

## ケーシングをもつサボニウス形タービンの特性に関する実験的研究\*

丹 省 一<sup>\*1</sup>, 清水 幸丸<sup>\*2</sup>, 菊山 功嗣<sup>\*3</sup>

## Experimental Studies on a Savonius Rotor with Casing

Shoichi TAN, Yukimaru SHIMIZU and Koji KIKUYAMA

The Savonius turbine, which works at low rotatory speeds and gives a high degree of torque, has been used for a wind turbines. In order to examine the feasibility of applying the turbine as a wave energy conversion system, a Savonius rotor was installed in a casing and its performance was studied experimentally to examine the various geometrical configurations of the rotor and casing. When optimally configured, the turbine exhibits higher efficiency than a wind turbine without a casing during steady flow conditions.

**Key Words:** Turbomachine, Natural Energy, Air Turbine, Wave Energy Savonius Rotor, Renewable Energy

## 1. 緒 言

サボニウス形タービンは、低回転であるが高トルクが得られ、構造が単純で、取扱いやすさが特徴であるために、従来から風車用として広く用いられてきた。本報では、このタービンの特徴を生かして、波力タービン用として利用する場合の各パラメータの性能に及ぼす影響を調べた。

現在、波力タービンの主力となっているウエルズタービン<sup>(1)</sup>は、高回転形で、起動性に弱点があるが、この点はサボニウス形と対照的である。自由流れの中におかれた風車の場合にはタービンを避けて通過する気流が存在するために、その出力は低い。本タービンを波力タービンとして利用するときには、ケーシングによって気流をタービン内に誘導できるために、同一サイズの場合においても大出力が期待できると考えられる。貫流形タービンを往復流に対応できるケーシング形状内での特性に関しては、波力発電用として扱っ

た赤羽らの報告<sup>(2)</sup>や、潮せき発電用としての中瀬<sup>(3)</sup>らの報告がある。本タイプのタービンは、波力発電船「海明」<sup>(4)</sup>で補助的に利用された実績があるのみで、サボニウス形タービンをケーシング内で用いた場合の特性についてはいまだ十分には知られていない。

風車に使用されてきたサボニウス形タービンの羽根数は、2枚の場合に高効率を得られているが、本報では、さらに羽根数4枚の場合についても取り上げた。

本タービンは、貫流形タービンと比べて羽根枚数が少なく、流路の遮へい割合が小さいので、羽根厚さを増加させることが可能である。したがって、強度や羽根車自身の慣性モーメントの増加も期待できる。この点はウエルズタービンと共通している。ケーシングは、貫流形タービンの場合と比較して極力小さくしてあり、かつ無弁式波力タービンを目指して対称形を基本とした。これは、装置の大きさが限定される場合には、他のタービンと比べてタービンを大きくすることが可能であり、効率面で不利であっても、同じ大きさの装置では、同等の出力が期待できるものと考えられるからである。本報は、基本形状を探るための羽根枚数・羽根円弧長さによる特性を示している。さらに、その結果から選択した4枚羽根のタービン特性について、いずれも定常試験結果を示した。

\* 原稿受付 1996年10月17日。

\*<sup>1</sup> 正員、鶴岡工業高等専門学校 (〒997 鶴岡市井岡字沢田104)。\*<sup>2</sup> 正員、三重大学工学部 (〒514 津市上浜町1515)。\*<sup>3</sup> 正員、名古屋大学工学部 (〒464-01 名古屋市千種区不老町)。

2. おもな記号

$A_o$ : タービン投影面積  $=DH \text{ m}^2$

$D$ : タービン外径  $\text{m}$

$H$ : タービン幅  $\text{m}$

$P_s$ : タービン入口静圧(ゲージ圧力)  $\text{Pa}$

$P_t$ : タービン入口総圧(ゲージ圧力)  $\text{Pa}$

$Q$ : 風量  $\text{m}^3/\text{s}$

$T$ : タービン出力トルク  $\text{N}\cdot\text{m}$

$U_t$ : タービン周速度  $\text{m}/\text{s}$

$V_o$ :  $A_o$  に相当する流路の平均流速  
 $=Q/A_o \text{ m}/\text{s}$

$\beta$ : 入口羽根角度  $^\circ$

$\delta$ : タービンとケーシングの最小すきま(図2参照)

