風レンズ風車のブレードの実働ひずみ計測*

小 田 原 悟^{*1}

Measurement of Service Strains of the Blade of "Wind-Lens"

Satoru ODAHARA^{*2}^{*2} Department of Mechanical Engineering, Kagoshima National College of Technology,
1-1460 Shinko, Hayato-cho, Kirishima-shi, Kagoshima, 899-5193 Japan

Measurement of service strains of the blade of Wind-lens turbine was conducted by using wireless strain measurement system in a wind tunnel apparatus. Wind-lens turbine has demonstrated power augmentation by a factor about 2-5 compared with a bare wind turbine, for a given turbine diameter and wind speed. Mean strain and vibrational strain variation range at the root of the blade was increased with the increase of uniform flow velocity of the wind tunnel. The phenomenon of vibration of the blades of Wind-lens turbine was due to a flutter or flow-induced vibration, self-excited oscillation induced by vortices around the blades, in a certain range of flow velocity. The increase of strain variation range at the root of the blades in the case of intense variation of wind direction was caused by a gyro-moment due to a yawing movement of the Wind-lens turbine. The intense variation of wind velocity, in addition to that of wind direction, caused extreme large vibration amplitude, or strain variation.

Key Words: Wind-Lens, Strain Measurement, Flow Velocity, Flow Direction, Flow-Induced Vibration, Torsional Moment, Gyro-Moment

1. 緒 言

化石燃料の枯渇や CO₂ の排出は世界的な問題である。そこで、従来の小型風車に比べて高い発電効率を持つ図1の風レンズ風車が大屋ら⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾の一連の研究によって開発されている。風レンズ風車とは通常の小型風車につば付の集風体を固定することで後流に渦を起し流れを風車ブレード部に集めるような構造の風力発電装置である。集風体内では通常の小型風車の1.7倍の風速となる。出力は風速の3乗に比例するので、風レンズ風車は通常の小型風車の $1.7^3 \approx 5$ 倍ものエネルギーを得ることが可能となる。

しかし、風レンズ風車のように集風体構造にしたことによる振動計測や過回転による破損の防止についての研究はこれまでにない。また、小型風車の安全性・信頼性に関する標準化の動きが特に近年活発になってきており、風力エネルギー利用の普及に向けた取り組みが一層深まっていく情勢にある^{(8),(9)}。

そこで、本研究では風洞実験装置に1kW級風レンズ風車を設置し、風速・風向の変化とブレードに負荷

される実働ひずみの変動を計測することを目的とする。実働ひずみの計測には無線のひずみ計を用いた。ひずみゲージは風レンズ風車のブレードとハブとの結合部(アルミニウム合金 A7075-T6)に貼り付けた。風速や風向は防風板やヨー機構を利用して様々に変化させた。風速や風向の変化が大きいほど、ブレードには大きいひずみ変動が生じることを明らかにする。さらに、風洞実験の計測結果を野外に設置された稼働中の風レンズ風車の強度診断技術として応用し、小型風車の安全性・信頼性の向上を目指す。

Fig. 1 Wind turbine with brimmed diffuser shroud, "Wind-lens". Rated power is 1kW.

* 原稿受付 2010年7月15日。

^{*1} 正員, 鹿児島工業高等専門学校(☎ 899-5193 霧島市隼人町真孝 1460-1)。

E-mail: s-odahara@kagoshima-ct.ac.jp

なお、風車ブレードの構造解析は近年、市販のソフトウェアなどを利用すれば可能となっている。しかし、風レンズ風車のように複雑な構造の流体-材料強度-振動の連成現象の解析的試みはいまだに困難である。したがって、本研究のような計測実験の成果は境界領域の問題の現象の把握という観点から意義深いものとする。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置 本研究では九州大学応用力学研究所の風レンズ風車と大型境界層風洞を利用して実験を行った。実験で使用した風レンズ風車のロータ直径は1160 mmである。ブレードの材質は熱硬化性プラスチックのジシクロペンタジエンである。ブレードとハブとをつなぐ結合部材としてアルミニウム合金 A7075-T6 が用いられている。表1にジシクロペンタジエンとアルミニウム合金 A7075-T6 の機械的性質を示す。図2に風レンズ風車中心部に共和電業(株)製近接

