motor hybrid vehicles, and plugin hybrid vehicles are rapidly prevailing. The electricity plays an increasingly important role as a power source for those vehicles. This work aims at developing a new cooling fan for vehicle engine. This fan can operate as a cooling fan at low vehicle speed. At high vehicle speed, however, the fan is rarely used as a cooling fan. Therefore the fan can be used as a wind turbine, which generates electric power and also reduces the vehicle air resistance due to decreased flow rate through the cooling system. We have developed a new fan rotor that can operate both as a cooling fan with the same performance as the current fan and a wind turbine at higher performance than the current fan.

Key Words : Turbomachinery, Wind turbine, Wind energy, Axial fan, S-Shaped profile, Electric power regeneration

1. 緒 言

近年、急速に普及しつつあるHV車やPHV車に見られるように、自動車の燃費向上の観点から、電力が走行動力として用いられるようになり、エンジンよりもむしろモータ駆動による走行頻度が増加しつつある。そこで、モータ駆動による走行距離を長くするため、高性能バッテリーの開発や、車体の軽量化と共に、電力の回生や車両走行抵抗による損失動力の低減等の検討が進められている。電力回生技術としては、既に実用化されているブレーキ回生や、研究段階である風車を用いた電力回生の例(藤本他, 2009)があるが、いずれも減速時のみを対象としたものであり、通常走行時を対象としたものではない。

また、車両走行抵抗による損失動力の低減として、近年、フロントグリルなどにシャッターを搭載し、走行抵抗の低減を図る動向が見られる。これは、ラジエータやコンデンサの冷却のために、エンジンルームを通風する抵抗が車両抵抗全体の4~9%を占めるため(炭谷他, 2004)、冷却に余裕がある場合に、エンジンルームへの通風を止めれば、無視できない大きさの損失動力の低減につながるためである。

これらに対し、通常走行時を対象とした電力回生であり、かつ損失動力も低減する先行研究として、エンジンルーム内に風車を設定したHuang, et al.(2006)の数値的検討がある。Huang, et al.は、エンジンルームを通過し、車外へ流出する流れの運動量変化より車両損失動力を算出し、その損失の一部を風車により電力に回生することによる効果を検討した。この場合風車は、通過風量を減らして損失動力を低減すると同時に電力を回生するものである。

* 原稿受付 0000年00月00日

^{*1} 学生員, 名古屋工業大学 工学研究科 機能工学専攻 (〒466-8555 名古屋市昭和区御器所町)

^{*2} 正員, 名古屋工業大学 工学研究科 機能工学専攻

E-mail: cir16502@stn.nitech.ac.jp

本研究では、低速走行時には従来の送風機と同様に冷却用として作動するが、高速走行時で、かつ車両の冷却要求がない場合には、風車として作動し、通常走行時における電力回生かつ損失動力低減の技術開発を行うことを目的とする。自動車用送風機は、夏場の低速走行時においては作動頻度が高くなるが、高速走行時では酷暑地域を除き作動頻度が低いため、本研究が目指す活用方法は可能である。また、モータおよび発電機にブラシレスモータを使用していれば、発電機能を追加する場合の新設部品は不要である。

本報告では以降、検討に用いたロータの諸元と送風機・風車特性の測定方法、および CFD 解析の妥当性についてまず述べる。つぎにこれらの試験、解析を用いて、通常走行時の電力回生を向上できる翼型の改良内容および改良結果について報告する。

2. 実験装置と実験方法

2.1 供試ロータ諸元

本研究で用いた供試ロータの外観を図 1 に示す。自動車用として一般に搭載されている外径 $D_r=0.34\text{m}$ 、ハブ径 $D_h=0.12\text{m}$ 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前進翼を 5 枚有している。図 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おり、図 3 は本研究にて送風用かつ風車用に考案した S 字翼型（翼後縁に逆キャンバーを持つ）を示す。本研究では逆キャンバー率 4% の S 字翼型を採用しており、この翼型の特徴や、形状決定の考え方については 4 章にて説明する。なお、以下では、二重円弧翼を設置したロータをベースロータと呼び、S 字翼を備えたロータを S 字翼ロータと呼ぶ。

表 1 はベースロータと S 字翼ロータの翼仕様を示す。いずれのロータにおいても、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、翼中央部で低く、翼根、翼端では高い設定としている。翼端で翼弦長を長くし、ピッチ角を高く設定するのは、送風機の特性向上のために、従来から実施して

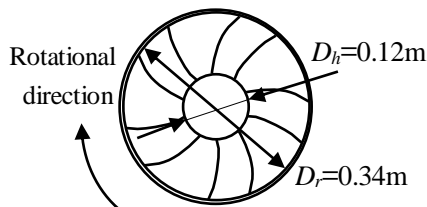


Fig.1 Appearance of test rotor. This kind of rotor is commonly used for vehicle cooling fan.

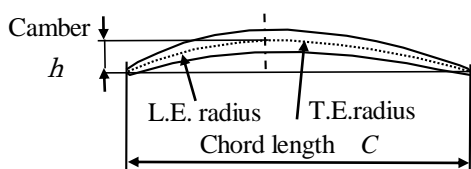


Fig.2 Double Circular-Arced blade profile. This profile is commonly used for vehicle cooling fan.

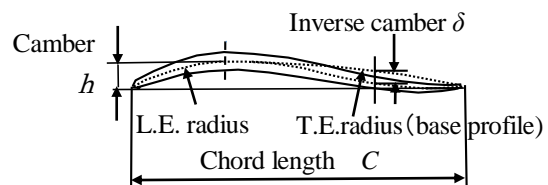


Fig.3 S-Shaped blade profile. The feature of this profile is the inverse camber at the trailing edge. We set the inverse camber at 4%.