$\theta$ : タービン羽根の円弧角度  $^\circ$

$\rho$ : 空気密度  $\text{kg}/\text{m}^3$

$\omega$ : タービン角速度  $\text{rad}/\text{s}$

特性表示に用いた無次元量

$C_t$ : トルク係数  $=T/(DH\rho U_t^2/2)/(D/2)$

$C_p$ : 圧力係数  $=P_t/(\rho U_t^2/2)$

$C_s$ : 静圧比  $=P_s/P_t$

$\eta$ : タービン効率  $=T\omega/(QP_t)$

$\phi$ : タービンの回転角度  $^\circ$

$\psi$ : 流量係数  $=V_o/U_t$

静止タービンに作用する力, トルクおよび圧力の表示

$C_{ps}$ : 静圧比  $=P_s/P_t$

$C_{ts}$ : トルク係数  $=T/(DHP_t \cdot D/2)$

$C_{xs}$ : 力の流れ方向成分係数  $=F_x/(DHP_t)$

$C_{ys}$ : 力の流れに直角方向成分係数  
 $=F_y/(DHP_t)$

$F_x$ : タービンに作用する力の流れ方向成分  $\text{N}$

$F_y$ : タービンに作用する力の流れに直角方向成分  
 $\text{N}$

$T_s$ : タービン発生トルク  $\text{N}\cdot\text{m}$

3. 実験装置

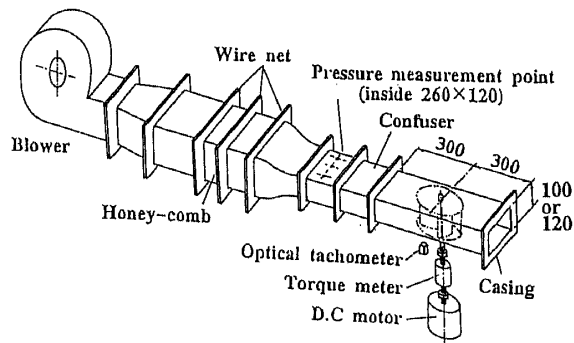
図1(a), (b)に実験装置を示す。送風機から送り出された気流は、ハニカム、絞り、タービン入口圧力測定部を経て、ケーシングに導かれている。圧力測定部位置は、タービン回転中心から上流側600mmにある。タービン入口圧力は、図1の圧力測定部面積を横方向に三等分する中心位置で総圧、その壁面で静圧を測定し、各測定値の平均値から総圧  $P_t$  および静圧  $P_s$  を求めた。さらに、 $P_t$  および  $P_s$  から風速、風量  $Q$  ならびにタービン入力( $=QP_t$ )を求めた。また、ケーシ

ングを出た気流は大気に放出され、すべて失われるものとして扱った。ケーシング高さ  $H$  は、供試タービン幅と同じ値で、100mm(タービン直径  $D=120\text{mm}$  の場合)、ならびに120mm( $D=180\text{mm}$  の場合)とした。

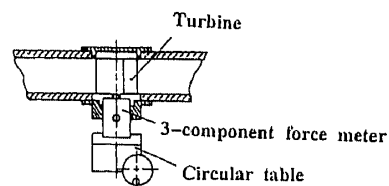
図1(a)は、タービンの回転試験時を示しており、回転数は800rpmである。図1(b)は、静止タービンの任意回転角における三分力測定時の装置を示しており、図1(a)のトルク計、モータに替えて設置した。なお、本論中で回転角による三分力表示のあるもの以外については、図1(a)での測定結果である。

4. 羽根数と長さによる特性

羽根車は、基本的特性比較のために片持ちとしており、タービンを貫く軸は備えていない。そのタービン形状を図2に示す。羽根形状は半径  $R$  の円弧である。2枚羽根のサボニウス風車の場合について、牛山ら<sup>(5)</sup>



(a) Schematic of experimental apparatus



(b) Scheme of 3-component force measurement

Fig. 1

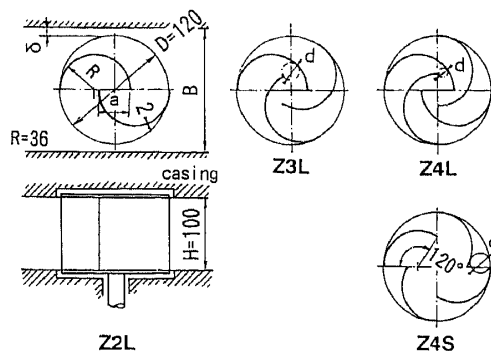


Fig. 2 Scheme of rotor

は実験結果から望ましいオーバラップ比( $\lambda=a/2R$ )として0.2~0.3を示しているが、ここでは、ケーシング壁面が気流を拘束して、タービン内通過風量を増すと考えられるために、 $\lambda=0.33$ を基準にした。以後、用いた形状の異なる各タービンを図2中記号(Z2L, Z3L, Z4L, および Z4S)で示す。Z2L, Z3LおよびZ4Lは、羽根寸法は同じで、羽根枚数のみ異なる。Z4Sは、Z4Lに用いた羽根で、長さが短い場合である。