Table 1 Mechanical properties

	$\sigma_{0.2}$ [MPa]	σ_B [MPa]	E [GPa]
Dicyclopentadiene	—	45	2.2
A7075-T6	610	659	73.4

Fig. 2 The photo of the central hub of Wind-lens.

Fig. 3 The positions of four strain

型テレメータひずみ計を取り付けた様子を示す。送信機アンテナから受信機アンテナまでの距離は100mmである。送信機への電力は小型バッテリーから供給した。図3にひずみゲージの貼り付け位置を示す。ブレードのプラスチック部に貼り付けた2つのひずみゲージからのひずみを $\varepsilon_{r, B}$, $\varepsilon_{45°, B}$ とし、アルミニウム合金結合部に貼り付けた2つのひずみゲージからのひずみを $\varepsilon_{r, A}$, $\varepsilon_{45°, A}$ とする。

2.2 実験方法 風洞実験装置は風速 U を $U=30\text{m/s}$ まで再現できる回流型である。そして、風レンズ風車の位置で流れが一樣となるように整流網が設置されている。

図4に風洞と風レンズ風車本体およびそのまわりの風速計などの位置を示す。風レンズ風車から1900 mm 上流側に超音波風速計を設置し、一樣風速 U を計測した。風レンズ風車の集風体への流入風速 u は風レンズ風車の支柱から700 mm 上流側にある熱線風速計を用いて計測した。1820×1000mmの発泡ボードを風レンズ風車から1500 mm 上流側に設置した。

風向 θ を変化させたときのブレードに生じるひず

Fig. 4 The positions of Wind-lens turbine and

Fig. 5 The definition of flow direction θ .

みの計測を行う。図5に風向 θ の定義を示す。風向は $\theta=\pm 120^\circ$ の範囲で可動できる。また、風向 θ の変化は回転する支柱に巻きつけたワイヤーをポテンシオメータにつないで計測した。

ひずみ計測の際のサンプリング周波数は1000 Hzとした。また、本計測器は1ch型であるので、同時に複数の箇所のひずみの計測は困難であった。

風レンズ風車の集風体とヨー機構は風向の変化を実現しやすい構造となっている。一方、この大型境界層風洞で集風体なしの通常の小型風車のひずみの計測実験はまだ行っていない。また、これまでの小型風車の研究で風向の変化がひずみ変動に影響することを実験的に示した例⁽¹⁰⁾は多くない。

3. 実験結果および考察

3.1 風速を変化させた場合 まず、風速の変化と実働ひずみの変動との関係についての実験を行った。風洞内の一様風速 U を $U=5$ m/sから $U=12$ m/sまで段階的に変化させた。回転数 n は265から725rpmと変化した。

図6に風速 U を $U=5$ m/sから $U=12$ m/sまで増加させたときの風速 U の変化とブレード根元の $\varepsilon_{r,B}$ のひずみ波形を示す。風速 U が $U=5$ m/sから $U=10$ m/sに増加するときにひずみが大きく変動している。また、図7には図6と同じように風速 U を増加させたときのブレード根元の $\varepsilon_{45^\circ, B}$ のひずみ波形を示している。図6と同様に風速が $U=5$ m/sから $U=10$ m/sに増加するときにひずみが大きく変動している。

一方、図8には風速 U を増加させたときのアルミ製結合部の $\varepsilon_{r,A}$ のひずみ波形を示す。図8では風速 U が $U=10$ m/sから $U=12$ m/sに増加するときにひずみ変動が大きくなっている。 $U=5$ m/sから $U=10$ m/sのときのひずみの変動は大きくはない。

