

ツインタービンを有する
振動水柱型波力発電装置の開発

佐賀大学大学院工学系研究科
システム創成科学専攻

奥原真哉

目 次

記号表	1
第 1 章 序論	4
1.1 再生可能エネルギー利用の意義	4
1.2 海洋エネルギー利用技術の世界動向	5
1.3 波浪エネルギー	8
1.4 波力発電装置の分類	9
1.5 振動水柱型波力発電	12
1.6 研究の目的	13
第 2 章 波力発電用空気タービン	22
2.1 整流弁方式タービン	22
2.2 ウェルズタービン	22
2.3 ラジアルタービン	25
2.4 衝動型タービン	25
2.5 ツイン衝動型タービン	26
2.6 ツイン往復流型タービン	27
第 3 章 試験装置と方法	37
3.1 往復流発生風洞	37
3.2 タービン性能試験装置	37
3.3 計測システム	38
3.4 試験条件および方法	39

第 4 章	波力発電用空気タービンの性能評価方法	43
4.1	定常流	43
4.2	非定常流	43
4.2.1	作動特性	43
4.2.2	起動特性	44
第 5 章	ツイン衝動型タービン	45
5.1	まえがき	45
5.2	タービン性能に及ぼす発電機台数の影響	45
5.2.1	まえがき	45
5.2.2	供試タービン	46
5.2.3	定常流における実験結果	46
5.2.4	周期的往復流におけるタービン性能	46
5.2.5	まとめ	48
5.3	タービン性能に及ぼすロータ形状の影響	56
5.3.1	まえがき	56
5.3.2	供試タービン	56
5.3.3	CFD の解析条件	56
5.3.4	性能に及ぼすロータ形状の影響	57
5.3.5	まとめ	58
5.4	タービン性能に及ぼす案内羽根設定角の影響	64
5.4.1	まえがき	64
5.4.2	供試タービン	64

5.4.3	定常流における実験結果	64
5.4.4	まとめ	65
5.5	タービン性能に及ぼすロータ弦節比の影響	73
5.5.1	まえがき	73
5.5.2	供試タービン	73
5.5.3	定常流における実験結果	73
5.5.4	周期的往復流におけるタービン性能	74
5.5.5	まとめ	75
5.6	タービン性能に及ぼす案内羽根弦節比の影響	79
5.6.1	まえがき	79
5.6.2	供試タービン	79
5.6.3	定常流における実験結果	79
5.6.4	周期的往復流におけるタービン性能	80
5.6.5	まとめ	80
5.7	逆方向タービンへの気流の流入	85
5.7.1	まえがき	85
5.7.2	逆方向タービンへの入力パワー	85
5.7.3	まとめ	86
5.8	逆方向タービンの回転数制御による流量制御	88
5.8.1	まえがき	88
5.8.2	供試タービン	88
5.8.3	定常流における実験結果	88

5.8.4	周期的往復流におけるタービン流量	89
5.8.5	まとめ	89
5.9	タービン性能に及ぼす流体ダイオードの影響	91
5.9.1	まえがき	91
5.9.2	円錐型ノズルと特殊型の流体ダイオード形状	91
5.9.3	CFDの解析条件	92
5.9.4	性能に及ぼす流体ダイオードの影響	93
5.9.5	供試タービン	94
5.9.6	定常流における流体ダイオードの整流特性	94
5.9.7	タービン出力に及ぼす流体ダイオードの効果	95
5.9.8	まとめ	96
5.10	起動特性に及ぼす流体ダイオードの効果	106
5.10.1	まえがき	106
5.10.2	供試タービン	106
5.10.3	CFDの解析条件	106
5.10.4	非定常流におけるタービンの起動特性	107
5.10.5	まとめ	107
第6章	ツイン往復流型タービン	109
6.1	まえがき	109
6.2	供試タービン	109
6.3	定常流におけるタービン性能	110
6.4	数値解析によるタービン性能の予測	111

6.4.1	作動特性	111
6.4.2	起動特性	112
6.5	起動特性の改善	112
6.6	性能に及ぼすブースター直径の影響	113
6.7	まとめ	114
第7章	波力発電用ツインタービンの性能比較	120
第8章	結論	121
	ツイン衝動型タービン	121
	ツイン往復流型タービン	122
	波力発電用ツインタービンの性能比較	122
謝辞	123
参考文献	124