**4.1 タービン特性** タービン特性の表示は、タービン投影面積  $A_0$  に相当する断面を通過する気流の平均流速  $V_0 (=Q/A_0)$  から算出した流量係数  $\psi$  を基準にした。これは、ケーシングによってタービン入口面積が異なるためである。図3に羽根寸法が同じで、羽根枚数の違いによる効率  $\eta$ 、トルク係数  $C_t$  および静圧比  $C_p$  を示す。 $\psi$  の小さい領域では風量が少なく、極端な場合には  $C_t$  および  $\eta$  が負となる。表1に示すように羽根枚数を増加すると、最小羽根間隔  $d$  (図2) を減少することになり、タービン内通過気流を減少させて  $C_p$  の上昇を招く。羽根車形状による  $C_p$  の上昇は  $C_t$  を低下させていることは、特に  $\psi$  が大なる領域ほど顕著に見られ、結果的には  $\eta$  を低くしている。一方、羽根 Z4S に見られるように、羽根枚数の増加に伴い羽根長さを減じると、最小羽根間隔  $d$  が大きくなり、羽根車内通過気流が増加して  $C_p$  の減少と  $\eta$  の改善が得られる。この傾向は、 $\psi$  の大きい領域で顕著である。

図4に羽根先端と壁面とのすきま  $\delta$  による  $C_p$ ,  $\eta$  への影響を示す。供試タービンは、タービン内すきま

が小さいため、気流の羽根車内通過を妨げるので、 $\delta$  が大きいほど、タービンとケーシングすきまの漏れが増加し効率低下の原因となっている。

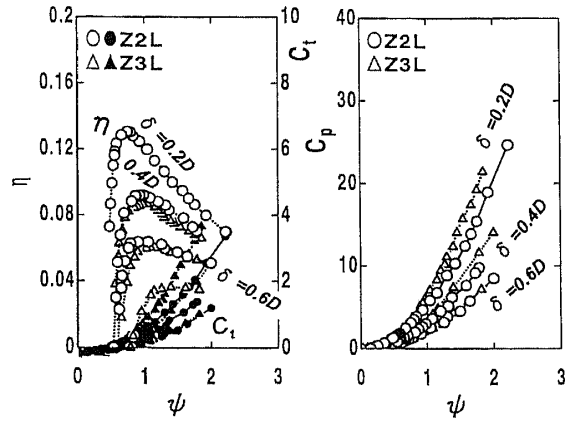


Fig. 4  $\eta$  and  $C_p$  to  $\delta$

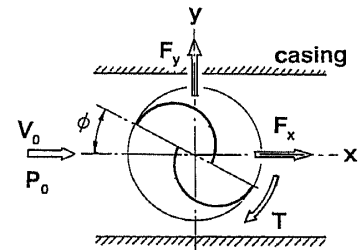


Fig. 5 Geometry of force

Table 1 Gap of blades

turbine	Z2L	Z3L	Z4L	Z4S
d/D	0.200	0.127	0.0764	0.239

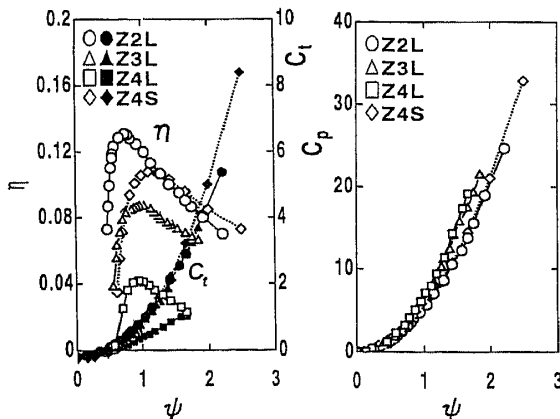


Fig. 3  $\eta$  and  $C_p$  to blade number ( $\delta=0.2D$ )