$U=10$ m/sでの風車の回転数は575 rpmであった。1秒あたりの回転数に換算すると9.58 rpsとなる。図6のひずみ波形から得られる振動周波数は33.3Hzであった。一方、ハンマリングで得たブレードの固有振動数は約22 Hzであった。したがって、風速 U のある範囲で振動振幅が増大した理由は、1つのブレードの回転数とブレードの固有振動数が一致するときに起こる共振によるものとは考えにくい。ブレードの固有振動数ではなく、風車全体の固有振動数とブレードの回転数が一致したか、あるいは、流れに誘起されたフラッター現象⁽¹¹⁾、流力弾性振動による自励振動が起こったとも考えられる^{(12)~(14)}。

表2、表3に一定風速 U とブレードやアルミ製結合部に生じる半径方向応力 σ_r 、せん断応力 $\tau_{r\phi}$ との関係を

Fig. 6 The variation of flow velocity and strain $\varepsilon_{r,B}$.

Fig. 7 The variation of flow velocity and strain $\varepsilon_{45^\circ, B}$.

Fig. 8 The variation of flow velocity U and strain $\varepsilon_{r,A}$.

Table 2 The relationship between uniform flow velocity U and stresses $\sigma_{r,B}$, $\tau_{r\phi, B}$ at the root of the blade.

Flow velocity U [m/s]		5.0	10.0	12.0
Average strain ε_m	$\varepsilon_{r,B}$ [$\times 10^{-6}$]	65	280	420
	$\varepsilon_{45^\circ, B}$ [$\times 10^{-6}$]	25	180	280
The stress of radial direction $\sigma_{r,B}$ [MPa]		0.143	0.616	0.924
Shear stress $\tau_{r\phi, B}$ [MPa]		0.00380	0.139	0.225

Table 3 The relationship between uniform flow velocity U and stresses $\sigma_{r,A}$, $\tau_{r\phi,A}$ at the aluminum joint.

Flow velocity U [m/s]		5.0	10.0	12.0
Average strain ε_m	$\varepsilon_{r,A} [\times 10^{-6}]$	110	170	230
	$\varepsilon_{45^\circ,A} [\times 10^{-6}]$	20	30	45
The stress of radial direction $\sigma_{r,A}$ [MPa]		8.07	12.5	16.9
Shear stress $\tau_{r\phi,A}$ [MPa]		1.04	1.67	2.0

示す。 σ_r には遠心力による引張応力と揚力による曲げ応力が含まれている。

図 9 にせん断応力 $\tau_{r\phi}$ を定義するための座標系を示す。 ϕ はブレードの回転方向座標を示している。せん断応力 $\tau_{r\phi,B}$, $\tau_{r\phi,A}$ は $(\varepsilon_{r,B}, \varepsilon_{45^\circ,B})$, $(\varepsilon_{r,A}, \varepsilon_{45^\circ,A})$ と 2 軸のフックの法則、およびひずみ変換の式⁽¹⁵⁾に基づいて求めた。また、ポアソン比 ν は $\nu=0.3$ とした。

一定の風速の場合、ひずみ波形から一定のひずみ振幅が測定された。また、平均ひずみ ε_m は風速の増加に伴って増加した。このことから、表 2 に示すように風速が増加することで風車の回転数も増加し、ブレードやアルミニウム合金結合部に生じる半径方向の平均応力 σ_r や平均せん断応力 $\tau_{r\phi}$ も大きくなったと考えられる。また、 σ_r と $\tau_{r\phi}$ はともにプラスチック製ブレードよりもアルミ製結合部の方が大きいことがわかる。

実際に、ブレードに作用していたねじりモーメント T を計算すると、表 3 の $U=12.0\text{m/s}$, $\tau_{r\phi,A}=2.0\text{MPa}$ より $T=2.17\text{Nm}$ となった。計算には長方形断面のねじり応力⁽¹⁶⁾を用いた。

表 4 に一定風速 U の場合にブレードに生じる半径方向の平均応力 σ_r と平均せん断応力 $\tau_{r\phi}$ との割合 ($\tau_{r\phi}/\sigma_r$) を示す。一定風速 U が風車に流入するとき、風速

Fig. 9 The definition of stresses and coordinates at the point of strain gauges. r : Radial direction, ϕ : Round direction of the blades.