Table1 Blade configuration. The pitch angle of S-Shaped blade profile is two degrees higher than Double Circular-Arced profile.

		root	middle	tip
Chord length C		0.045m	0.067m	0.085m
Camber ratio h/C		0.09	0.06	0.06
Pitch angle β	Double Circular-Arc	19.5°	16.6°	19.7°
	S-Shape	21.5°	18.6°	21.7°

いる手法であり、今回もそれを踏襲した。S字翼ロータの場合に、ベースロータよりピッチ角を 2° 高く設定する理由は、節4.2で詳述する。

2.2 送風機・風車特性の測定方法

図4(a)に本研究で用いた実験装置の概要を示す。送風機特性の測定方法には、ダクトを送風機の流入側に配置するダクト方式と、チャンバーを流入側に配置するチャンバー方式があり、本研究ではダクト方式とした。その理由は、実際の車両においては、フロントグリルから各種熱交換器の搭載部にかけて、熱風回り込み防止のため、ダクトで覆うことにより、送風機への流入通路を形成するのが一般的だからである。

本研究では、一辺400mmの矩形ダクトを送風機ロータの流入側に設置し、ロータ上流1m(ロータ径の3倍)の位置においての静圧 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。ロータ通過後の流れは大気に放出する。ダクト風量の調整は15kWの遠心送風機の回転数をインバータ制御することにより行い、ダクト風量 Q は、遠心送風機吸入部に吸込ノズルを設置し、ピトー管によりノズル内風速を計測して求めた。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 はトルクコンバータ(小野測器製 TS2600)により求め、ロータ動力 $L=T\omega$ を算出した。

ロータ部の詳細と座標系を図4(b)に示す。シュラウドの段差部とロータ外周でラビリンスを形成しており、ここを流れ方向すなわち z 方向の基準位置とし、半径方向を r 、回転方向を θ とした。

ロータ性能は、式(1)から式(5)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 は送風機運転時、すなわちロータに動力を加える場合を正とし、風車運転時、すなわちロータより動力を得る場合を負とした。ロータ上流のゲージ圧である静圧 p は、風車運転時には正、送風機運転時には負となる。効率 η は、風車運転時は式(4)より、送風機運転時は式(5)より算出し、風車効率を負、送風機効率を正とした。

2.3 ロータ前後の速度分布測定方法

図4(b)中に示すロータ前後の断面において、速度場を熱線風速計で測定することにより、流れ状態の面からCFD解析との比較、検証を行った。熱線風速計には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、ロータ入口から15mm上流($z/D_r = -0.09$)、およびロータ出口から15, 30, 45mm下流の位置($z/D_r = 0.11, 0.15, 0.19$)で行い、ロータ翼の回転位相と同期させて信号処理を行った。データは0.1msec毎に取込まれ、ロータ回転数1000rpm、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。

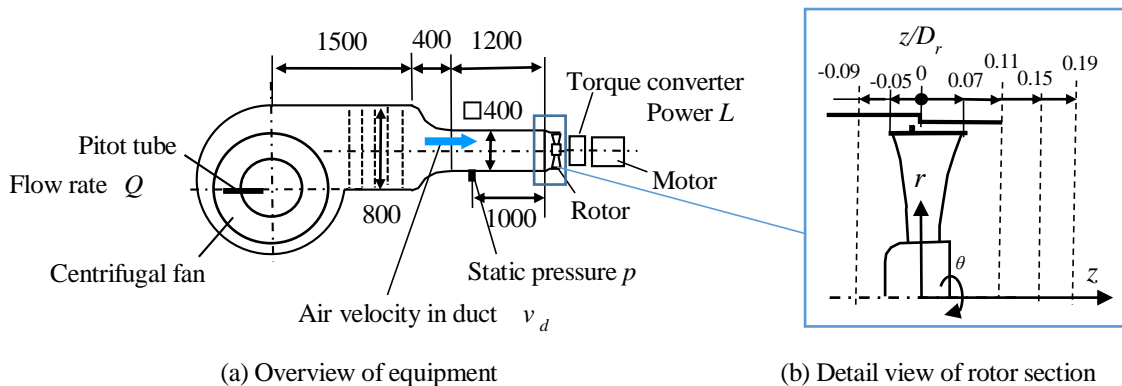


Fig.4 Wind tunnel test equipment. (a)The centrifugal fan blows the air through 400mm rectangular duct toward the test rotor. The duct method can simulate the real flow field more exactly than the chamber method. Static pressure is measured at 1000mm upstream of rotor that is three times the rotor diameter. The flow rate is calculated from the velocity measured by pitot tube at the suction duct of centrifugal fan. (b)Velocity distributions are measured by hot wire anemometry in front of rotor and behind rotor. By measuring velocities with two different angles toward the air flow direction, the axial and rotational velocity components are specified. The coordinate system is (r, θ, z) and the origin of the z coordinate is the step portion of the shroud diameter that forms the labyrinth between the rotor and the shroud.

Flow coefficient	$\phi = Q / (A u)$	(1)
------------------	--------------------	-----

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

Pressure coefficient	$C_p = -p / \{0.5\rho(u^2 + v^2)\}$	(3)
----------------------	-------------------------------------	-----

Wind turbine efficiency	$\eta = L / \{(p + 0.5\rho v_d^2) Q\}$	(4)
-------------------------	----------------------------------------	-----

Fan efficiency	$\eta = \{(-p + 0.5\rho v_d^2) Q\} / L$	(5)
----------------	-----------------------------------------	-----

where

Area of rotor	$A = \pi(D_r^2 - D_h^2) / 4$
---------------	------------------------------

Mean rotor speed	$u = (D_r + D_h) \omega / 4$
------------------	------------------------------

Mean axial velocity through rotor	$v = Q / A$
-----------------------------------	-------------

Mean velocity in duct	v_d
-----------------------	-------

Rotor diameter	D_r
----------------	-------

Hub diameter	D_h
--------------	-------

3. CFD 解析

3・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 5 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 400mm 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。

3・2 性能評価による解析の検証

図 6 にベースロータの効率特性 ($\phi - \eta$) の実験値と解析値を示す。図 7 には動力特性 ($\phi - C_o$) を示す。効率が正となる流量係数 $\phi < 0.4$ の領域が、送風機として作動する流量条件であり、効率が負となる流量係数 $\phi > 0.5$ の領域が風車として作動する流量条件である。なお、流量係数 $\phi = 0.4 \sim 0.5$ の領域では、ロータ通過に伴い圧力低下するため流体動力は負 (すなわち原動機状態) であると共に、軸動力 L は正 (すなわち被動機状態) となる。したがって、この流量域では、本ロータは送風機でも風車でもないため、図 6 中には効率を示すことができない。

送風機運転の場合、動力特性は実験値と解析値で対応がとれているが、効率特性は解析値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、送風時には、ロータ通過流れが逆圧力勾配となり、風車時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、動力特性、効率特性ともに実験と解析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解析の妥当性が検証できた。