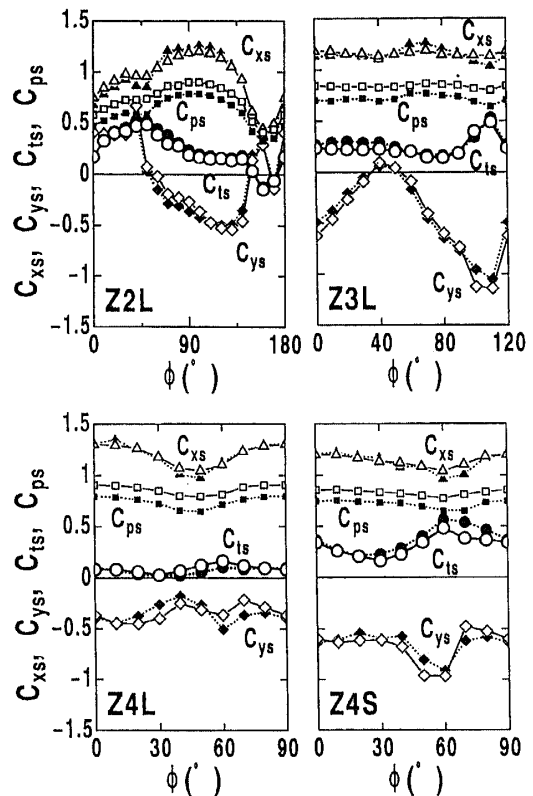


Fig. 6 Performance at rest

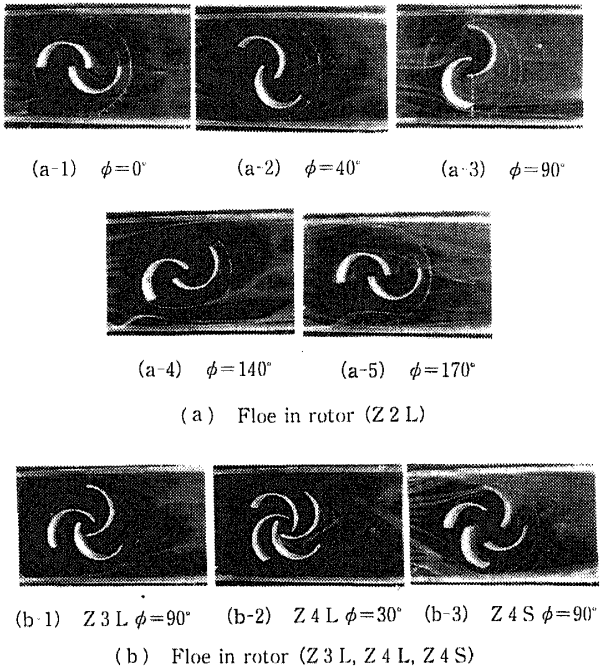


Fig. 7

**4・2 静特性** 本タービンは羽根数が少ないため、回転位置で、タービンに作用する力の大きさと方向が異なる。ここで、図5に示すように、各回転角度  $\phi$  におけるタービンの静特性評価を行う。図6に静特性を示す。図6中実線(白抜き)は、羽根根とケーシングのすきま  $\delta=0.2D$  の場合で、破線(黒塗り)は  $\delta=0.4D$  の場合を示している。図7にスモークワイヤ法によるタービン周りの流れの写真を示す。図6より、 $\phi$  の各値に対して  $\delta$  が変化しても、各特性値は同じ傾向をもっている。また、 $C_{ps}$  が小、つまりタービン内を気流が通過しやすいときに、 $C_{ts}$  が大きい値となる傾向が見られる。Z2L、 $\phi=90^\circ$  の場合は、タービン内に気流を導入しやすい角度であり、図7(a)にもその様子が見られるが、後進羽根に作用する逆トルクが大となり、 $C_{ts}$  が低下している。 $\phi=170^\circ$  では、 $C_{ts}$  は、負の値を示す。この回転位置は図7に見られるように、タービン内を通過する気流は観測されず、剛体周りと同様の流れを呈する場合である。 $\phi$  に対する  $C_{ts}$  の傾向は、風車の場合についての小川ら<sup>(6)</sup>の報告と一致している。3枚羽根(Z3L)の場合は、 $\phi$  によってケーシング上面と下面におけるタービンとのすきまが異なるため、 $y$  軸方向の力の変動が顕著である。Z4Lの場合は、羽根ピッチが短くなり、 $\phi$  による各値の変化量は小さくなる。図7(b)から、Z4Lの場合もタービン内通過気流は確認できる。Z4Sの場合、タービン内通過気流の増加は明りょうで、 $C_{ts}$  の増加に寄与している。

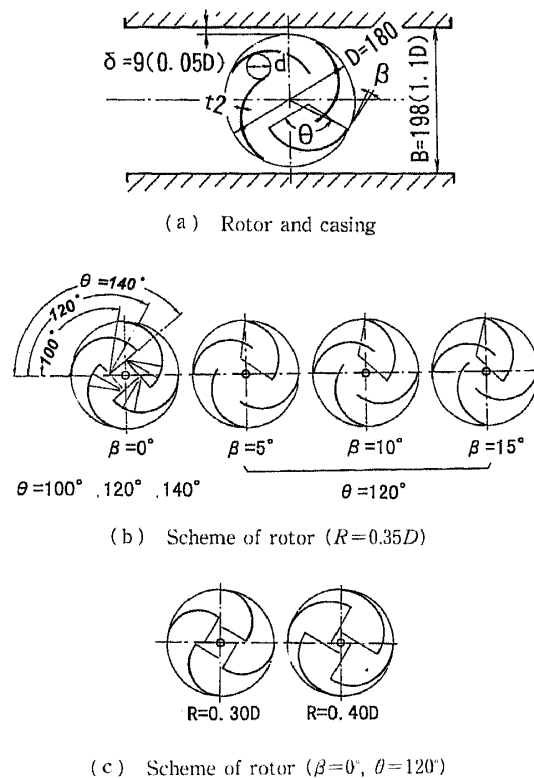


Fig. 8 Rotor and casing

**5. 羽根数4枚のタービン特性**

静特性試験結果、タービン羽根数2枚の場合は、 $\phi$  によって負のトルク領域があり、羽根数3枚の場合にはタービンに作用する力の流れに直角方向成分の変動が大であることが判明した。そこで以下では各値の変動が少ない羽根数4枚の場合に着目する。図3によれば  $\theta=120^\circ$  の場合、効率は羽根数4枚よりも3枚の場合のほうが高い。しかし、羽根円弧半径  $R$  によっては、羽根数4枚に対しても改善がなされる可能性がある。