Table 4 The ratios of the stresses at uniform flow velocities U

Flow velocity U [m/s]	5.0	10.0	12.0
$\tau_{r\phi}/\sigma_r$	0.027	0.225	0.244

が大きくなると半径方向引張応力に対するせん断応力の成分が大きくなることわかる。このことは、風速の増大とブレードの複雑な形状の影響により遠心力や揚力でブレードに引張りや曲げの荷重が作用すると同時に、ねじりモーメントの負荷も大きくなることを意味する。

3. 2 風向を変動させた場合 次に、風向の急な変化と実働ひずみの変動との関係を得るために、風車の向きを強制的に手で繰返し変動させた。風向 θ は $\theta=0\sim\pm 120^\circ$ の範囲とし、風速 U は $U=8\text{ m/s}$ で一定とした。

図 10 に $\theta=\pm 45^\circ$ としたときの風向の時間的変化率 $d\theta/dt$ の変化とアルミ製結合部の $\varepsilon_{r,A}$ のひずみ波形を示す。右側の軸に $d\theta/dt$ を示している。風向の急な変化と同時にひずみの変動幅 $\Delta\varepsilon$ が増加している。

図 11 に $\theta=\pm 60^\circ$ としたときの風向の変化率 $d\theta/dt$ と $\varepsilon_{r,A}$ のひずみ波形を示す。図 10 に比べて風向の変化が著しいので、より大きいひずみ変動幅 $\Delta\varepsilon$ が生じている。図 11 のひずみ波形から得られる振動周波数は 7.6Hz であった。

表 5 に風向 θ が変化する場合にアルミ製結合部に

Fig. 10 The variation of the ratio of flow direction $d\theta/dt$ and strain $\varepsilon_{r,A}$, $\theta=\pm 45^\circ$.

Fig. 11 The variation of the ration of flow direction $d\theta/dt$ and strain $\varepsilon_{r,A}$, $\theta=\pm 60^\circ$.

生じる半径方向の応力変動幅 $\Delta\sigma_r$ とせん断応力変動幅 $\Delta\tau_{r\theta}$ の比 $\Delta\tau_{r\theta}/\Delta\sigma_r$ を示す。風向変化率 $d\theta/dt$ によらず、せん断応力変動幅 $\Delta\tau_{r\theta}$ は $\Delta\sigma_r$ のおよそ 0.3~0.5 倍となっている。すなわち、表 4 と表 5 で比較すると、風速だけが変化する条件に比べて、風向が変化する場合はねじりモーメントの変動成分がさらに増加している。 $d\theta/dt=40^\circ/\text{s}$ のとき最も大きい $\Delta T=12.8\text{Nm}$ のねじりモーメントが繰返し生じた。

また、図 10、図 11 より、風向の変化にともないアルミ製結合部のひずみの変動は増大し、風向の変化率 $d\theta/dt$ が最大となるとときにほぼ同時にひずみの変動も最大となっている。この原因は風向が変化する際に生じるジャイロモーメントによるものと考えられる。ジャイロモーメントとは、回転体を回転軸とは異なる軸のまわりに回したときに、第 3 の軸に生じるモーメントのことである⁽¹⁷⁾。ジャイロモーメントの算出には 3 つのブレードの慣性テンソル I が必要であるが、詳細な解析は困難であった。そこで、実際のブレードを同じ質量 m と長さ l の 3 本の棒でモデル化し、ジャイロモーメント M の算出を行う。3 本の棒を回転軸とは異なる軸で回転させる場合のジャイロモーメント M の式は次のように表される⁽¹⁸⁾。

$$M = ml^2\omega\Omega \quad (1)$$

M はジャイロモーメント[Nm]、 m はブレードの質量 1.38 kg、 l はブレードの長さ 0.46 m、 ω はブレードの回転角速度 $\omega=2\pi n/60$ [rad/s]、 n は回転数[rpm]、 Ω は風レンズ風車本体のヨー回転の角速度 $\Omega = d\theta/dt$ [rad/s] である。