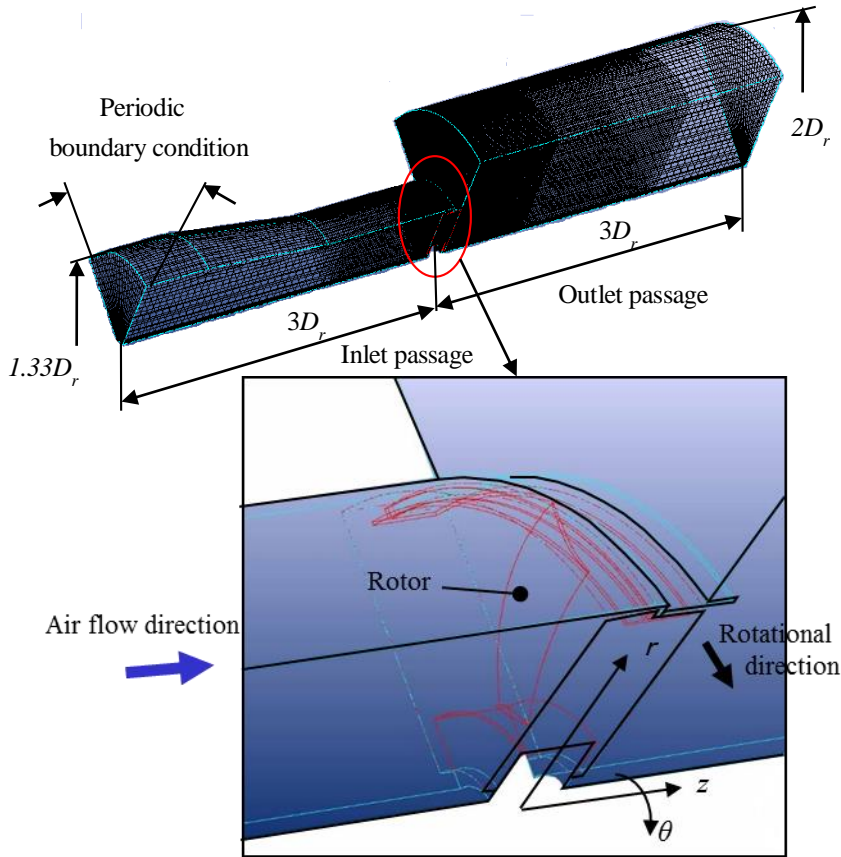


Fig.5 The computational model and the coordinate system. The flow around one blade is calculated by using periodic boundary condition. The inlet passage is circular and its area is the same as the rectangular of the experimental equipment. The both lengths of inlet and outlet passage are three times the rotor diameter. The wake of rotor is released into the atmosphere in the experiment, therefore we set the diameter of outlet passage two times of the rotor diameter in the computational model.

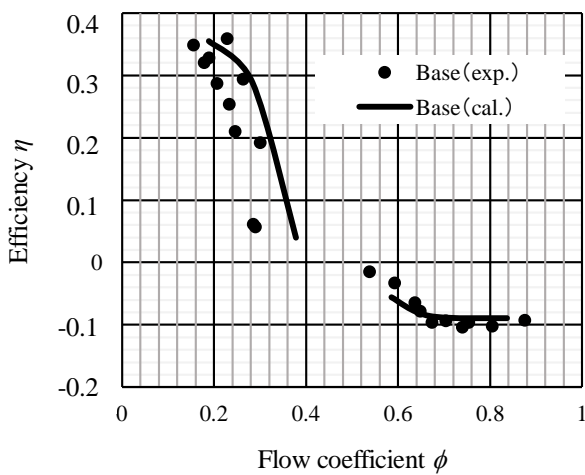


Fig.6 Efficiency of base rotor. The efficiency operating as a cooling fan is positive and the efficiency operating as a wind turbine is negative. The rotor operates as neither a cooling fan nor a wind turbine while the flow coefficient is between 0.4 and 0.5.

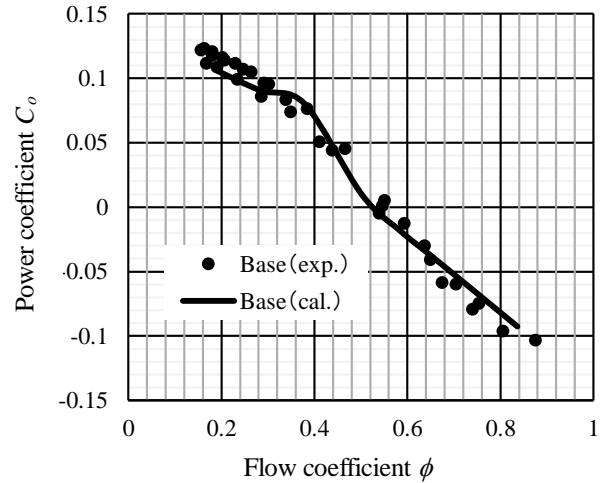


Fig.7 Power coefficient of base rotor. The sign convention of the power coefficient is the same as that of the efficiency.

3・3 翼周りの流れ測定による解析の検証

図8に、ベースロータの上流15mm ($z/D_r = -0.09$)の断面における回転方向速度 v_θ を入口流路での平均速度 v_d で無次元化した速度分布を上流側視で示す。図8(a)はCFDによる解析結果、図8(b)は熱線風速計による測定結果であり、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おり、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。これは翼の上流側では流れが減速されると共に、前縁側と後縁側とに流れが分岐するためである。なお、CFD解析結果と実験結果は定性的に一致している。

図9は、ベースロータの下流15mm ($z/D_r = 0.11$)の断面における回転方向速度分布 v_θ/v_d であり、CFD解析結果(図9(a))と測定結果(図9(b))を比較して示す。ロータ上流での分布と同様に、流量は $\phi = 0.67$ の風車条件である。翼根部から翼スパン中央部にかけては反回転方向の速度が大きく、翼端部では回転方向の速度が大きくなっている。風車として翼を駆動した反力は流体に対して反回転方向に働くことより、翼根から半径方向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。熱線風速計による測定とCFD解析の結果は、絶対値の差はあるものの、定性的な一致が見られる。このように、ロータ前後の速度分布によっても風車条件でのCFD解析の妥当性は検証できたので、以降は、このCFD解析をロータ翼の改良検討に使用していく。