**5・1 タービン形状** ここで、特性比較に用いたタービン形状とケーシングを図8に示す。両端支持で、より実用的な形式としている。 $\beta$  は入口羽根角度である。

**5・2 タービン特性** 同一の羽根曲率半径  $R$  での羽根円弧角度  $\theta$  による特性変化を図9に示す。 $\theta$  が小さいほど最小羽根間隔  $d$  が大きい。 $\phi$  の小さい領域では静圧比  $C_s$  に差は見られず、 $\phi$  が大なるほど  $\theta$  の影響が見られる。しかし、圧力係数  $C_p$  には差が見られない。一方、 $\theta=100^\circ$  の場合には、気流の作用区間が短くなり、 $C_t$  の減少となっている。図10に、 $\theta=120^\circ$  の場合の羽根円弧半径  $R$  による特性比較を示す。 $R$  の増加は、 $\theta$  の増加と同様に最小羽根間隔  $\delta$  を小さ

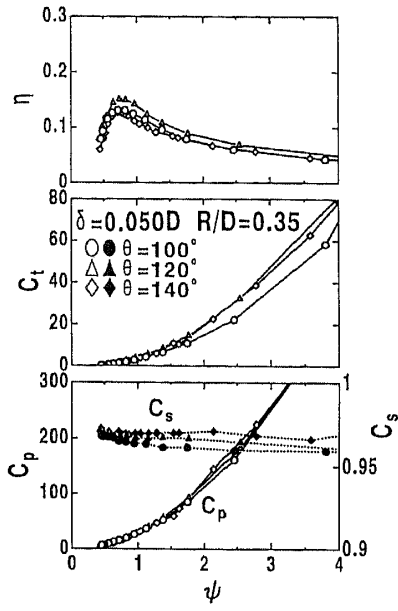


Fig. 9  $\eta$ ,  $C_t$ , and  $C_p$  to  $\theta$

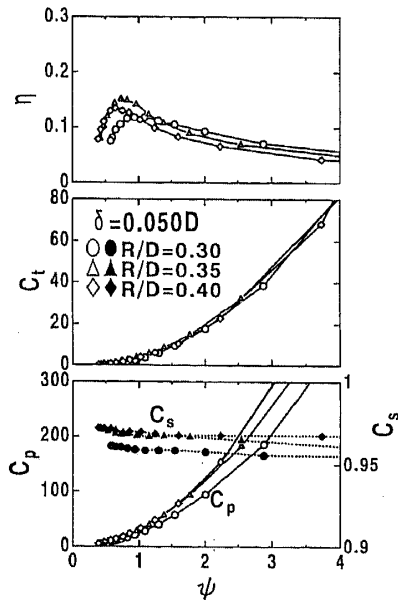


Fig. 10  $\eta$ ,  $C_t$ , and  $C_p$  to  $R$  ( $\beta=0^\circ$ ,  $\theta=120^\circ$ )

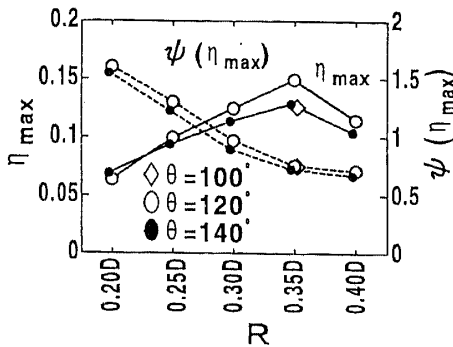


Fig. 11  $\eta_{\max}$  and  $\psi$  to rotor scheme

Table 2 Gap of blades ( $R=0.35D$ ,  $\theta=120^\circ$ )