表 6 に式(1)を用いてジャイロモーメント M の算出を行った結果を示す。アルミ製結合部に作用すると想定される計算上の推定ひずみ振幅 $\Delta\epsilon_{\text{pre}}$ は式(1)と次式により求めた。

Table 5 The ratios of stress amplitudes in the case of varied flow direction.

Variation of direction $d\theta/dt$ [$^\circ/\text{s}$]	30	40	55	65
$\Delta\tau_{r\theta}/\Delta\sigma_r$	0.407	0.493	0.270	0.390

Table 6 Gyro-moment M and strain ranges at aluminum joint $\epsilon_{r,A}$.

$d\theta/dt$ [$^\circ/\text{s}$]	M [N m]	$\Delta\epsilon_{\text{pre}}$ (Calculation)	$\Delta\epsilon_m$ (Experiment)
45	15.4	431×10^{-6}	475×10^{-6}
55	18.9	526×10^{-6}	620×10^{-6}
65	22.3	622×10^{-6}	700×10^{-6}

$$\Delta\epsilon_{\text{pre}} = \frac{2\sigma}{E} = \frac{2}{E} \frac{M}{Z} \quad (2)$$

Z は長方形(アルミ製結合部)の断面係数である。

表 6 には図 10、図 11 に示す実験でのひずみ変動幅 $\Delta\epsilon_{\text{ex}}$ も示している。ジャイロモーメント M から計算されるアルミ製結合部に生じる推定ひずみ変動幅 $\Delta\epsilon_{\text{pre}}$ は実測値 $\Delta\epsilon_{\text{ex}}$ と比較して、 $d\theta/dt=45, 55, 65$ [$^\circ/\text{s}$] で 9~15%の誤差となっている。この誤差の原因のひとつはブレードを一樣断面棒でモデル化して計算を簡略化したことである。風向の変化率 $d\theta/dt$ が異なっても誤差がほぼ同程度なので、風向が変化する際に生じるひずみの変動の原因の1つがジャイロモーメントの作用によるものであることは否定しがたい。したがって、風向の急激な変化によるひずみ変動幅 $\Delta\epsilon$ の増大の原因の1つとして風向が急変する際に生じるジャイロモーメントが関係している。さらに、ここで示したねじりモーメントやジャイロモーメントの負荷計測が小型風車の破損原因究明手段の1つとなりうる。

3. 3 突風と風向変動が同時に起こる場合 最後に、突風と風向変動が同時に起こる場合の実働ひずみの変動への影響に注目した。台風などのように風速や風向が時々刻々と変化する様子を模擬した。発泡ボードを用いて風車へ流入する風量を減少させたり、急増させたりした。図 4 に示すように一樣風速 U だけではなく、風車に流入する風速 u も発泡ボードの後ろ側で計測した。一樣風速 U は 8 m/s で一定とした。

図 12 に突風と風向の変化($\theta = \pm 90 \sim 120^\circ$)が同時に起こる場合の風レンズ風車集風体への流入風速 u の変化と $\epsilon_{r,A}$ のひずみ波形を示す。右側の軸が u [m/s] を表している。図 13 には風向 θ の変化と $\epsilon_{r,A}$ のひずみ波形との関係を示す。右側の軸は風向 θ を表している。さらに、図 14 には風向の変化率 $d\theta/dt$ と $\epsilon_{r,A}$ のひずみ波形を示す。右側の軸は $d\theta/dt$ を表している。図 12~図 14 のひずみ波形はすべて同じである。