記号表

A	: タービン流路面積 [m^2]
C_A	: 入力係数
C_T	: トルク係数
C_p	: 圧力係数
D	: ケーシング直径 [mm], 抗力 [N]
f	: 波の周波数 ($=1/T$)
F_t	: 接線力 [N]
F_x	: 軸力 [N]
h	: 振動水柱の水位 [m]
$H_{1/3}$: 有義波高 [m]
I	: ロータの慣性モーメント [kgm^2]
I'	: 慣性モーメントの和 ($=I_w+I_i$) [kgm^2]
l	: 翼弦長 [mm]
L	: 揚力 [N]
n	: 回転数 [rpm]
P	: パワー [W]
P_i	: 周期的往復流 1 周期における全入力パワー [W]
P_i'	: 逆方向タービンへ流入する入力パワー [W]
q	: 非定常流における空気流量 [m^3/s]
Q	: 定常流における空気流量 [m^3/s]
Q_0	: 最大流量 [m^3/s]
r	: 半径 [mm]
R	: タービン平均半径 $\{=D(1+\nu)/4\}$ [mm]
R_D	: 圧力比 ($=\Delta p_f/\Delta p_r$)
t	: 時間 [s]

t^* : 無次元時間 ($=t/T$)
 T : 周期的往復流における波の周期 ($=1/f$) [s]
 $T_{1/3}$: 有義波周期 [s]
 T_o : 出力トルク [Nm]
 T_L : 負荷トルク [Nm]
 u : 周速度 [m/s]
 v : 絶対速度 [m/s]
 v_a : 軸流速度 [m/s]
 W : 波浪パワー [W]
 w : 相対速度 [m/s]
 z : 翼枚数
 α : 迎え角 [°]
 δ : 反り角 [°]
 Δp : タービン前後の全圧差 [Pa]
 ϕ : 流量係数
 Φ : 流量係数
 η : 定常流におけるタービン効率
 η_m : 周期的往復流におけるタービン平均効率
 η_m' : 発電機 1 台の平均効率
 θ : 案内羽根設定角 [°], 流体ダイオードテーパ角 [°]
 ν : ハブ比 ($=D_h/D$)
 ρ : 空気の密度 [kg/m^3]
 σ : 平均半径における弦節比 $\{=l_z/(2\pi R)\}$
 ω : ロータ角速度 [rad/s]
 ω^* : ロータの無次元角速度 ($=\omega T$)

添字

- 0 : ダクト
- 1 : 吐出し用タービン (タービン 1)
- 2 : 吸込み用タービン (タービン 2)
- f : 正方向流れ
- fd : 流体ダイオード
- g : 案内羽根
- h : ハブ
- i : 衝動型タービン, 入力
- m : 平均値
- o : 出力
- p : 最大値
- r : 逆方向流れ, ロータ
- W : ウェルズタービン

第 1 章 序論

1.1 再生可能エネルギー利用の意義

近年，我が国において消費されるエネルギー資源の主力は石油，石炭，天然ガスなどの化石燃料であり，次に原子力発電で使われるウランである。我々はこれらの一次エネルギーを使いやすい電気やガソリン，都市ガスなどの二次エネルギーに変換して利用している。現在，この二次エネルギーである電気は，我々の生活に無くてはならないエネルギーとなっており，我が国の電力消費量は 1970 年の約 460TWh から 2011 年には 2 倍以上の約 1050TWh に上昇するなど増加の一途をたどっている⁽¹⁾。

一次エネルギーである石油，石炭，天然ガスなどの化石燃料はイギリスにおける産業革命以来，我々の生活の豊かさと引き換えに大量消費され続けている。しかし，この化石燃料の大量消費により排出されるのが温室効果ガス（二酸化炭素，メタン，フロンなど蓄熱ガスとも呼ばれる）である。温室効果ガスの増大に伴う地球温暖化は，地球の大気平均温度の上昇や氷河の融解による海面上昇などの問題を内包している。1997 年 12 月に開催された地球温暖化防止京都会議（COP3）では温室効果ガス削減の目標値が決定され，2008 年から 2012 年までの間に先進国全体の温室効果ガス総排出量を 1990 年比で 5.2% 削減することが義務付けられた。日本の削減目標は 6% に定められ⁽²⁾様々な取り組みがなされたが，第 1 約束期間が終了した現在，その排出量は減少とは逆に増加しているのが現状である。さらに，硫黄酸化物（SO_x）や窒素酸化物（NO_x）などにより生じる酸性雨も大きな環境問題を引き起こしている。我が国においては，国内だけでなく中国などから排出される SO_x や NO_x に起因する越境酸性雨の影響も受けており，今後中国においてさらに工業化が進