$\beta$ (°)	0	5	10	15
d/D	0.175	0.225	0.206	0.174

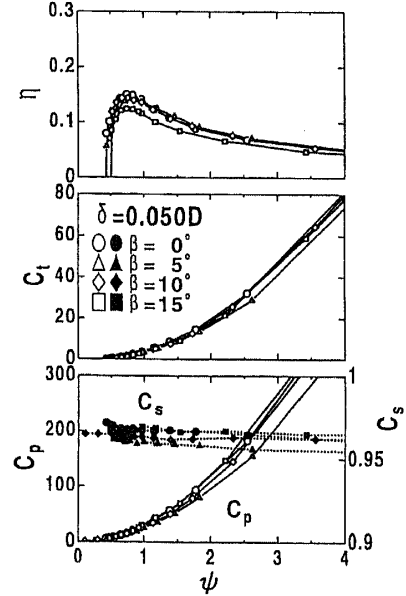


Fig. 12  $\eta$ ,  $C_t$  and  $C_p$  to  $\beta$

くするために、 $C_s$ のならばに  $C_p$ が増加する。

以上、本形式のタービンの代表的形状の特性を示した。波力用タービンは、周期的に変動する気流で稼働するために、流量係数  $\psi$  の広い範囲での特性が重要となるが、ここで、羽根円弧半径  $R$  および円弧角度  $\theta$  の違いによるタービンの最高効率値  $\eta_{\max}$  ならびにこのときの  $\psi$  の値を図 11 に示す。  $R$  の増加とともに  $\eta_{\max}$  を示す  $\psi$  の値が低下傾向を示しており、周速度  $U_t$  の大きい領域、すなわち高回転に移行していることを示している。これは、 $R$  の増加は  $\delta$  を小さくするために、タービン内通過気流の割合が減少し、タービン外周付近の流速を増す。したがって、羽根入口から流入した気流はタービン内を通過せず、タービン回転とともに移動して再びタービン外周から流出する割合が増大するためと考えられる。このことから、 $R$  が大きくなるほど、最高効率点における  $\psi$  を支配する要素は、タービンチップ(入口)の流速になると思われる。つまり、本形式のタービンは、一般に抗力形といわれるが、 $R$  の増加とともにロータ内通過気流の割合が減少し、ブレードと気流がともに移動する容積形の特長へ移行しているものと考えられる。

$\beta$  は、気流の流入方向と羽根入口角が一致するときの羽根回転位置  $\phi$  を変える。一方、羽根枚数が少ない場合は、流入気流が羽根入口で羽根に沿った流れを呈

するとは限らず、タービン内部に直接流入し、発生トルクに対する寄与の少ない回転位置  $\phi$  があることは十分考えられることである。なお、 $\beta$  は気流の流入側では羽根入口角となるが、出口角でもある。

図12に  $\beta$  による特性を示す。これらのタービンでは、 $\delta$  が大なるほど  $C_p$  が小さい傾向を示している。しかし、 $\beta=5^\circ$  の場合、 $C_t$  はむしろ小さく、これは後進羽根に作用する逆トルクが大きくなっていることによると考えられる。以上より、本タービンの場合は、羽根角度  $\beta$  が特性に与える影響は少なく、最小羽根すきま  $\delta$  によるところが大きいと考えられる。

**5.3 アスペクト比の影響** 羽根形状  $R=0.35D$ 、 $\theta=120^\circ$ 、 $\beta=0^\circ$ 、 $\delta=0.05$  の羽根車を用い、アスペクト比  $H/D$  が、 $4/6$ 、 $5/6$  ならびに  $6/6$  の場合のタービン特性試験では、図9および図10に示した同形状のタービン特性と同じ結果を得た。二枚羽根の風車の場合に対しては、アスペクト比が風車性能に与える影響が大きい<sup>(6)</sup>との報告がある。しかし、ケーシングをもつ、4枚羽根の本実験範囲では、アスペクト比がタービン特性に与える影響は見られない。またこの結果から、タービン車板および側板とケーシングのすきまからの漏れの、全風量に対する割合が少なく、 $\eta$ 、 $C_t$  ならびに  $C_p$  に与える影響が少ないものと判断される。

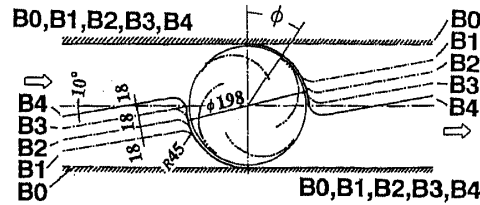
6. ケーシング形状による特性

5.3節までに示した平行ケーシング(以後A形とする)の実験結果から、最高効率を示した形状のタービン( $R=0.35D$ 、 $\theta=120^\circ$ 、 $\beta=0^\circ$ )を用いたケーシング形状による特性を示す。ケーシング形状を図13(a)、(b)、(c)に示す。各ケーシングは図13中に示す記号が囲む形状で、それぞれB形ならびにC形とする。B形ケーシングは、タービン入出口幅によって3種類の比較をしている。C形は  $\delta$  の異なる2種類について示してあり、B形、C形ともにそれぞれ添字で区別する。C形は、A形、B形と比較してケーシングが大となる欠点を有する。

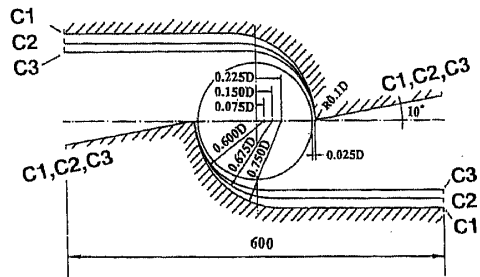
**6.1 B形ケーシング内タービン特性** 図14にB形ケーシング内での特性を示している。このケーシングの場合、いずれもA形(平行ケーシング)の場合よりも  $C_p$  は小、 $C_s$  は大となり、ケーシングがタービン内に気流を導入する効果が見られる。しかし、流路が狭まるために、タービン回転角度  $\phi$  に対して導入気流が作用する羽根枚数は、1枚のみの区間が長く、トルクの上昇は見られない。 $\eta$  は  $C_p$  低下を反映して高い値を示している。