図 12 のひずみ波形の○で囲んだ部分は、突風を模擬するための準備として、風車の前方で発泡ボードを用いて、一樣風が集風体への進入するのを遮ったときのひずみ波形である。発泡ボードで風の進入を遮ることによって、風車前後は強い乱流となり、ひずみの変動が大きくなっている。図 14 において風向の変化率が最大 $170^\circ/\text{s}$ で、突風も重畳したときに最も振動振幅が大きくなり、ひずみ変動幅 $\Delta\epsilon$ が $\Delta\epsilon_{\text{max}}=1213 \times 10^{-6}$ となった。 $\Delta\epsilon_{\text{max}}=1213 \times 10^{-6}$ はアルミニウム合金 A7075 の疲労強度に相当するひずみ幅に近い値である⁽¹⁹⁾。

Fig. 12 The variation of strain $\varepsilon_{r,A}$ and in-flow velocity u . Fig. 13 The variation of strain $\varepsilon_{r,A}$ and flow direction θ . Fig. 14 The variation of ratio of strain $\varepsilon_{r,A}$ and flow direction $d\theta/dt$.

なお、集風体なしの通常の小型風車においても本実験で得られた計測結果と同様なものが得られるのか、あるいは本実験結果が風レンズ風車特有のものは不明である。この点に関しては今後の課題とする。

4. 結 言

大型境界層風洞を利用して風レンズ風車ブレードの実働ひずみの計測実験を種々の条件下で行った。得られた結論を以下に示す。

1) 無線のひずみ計を用いて、風レンズ風車ブレードの実働ひずみの計測に成功した。

- 2) 風速の増加にともなって、ブレードに生じる平均ひずみ ε_m が大きくなった。
- 3) ある風速の範囲でブレードが振動する現象はフラッターあるいは流力弾性振動によるものである。
- 4) 風向が一定の場合と比べ、風向が変動する場合には半径方向の応力変動幅 $\Delta\sigma_r$ に対するせん断応力変動幅 $\Delta\tau_{r\theta}$ の比 $\Delta\tau_{r\theta}/\Delta\sigma_r$ は大きくなった。すなわち、風向が大きく変動するときにはブレードにねじりモーメントが繰返し負荷される。
- 5) 風向が急変したときにブレードに生じるひずみ変動の増大の原因のひとつとして、風車の複雑な運動

によるジャイロモーメントの発生によるものが挙げられる。

- 6) 突風や風向の急変を起こして台風などの気象条件を再現した。風速の急な変化に加えて、風向の変動も重畳すると極めて大きい振動すなわちひずみ変動が生じた。

謝 辞 本研究は九州大学応用力学研究所大型境界層風洞を使用して行った。また、ブレードおよびハブの構造についての資料を九州大学応用力学研究所大屋 裕二 教授にご提供いただいた。さらに、本研究はNEDO 新エネルギー・産業技術総合開発機構の平成18-19年度「提案公募型開発支援研究協力事業」の「中国における灌漑用分散型安定電源として活用するための風レンズ風車技術の開発(研究代表者：大屋 裕二)」の一部として実施した。計測実験やデータ解析では当時佐世保高専専攻科生 田淵 直樹 君の協力を得た。関係者各位に深く謝意を表す。