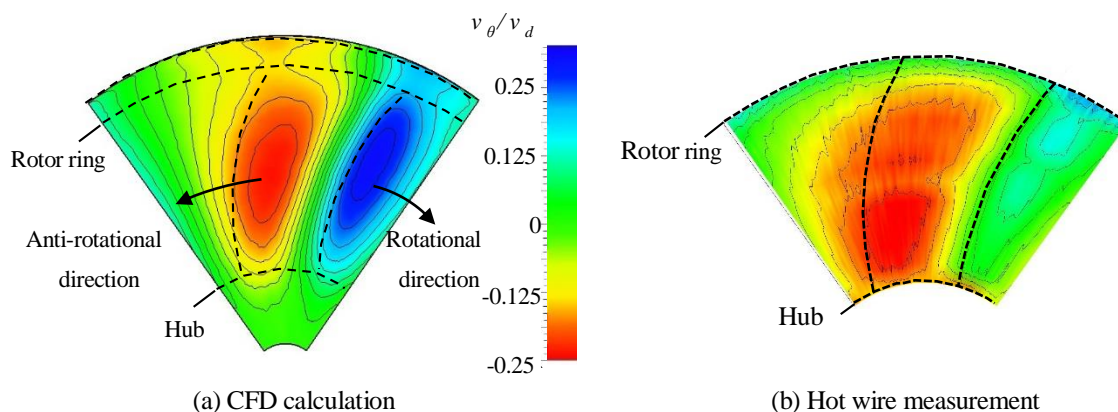


Fig.8 Circumferential velocity component at inlet section ($z/D_r = -0.09$, $\phi = 0.67$). The direction of velocity is rotational near the leading edge and anti-rotational near the trailing edge. CFD calculation is qualitatively in good agreement with hot wire measurement.

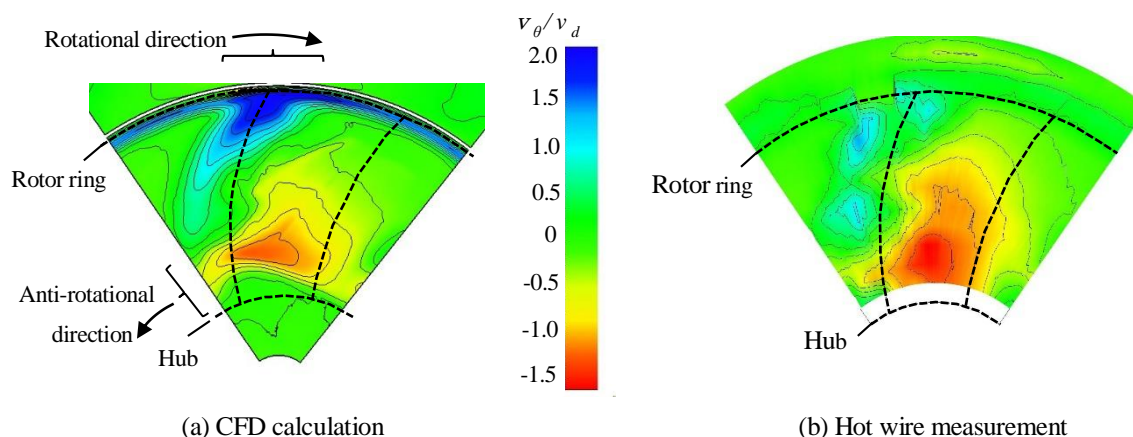


Fig.9 Circumferential velocity component at outlet section ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$). The direction of velocity is anti-rotational at the middle and root portion and rotational at the tip portion. This indicates that the reaction force of the driving rotor works mainly at the middle and root portion. On the other hand, at the tip portion, the rotor drives the air like the cooling fan operation. CFD calculation is qualitatively in good agreement with hot wire measurement.

4. 翼型の改良検討

4・1 S字翼型の基本形状

前節で示した翼端部が風車として作動しない理由としては、翼端部のピッチ角が翼中央部より大きく、風車として作動できる負の迎え角になっていないことが考えられる。しかし、ピッチ角分布の変更は送風性能への影響が大きいため、ここではこの角度分布を踏襲し、翼型の改良により、風車性能を向上させる検討を行った。

本研究では、風車として作動する負の迎え角での翼性能を向上させつつ、送風機として作動する正の迎え角での翼性能を維持するため、ロータ翼にS字翼型を採用した。図10にS字翼型の基本形状を示す。S字翼では、翼後縁に逆キャンバーが設定され、これにより、負の迎え角の場合での翼性能の向上が期待できる。一方、正の迎え角の場合には翼面の圧力差は主に前縁側で発生するため、後縁側で逆キャンバーにより圧力差が低下することによる影響は比較的小さい。

翼後縁側の逆キャンバーの形状は、ベースとなる二重円弧翼の後縁側のキャンバーに対して逆キャンバー量 δ を設定することにより形成した。後縁側を前縁側と滑らかに接続するために、逆キャンバー量 δ を式(6)で示す翼弦方向の距離 x に対する三次関数で表した。式中の逆キャンバー率 n は、最大逆キャンバー量 δ_{max} と翼後縁の弦長 $C-C_{max}$ の比で、式(7)の通り定義した。

$$\frac{\delta}{C-C_{max}} = -\frac{27}{4}n \frac{(x-C_{max})^2(x-C)}{(C-C_{max})^3} \quad (6)$$

$$n = \frac{\delta_{max}}{C-C_{max}} \quad (7)$$

上記の両式は秋元らの式 (秋元他, 2006) と同じである。秋元らが前翼型表面効果翼船の翼型として採用した逆キャンバー率は $n = 0.01$ であるのに対し、本研究では、より大きな逆キャンバー率 $n = 0.04$ を設定した。S字翼型の逆キャンバーを大きくする程、負の迎え角での風車性能は向上するが、正の迎え角での送風機性能が低下するため、ベース翼型と同等の送風機性能を確保できる n の最大値を検討した。また、最大キャンバー位置を $C_{max}/C=0.3$ としベース翼の 0.4 より前縁側とした。次節にその検討内容を説明する。