**6.2 C形ケーシング内タービン特性** 図15にC

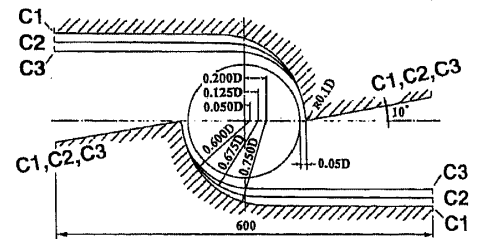
形ケーシング内特性を示す。図15中実線は  $\delta=0.025D$ 、点線は  $\delta=0.05D$  の場合である。A形ケーシングの場合と同様に、タービンチップとケーシングの



(a) Scheme of B-type casing ( $\delta=0.050D$ )



(b) Scheme of C-type casing ( $\delta=0.25D$ )



(c) Scheme of C-type casing ( $\delta=0.050D$ )

Fig. 13

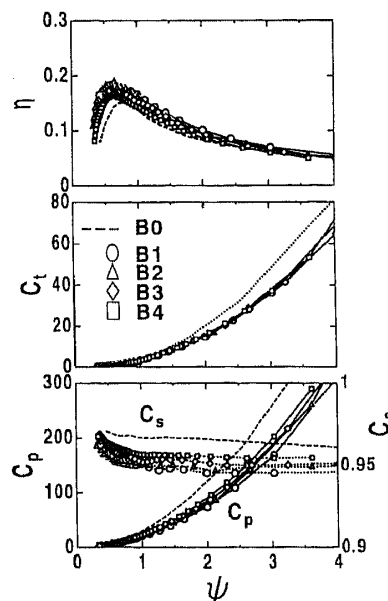


Fig. 14  $\eta$ ,  $C_t$  and  $C_p$  at B-type casing

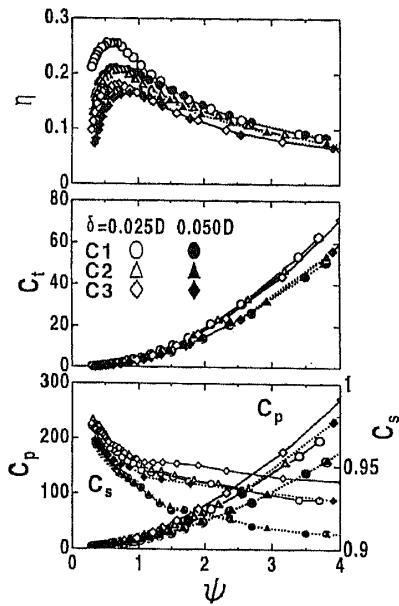


Fig. 15  $\eta$ ,  $C_t$  and  $C_p$  at C-type casing

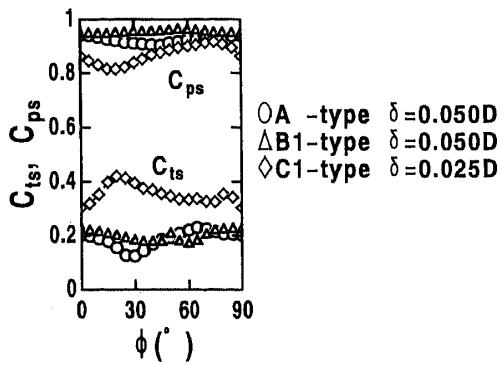


Fig. 16 Performance at rest

すきま  $\delta$  が効率  $\eta$  に与える影響は大きい。ケーシング C1 の場合は、C3 と比較して、回転中の 1 枚の羽根が気流を受ける角度の範囲が広く、タービン内通過気流が多いために、 $C_p$ 、 $C_s$  ともに低く、 $\psi$  の全領域で  $\eta$  が高くなる。トルク係数  $C_t$  には、ケーシングによる差は認められないが、 $C_t$  の定義上から、C1 のほうが大きいトルクが得られる。

**6・3 ケーシング形状による静特性** 各ケーシングによる静特性を図 16 に示す、ケーシング形状によって、 $C_{ps}$ 、 $C_{ts}$  が極値を示すタービン回転角  $\phi$  が異なる。C1 形ケーシングは、A 形および B 形と比較すると、 $C_{ps}$  は小さく、 $C_{ts}$  は大きくなり、タービン内通過気流量が多いことを表している。また、C1 形の場合は、 $C_{ps}$ 、 $C_{ts}$  ともに変動幅が大きく、羽根回転位置でタービン内通過気流量の変化が激しいことを示している。