文 献

- (1) Ohya Y., Karasudani T., Sakurai A., Abe K., Furukawa M. and Inoue M.: Development of a Shrouded Wind Turbine with Brimmed Diffuser, *EXPO WCWRF 2005*, CD-ROM, (2005), pp.133.
- (2) Ohya Y., Karasudani T., Sakurai A. and Inoue M.: Development of a High-Performance Wind Turbine Equipped with a Brimmed Diffuser Shroud, *Trans. of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol.49, No.163, (2006), pp. 18-24.
- (3) Ohya Y. and Karasudani T.: Development of a Shrouded Wind Turbine Generating High Output Power with the Wind-Lens Technology, *Proc. of the RENEWABLE ENERGY 2006*, CD-ROM, (2006).
- (4) Hasegawa M., Ohya Y. and Kume H.: Numerical Studies of Flows around a Wind Turbine Equipped with a Flanged Diffuser Shroud Using an Actuator-Disc Model, *The Fourth International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2006)*, CD-ROM, (2006).
- (5) Roberto S., Gonzalez A., Ohya Y., Karasudani T. and Iba S.: Evaluation of the Power Output of a Wind Turbine with a Brimmed Diffuser Shroud in Fluctuating Flows, *Proc. of FEDSM 2007, 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conf.*, (2007).
- (6) Ohya Y., Karasudani T., Sakurai A., Abe K. and Inoue M.: Development of a Shrouded Wind Turbine with a Flanged Diffuser, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, Issue 6, (2008), pp. 524-539.
- (7) Ohya Y. and Karasudani T.: A Shrouded Wind Turbine Generating High Output Power with Wind-lens Technology, *Energies*, vol. 3, (2010), pp. 634-649.
- (8) JIS C 1400-2 : 1999, Wind turbine generator systems - Part 2: Safety of small wind turbines, <http://www.jisc.go.jp/app/JPS/JPSO0020.html>.
- (9) The Japan Electrical Manufacturers' Association, <http://www.jema-net.or.jp/>, (2009)
- (10) Ueda N., Sakurai A., Murakami Y. and Eguchi H.: Strain Measurement of Wind Turbine Blades under Service Loading by Small Portable Strain Histogram Recorder, *Proc. JSME Kyushu Branch*, No. 56, (2003), pp. 15-16.
- (11) Blevins R. : Flow-induced vibration, *Van Nostrand Reinhold*, (1990), p.50-51.
- (12) Murakami Y., Inoue M., Sueoka A., Odahara S., Kobayashi M. and Fujiwara N.: Fatigue Failure by Flow-Induced Vibration, *Proceedings of The 13th European Conference on Fracture, Fracture Mechanics: Applications and Challenges, ECF 13*, M.Fuentes, M.Elises, A.Martin-Meizoso and J.M Martinez-Esnaola, eds. on CD-ROM, San-Sebastian, Spain, Sept. 2000, Abstracts Volume p.176.
- (13) Odahara S., Murakami Y., Inoue M. and Sueoka A.: Fatigue Failure by Flow-Induced Vibration (Effect of Initial Defect Size on Cumulative Fatigue Damage), *JSME Int. J.*, Ser. A, Vol. 47, No.3, (2004), pp. 426-437.
- (14) Odahara S., Murakami Y., Inoue M. and Sueoka A.: Fatigue Failure by In-line Flow-Induced Vibration and Fatigue Life Evaluation, *JSME Int. J.*, Ser. A, Vol. 48, No. 2, (2005), pp. 109-117.
- (15) Murakami Y.: *Theory of Elasticity* (in Japanese), (1985), pp. 20-21, Yokendo.
- (16) Timoshenko S. P. and Goodier J. N.: *Theory of elasticity*, (1970), pp. 309-313, McGraw-hill.
- (17) Timoshenko S. and Young D. H.: *Engineering Mechanics International Student Edition*, (1983), pp. 420-421, McGraw-hill.
- (18) Sueoka A., Kijimoto N., Matsuzaki K., Inoue T. and Liu T.: *Seminar of Dynamics of Machinery* (in Japanese), (2004), pp. 86-87, Morikitasyuppan.
- (19) Odahara S, Inoue M. and Fukuda T.: Measurement of Service Strain of Wind turbine with brimmed Diffuser and Estimation of the Fatigue Strength and Fatigue life (in Japanese), *Proc. Mechanical Engineering Congress of JSME*, No.08-1(1), (2008), pp. 63-64.