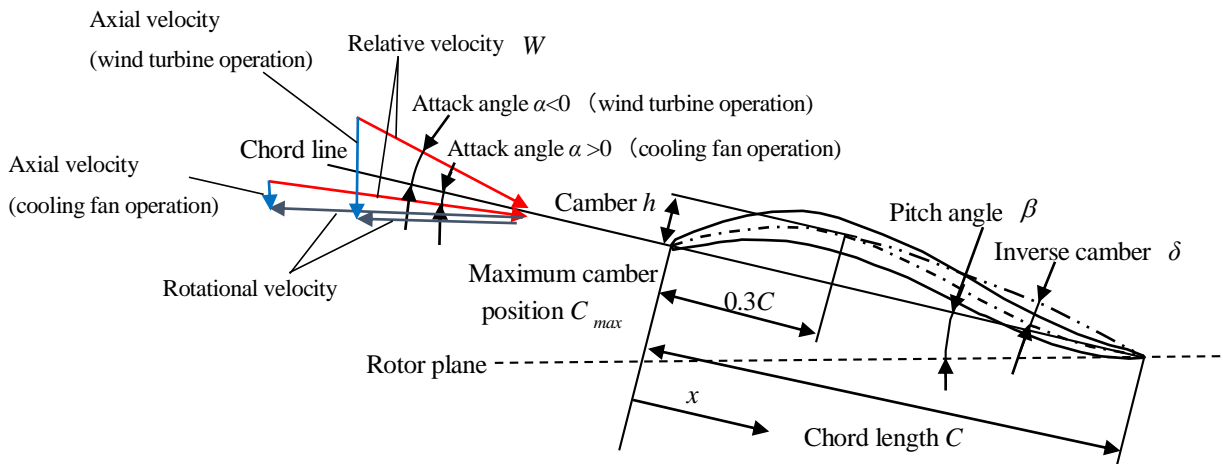


Fig.10 The schematic drawing of inlet flow relative to S-Shaped blade section. Attack angle of inlet flow is positive at the cooling fan operation and negative at the wind turbine operation. S-Shaped blade profile increases lift coefficient at the wind turbine operation because S-Shaped blade profile has the inverse camber at the trailing edge. The inverse camber rate is defined with the equations (6) and (7), and smoothly joined to the maximum camber. We investigated the maximum inverse camber rate in order not to decrease the cooling performance. As a result we set the inverse camber ratio to 0.04.

4・2 二次元翼型性能計算による検討

二次元翼型性能解析ソフト xfoil (Drela, 1989)を用いてS字翼型の空力性能を推定し、翼型の基本仕様を設定した。図 11 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。送風機条件では翼の高圧面側 (pressure side) によどみ点が存在するため、高圧面側が高圧となる。ベースロータの二重円弧翼 (図 11(a)) と比較してS字翼 (図 11 (b)) では翼後縁側の逆キャンバー部で正負圧面の圧力差が無くなり、揚力が低下している。

つぎに、風車条件を想定し、流入風の迎え角 $\alpha = -15^\circ$ での圧力分布を図 12 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、翼の低圧面側 (suction side) によどみ点が存在するため、低圧面が高圧となる。ベース翼では翼後縁に向かって低圧面の圧力が低下し、翼後縁での圧力差が小さくなるのに対し、S字翼の場合、翼後縁近傍では低圧面の圧力が低下せず、やや増加することにより、翼後縁でも圧力差が確保されている。その結果、S字翼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。

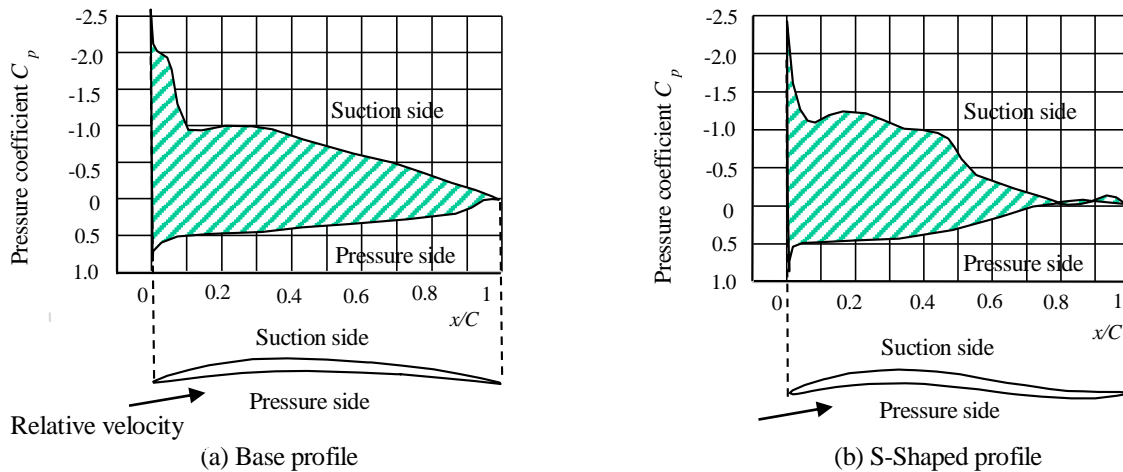


Fig.11 Pressure distributions operating as a cooling fan analyzed by xfoil ($\alpha = 6^\circ$). Pressure on the pressure side of S-Shaped profile is decreased rapidly near the trailing edge. Therefore pressure difference of S-Shaped profile between pressure and suction side is smaller than base profile near the trailing edge. Reynolds number is 1.0×10^5 based on chord length C and relative velocity W .