**6・4 ケーシング壁面圧力分布** 図 17 および図

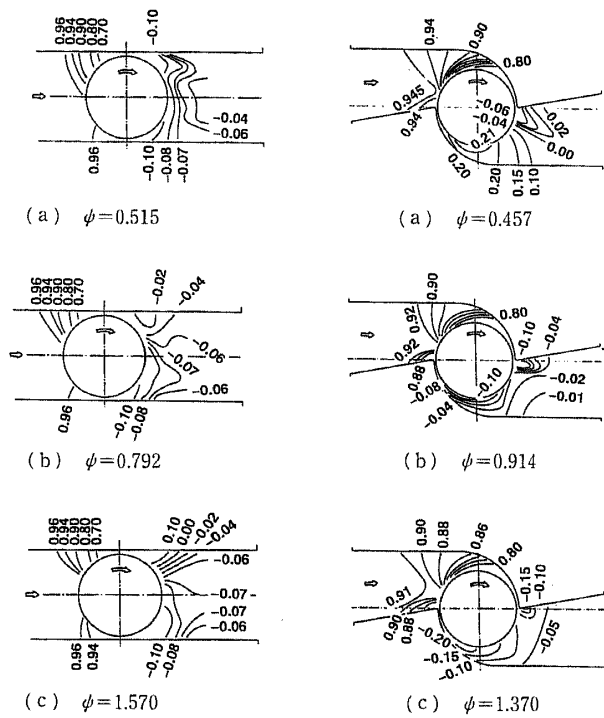


Fig. 17 Pressure distribution on A-type casing Fig. 18 Pressure distribution on C1-type casing

18 に、それぞれ A 形ケーシングならびに C1 形ケーシング ( $\delta=0.05D$ ) の壁面の時間平均圧力分布を示す。壁面に格子状に設けた 10 mm 間隔、直径 1 mm の圧力測定孔で測定した静圧  $P_w$  で、図 17、18 中数字はタービン入口総圧  $P_t$  に対する割合  $P_w/P_t$  を示している。いずれの場合も、ケーシング上下面付近に、ケーシングとタービン間の漏れによる圧力降下が見られる。A 形ケーシング (図 17) の場合はタービン内を通過する気流が少ないために、タービンの入口 (上流) 側の圧力分布は、流量係数  $\psi$  の値にかかわらず、大きな変化は見られない。これらは、図 12 の A 形ケーシング内特性において、 $\psi$  の増加に対する  $C_s$  の低下が少ないことと共通している。A 形ケーシングのタービン下流側では、図 17 (a) のように  $\psi$  が小さい ( $U_t$  が大きい) 場合は、全風量  $Q$  に対するタービン内通過気流が少ないために、図の上下対称形に近い分布を示す。 $\psi$  の増加 ( $U_t$  の減少) とともに低圧部は図の右下側に偏り、羽根車出口気流が右下側に向かっていくことを示している。C1 形ケーシングの場合は、 $\psi$  の増加とともにタービン入口直前の圧力分布は低くなり、この傾向は、図 16 の C 形ケーシング内特性の  $\psi$  の増加に対する  $C_s$  低下と共通している。タービン出口の圧力は、 $\psi$  が小さい場合には、図の右下側が高くなり、 $\psi$  の増加とともに流出方向に対して一様な分布になる。これは、 $\psi$  の増加とともに、タービン内通過気流

の流出方向とケーシングの出口形状が一致してくるためと考えられる。

## 7. 結 び

サボニウス形タービンを波力タービンとして利用することを目的とし、タービン各要素の寸法を種々に変え、ケーシングの形状も変えて特性変化を調べ、以下の結論を得た。

(1) 羽根の形状および寸法が同じで羽根枚数を増加していくと、羽根車内の最小羽根間隔が減少するためタービン効率は低下する。しかし、枚数の増加に応じて羽根円弧長さを短く( $\theta$ を小さく)すると最小羽根間隔が減少しないため効率は増加する。

(2) 羽根車にかかる力のうち、流れに垂直な成分は、羽根枚数が2および3の場合には、羽根車の回転位置とともに大きく変動するが、4枚羽根の場合には

少ない。

(3) ケーシングつきタービンの効率は、ケーシングと羽根車とのすきま寸法に大きく依存し、すきまが拡大すると羽根車内を通過する流量が低下するため効率は低下する。実機のタービンにおいては、羽根車直径が大きいため、無次元すきまを著しく減少することができるので、本実験での効率より高い効率が期待できる。

## 文 献

- (1) 例えば、瀬戸口俊明・ほか4名, 機論, 59-567, B(1993), 3482-3486.
- (2) 益田善男・ほか1名, JAMSTETR, 3(1979), 62-70.
- (3) 赤羽正彦・ほか2名, 第1回波浪エネルギー利用シンポジウム前刷集, (1984-11), 175-179.
- (4) 中瀬敬之・ほか2名, 機論, 52-473, B(1986), 367-371.
- (5) 牛山 泉・ほか2名, 機論, 52-480, B(1986), 2973-2982.
- (6) 小川武範・ほか2名, 機論, 51-471, B(1985), 3516-3522.