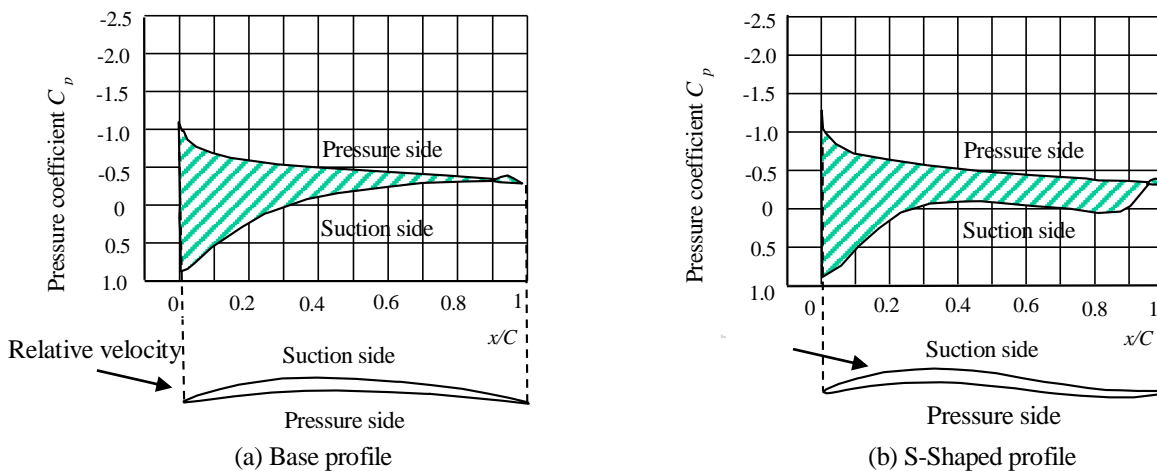


Fig.12 Pressure distributions operating as a wind turbine analyzed by xfoil ($\alpha = -15^\circ$). Pressure difference of S-Shaped profile between pressure and suction side is larger than base profile near the trailing edge. Therefore it is expected that S-Shaped profile will have higher performance than base profile at the wind turbine operation. The relative velocity operating as a wind turbine is lower than the velocity operating as a cooling fan because of lower rotational speed. Therefore Reynolds number is 0.6×10^5 based on chord length C and relative velocity W .

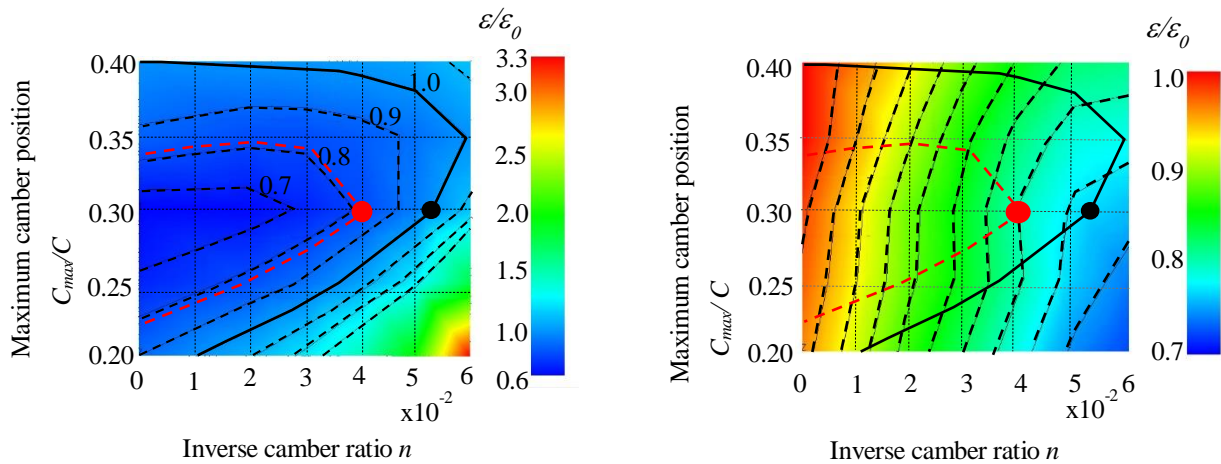
次に、S字翼型の形状要因による翼性能への影響を調べる。形状を決定する要因としては、逆キャンパー率 n 、最大キャンパー位置 C_{max}/C 、キャンパー比 h/C がある。ここでは、キャンパー比 h/C は翼中央から翼端で使用されている 0.06 に固定し、逆キャンパー率 $n=0\sim 0.06$ 、最大キャンパー位置 $C_{max}/C=0.2\sim 0.4$ に対する抗揚比 $\varepsilon=C_D/C_L$ の変化を調べる。送風機条件（迎え角 $\alpha=6^\circ$ ）の結果を図 13(a)に、また風車条件（迎え角 $\alpha=-15^\circ$ ）の結果を図 13(b)に示した。なお、図中の値はベースロータの翼型である逆キャンパー率 $n=0$ 、最大キャンパー位置 $C_{max}/C=0.4$ での抗揚比 ε_0 に対する比 $\varepsilon/\varepsilon_0$ として表示した。

図 13(a)の送風機条件において、抗揚比 $\varepsilon/\varepsilon_0$ が 1.0 以下となる領域は黒実線の左側の領域となる。逆キャンパー率 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、最大キャンパー位置 C_{max}/C を 0.4 から小さくする、すなわち前縁に近づけることにより、ベースロータ以下の抗揚比となる領域が存在する。ここで、前述のS字翼型の仕様である逆キャンパー率 $n=0.04$ 、最大キャンパー位置 $C_{max}/C=0.3$ （図中の赤丸）と同等の抗揚比 $\varepsilon/\varepsilon_0=0.81$ となる条件を赤破線で示した。

次に図 13(b)の風車条件では、逆キャンパー率 n を大きくし、かつ最大キャンパー位置 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 13(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、この条件内で、逆キャンパー率 $n=0.04$ 、最大キャンパー位置 $C_{max}/C=0.3$ の仕様が、風車条件で最も抗揚比が小さくなることがわかる。すなわち、送風機条件ではベースロータと同等以上の性能を確保しつつ、風車条件での性能が最も期待できる仕様である。また、図 13(b)には送風機条件で $\varepsilon/\varepsilon_0=1.0$ となる黒実線も示した。これはベースロータと同等な送風性能が確保できる限界条件と考えられる。これより、逆キャンパー率 n の許容限界値は約 0.05 であり、逆キャンパー率の製造公差に対する余裕代として、0.01 程度が確保できる。

上述の検討より、選定したS字翼が、送風機条件(同一の迎え角 $\alpha=6^\circ$)での揚力係数ではベース翼より劣るが、抗揚比ではベース翼と同等以下であることから、迎え角 α の設定により同等性能を狙う。

ベース翼とS字翼の迎え角 α に対する揚力係数と抗力係数の変化を図 14(a), (b)にそれぞれ示す。ベース翼で迎え角 $\alpha=6^\circ$ の揚力係数は、S字翼で $\alpha=8^\circ$ の揚力係数と同等となる（図 14(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字翼はベース翼以下の値を示す（図 14(b)中の白丸）。したがってS字翼の採用による揚力の低下分は、翼ピッチ角を大きくし迎え角が高い設定にすることで補えることが予想される。



(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.13 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 4.1. 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.13(a) is also shown in Fig.13(b). The minimum drag/lift ratio operating as a wind turbine on the red dashed line is obtained at $n=0.04$ and $C_{max}/C=0.3$. The black line in Fig.13(b) shows the condition that $\varepsilon/\varepsilon_0$ is 1.0 at a cooling fan operation. From this black line, it is found that the maximum n is about 0.05. Therefore the margin of manufacture tolerance is about 0.01.

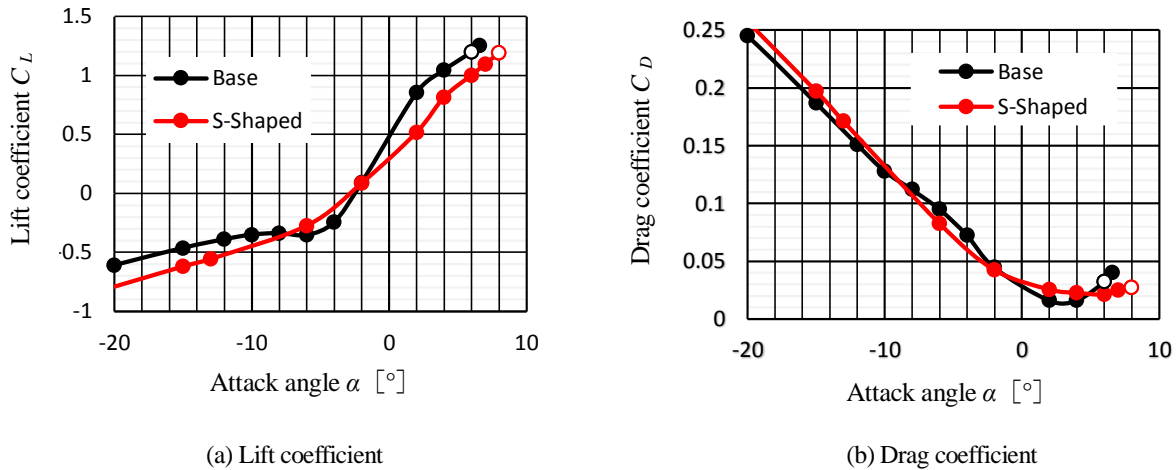


Fig.14 Lift and drag characteristics of the blade profiles analyzed by xfoil. Lift coefficient of S-Shaped profile at attack angle 8° is the same as the base profile at 6° . On the other hand, drag coefficient of S-Shaped profile at attack angle 8° is lower than the base profile at 6° . Therefore, it is expected that S-Shaped profile will have equal or higher performance by setting the higher pitch angle than base profile.

4・3 CFDによる検討

二次元翼型性能解析より決定したS字翼の基本翼型を元に三次元ロータを設計し、CFDによる三次元流れ解析を行った。風車条件 ($\phi = 0.67$) における低圧面（上流側視）の圧力分布につき、ベースロータとS字翼ロータの解析結果を図15(a), (b)にそれぞれ示す。二次元解析結果と同様に、ベースロータの場合には翼後縁に近づくにつれて圧力は低下するため、翼後縁では十分な回転力が与えられない。一方、S字翼の場合には翼後縁での圧力が上がり、ほぼ平坦な圧力分布になっていることが分かる。これにより、S字翼では翼全体でより大きな駆動力を与えることが期待できる。

図16には、S字翼ロータの風車条件 $\phi = 0.67$ 、ロータ下流断面 ($r/D_r = 0.11$) における回転方向速度の分布を示す。図9(a)のベースロータと比較し、翼端部の回転方向速度が低下し、翼根部の反回転方向速度が増加している。これにより、S字翼採用による風車効率の向上が期待できるため、本節で解析対象としたS字翼ロータを試作し、送風機性能ならびに風車性能の検証実験を行った。次節にその結果を示す。

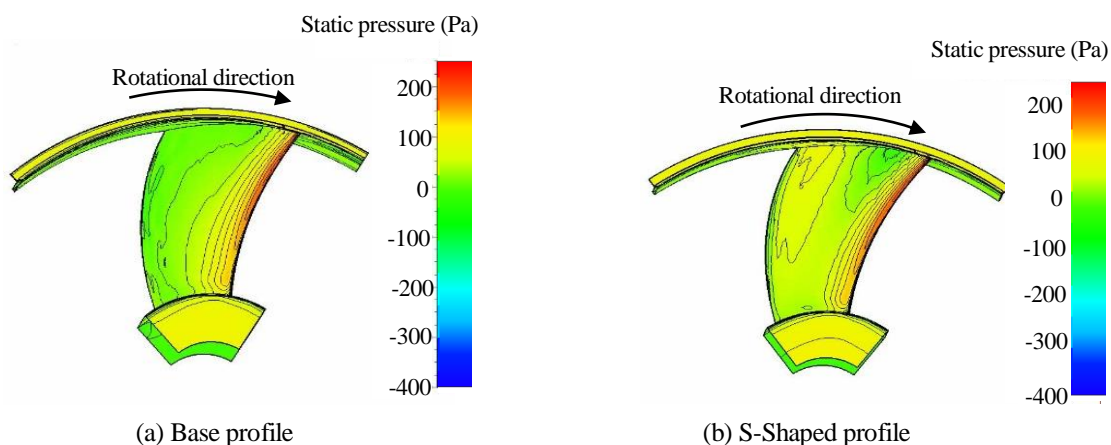


Fig.15 Pressure distributions on the suction side of the rotor blade analyzed by CFD ($\phi = 0.67$). The pressure on the base profile decreases toward the trailing edge. On the other hand, the pressure on the S-Shaped profile is flattened from the chord center to the trailing edge.

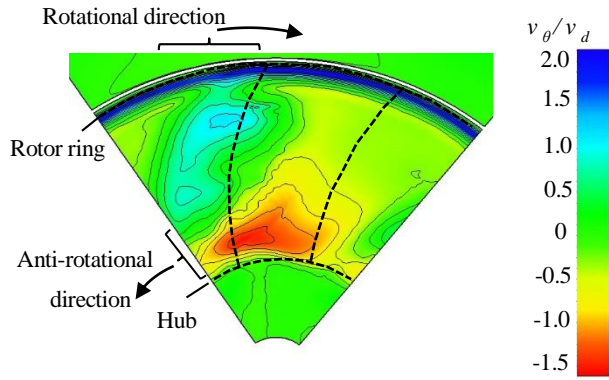


Fig.16 Circumferential velocity component at outlet section analyzed by CFD ($z/D_r = 0.11$, $\phi = 0.67$). Circumferential velocity at the tip portion of S-Shaped profile decreases compared to the base profile shown in Fig.9(a). This means that the force to drive the air at the tip portion is weakened. Therefore, it is expected that the efficiency of wind turbine operation is improved.

4・4 S字翼ロータの性能検証結果

ベースロータおよびS字翼ロータの性能試験ならびに CFD 解析を行い, 得られた効率特性と動力特性を図 17, 18 にそれぞれ示す. 図 17 に示す効率に関して, 送風機条件 ($\phi < 0.4$) ではベースロータと S 字翼ロータとはほぼ同等であるが, 風車条件 ($\phi > 0.5$) において S 字翼ロータの効率はベースロータの約 2 倍へと高めることができた.

図 18 に示す動力特性に関して, 送風機条件 ($\phi < 0.4$) における S 字翼ロータの駆動動力がベースロータの場合よりもやや低い. これは既存モータと組合せた場合には高回転で作動することになり, 騒音悪化の懸念があるので, さらにピッチ角度をやや高めに調整する必要がある. 一方, 風車条件 ($\phi > 0.5$) では S 字翼はベースロータの 1.5 ~ 2 倍の出力を得ることができた.

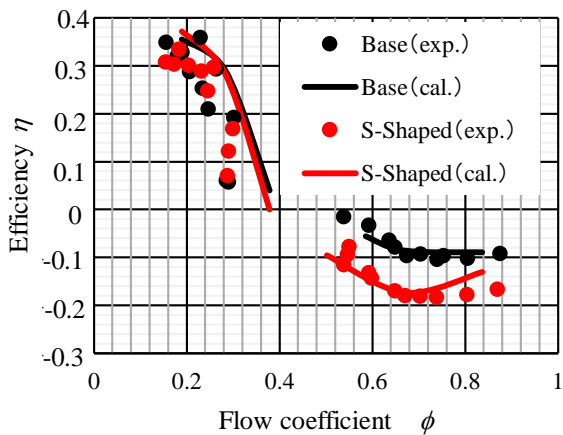


Fig.17 Efficiency of S-Shaped and base profiles.

Efficiency of S-Shaped profile operating as a wind turbine (negative efficiency) is two times higher than base profile, while the efficiency of S-Shaped profile operating as a cooling fan (positive efficiency) is almost the same as the base profile.

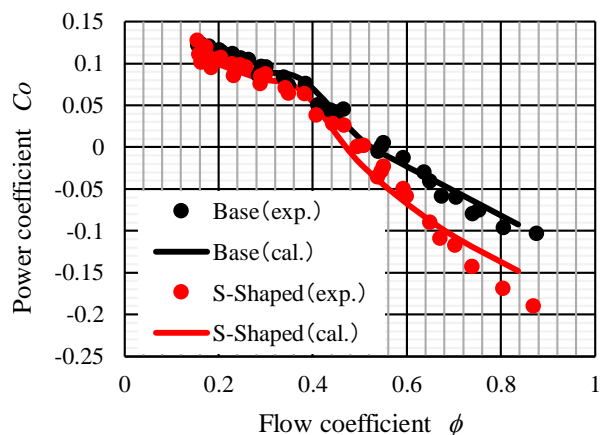


Fig.18 Power coefficient of S-Shaped and base profiles.

Power coefficient of S-Shaped profile operating as a wind turbine (negative coefficient) is higher than base profile. The power coefficient of S-Shaped profile operating as a cooling fan (positive coefficient) is considerably less than base profile.

実験結果と CFD 解析結果を比較すると、効率特性では送風機条件において解析値が高めになっている。これは送風機条件における翼間流れが逆圧力勾配であることによる解析精度の悪化が考えられる。また風車条件でも、 $\phi > 0.7$ の高風量側では解析結果と実験結果とのずれが大きく、出力、効率共に解析値の絶対値が低めになっている。これは翼からの剥離流れの解析精度が高風量では劣ることが考えられる。本研究では風車条件の $\phi = 0.67$ において、実験と CFD 解析での流れ比較、検証を行ったが、今後、さらに高風量の風車条件での検証と解析精度の向上を進めていく。

5. 結 言

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、この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。さらに、車両に冷却風を導入することにより車両は損失動力を発生しているため、送風機を風車として活用することにより、冷却風の通過風量を抑制し、車両動力が低減する可能性も併せて期待できる。本研究では、送風機の送風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確にした。
- ・改良検討を進める手段として CFD 解析を活用した。CFD 解析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 解析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% の逆キャンパ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。

文献

- 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.
- Drela, M., XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils, Low Reynolds Number Aerodynamics, Vol.54 (1989), pp.1-12
- 藤本晃司, 鷺津新祐, 市川智彦, 雪田和人, 後藤康之, 一柳勝宏, 大島貴充, 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.
- Huang, C.N., Wu, G., and Kang, L., Design of Auxiliary 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.
- 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, ながれ, Vol.23 (2004), pp. 445-454.

References

- Akimoto, H. Kubo, S. Kawakami, M. and Tanaka, M., Flight test of the canard type WISES by a self propulsion model of 3.6m length, Journal of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.3(2006), pp. 97-103. (in Japanese)
- Drela, M., XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils, Low Reynolds Number Aerodynamics, Vol.54 (1989), pp.1-12
- Fujimoto, K. Washizu, S. Ichikawa, T. Yukita, K. Goto, Y. Ichiyangi, K. Oshima, T. Hayashi, N. and Tobi, N., Study on Micro Wind Generator System for Automobile, IEEJ Transactions on Power and Energy, Vol.129, No. 1 (2009), pp. 235-236. (in Japanese)
- Huang, C.N., Wu, G., and Kang, L., Design of Auxiliary 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.

Sumiya, K. Maeda, K. and Ichinose, K., Development of Vehicle Fluid dynamics: Flow around the Vehicle and Aerodynamics Characteristics, Nagare, Vol.23 (2004), pp. 445-454. (in Japanese)