むことで石炭消費量が年々増加すると予想されることから、酸性雨による被害は拡大すると考えられる⁽³⁾。

これに加え、2011年3月11日に発生した東日本大震災では、大きな被害をもたらすと同時に、福島第一原子力発電所の事故により、温室効果ガス低減の要であった原子力発電への信頼が大きく揺らぎ、我が国のエネルギー供給の課題も浮き彫りとなった。

一方で一次エネルギー資源である石油、石炭、天然ガスなどの化石燃料は、我が国におけるエネルギー供給のうち、8割以上を占めており、そのほとんどを海外に依存している。震災後は原子力発電所の停止に伴い2011年のエネルギー自給率は4.4%と主要先進国の中でも最も低い水準となった⁽¹⁾。さらにこれらのエネルギー資源自体の枯渇も大きな問題であり、化石燃料の多くは近い将来に枯渇すると予想されている。石油に関しては可採年数が約40年⁽²⁾であり、石油危機以降、原子力と並んで化石燃料の代替エネルギーとして中心的な役割を果たしている天然ガスについては約60年⁽²⁾とされている。

これらのことから低炭素社会の創出に加え、資源小国である我が国におけるエネルギー資源の確保の観点から、再生可能エネルギーの導入には重要な意義があるといえる。

1.2 海洋エネルギー利用技術の世界動向

再生可能エネルギー利用技術には、太陽光、風力、地熱などが挙げられ、現在、盛んに技術開発や施設の設置が進んでいる。海洋エネルギー利用技術もその一種であり、実用化には至っていないが、欧州や米国を中心に盛んに技術開発が進められている⁽⁴⁾。海洋エネルギー利用技術は波力発電、潮流・海流発電、海洋温度差発電の3種に大別することができる^{(5)~(8)}。このうち波力発電は、波のエネルギーを利用した発電技術で、約2世紀にわたる技術開発の歴史があ

る。また波力発電は一次変換装置の観点により可動物体型，越波型，振動水柱型の3つに大別することができる（「1.4 波力発電装置の分類」参照）^{(5)~(13)}。

潮流発電は月と太陽の引力によって生じる潮の干満による潮流の運動エネルギーを利用し，水車を回転させ発電する方式である。潮の干満による流れを利用することから流れの予測が可能であり，安定性の高いエネルギーとして期待されている。ここで用いられる水車は水平軸型タービン，垂直軸型タービンに分けられるが，現在の主流は水平軸型である。海流発電も潮流発電と同じくエネルギー変換装置として水車を用いる。太陽熱や偏西風などによって生じる循環流を利用しており，流速，流量，流路が季節などの影響をあまり受けないため安定したエネルギー源であるといえる^{(5)~(8)}。

海洋温度差発電は，太陽エネルギーにより温められた表層の海水（表層水）と深層の冷たい海水（深層水）との温度差を利用する発電技術である。海洋温度差エネルギーは，昼夜の変動がなく，安定したエネルギー源であり，また季節的な変動が予測できるため計画的な発電が可能である。発電装置は蒸発器，タービン，発電機，凝縮器，ポンプなどで構成されており，低沸点の作動流体を循環させることにより発電する。作動流体は表層水の熱により蒸発し，タービンを回転させ発電する。そしてタービン通過後は深層水により冷却され液化する^{(5)~(8)}。この発電方式は深層水を用いるため，発電コストが高く，小規模設備での利用が難しい。

1970年代，我が国は海洋エネルギーの技術開発において世界最先端のレベルにあった。しかしオイルショック後の石油価格高騰の沈静化に伴い，その研究開発の規模は大きく縮小され，現在では欧米より10年遅れているといわれている^{(1),(9)}。欧州においてもオイルショックを契機に海洋エネルギーへの関心が高まり，多くの研究開発が行われた。そしてエネルギー危機後には予算の縮小はあったが，

周辺海域の波力や潮流のエネルギー密度が高いイギリスを中心に1990年半ばから再び多くの波力・潮流発電装置の開発が進められている。

欧州における技術開発の要として、大規模な実証試験サイトの存在がある。スコットランドのオークニー諸島に整備されている European Marine Energy Center (EMEC)⁽¹⁴⁾、ポルトガルの Wave Energy Center⁽¹⁵⁾など複数の実証試験サイトが整備され、企業の技術開発推進に大きく貢献している。

EMEC は波力発電および潮流発電において実機スケールの実海域実証実験を行うことが可能であり、5つの深水域テストサイトと1つの浅水域テストサイトがある。これらのテストサイトは陸上まで海底ケーブルが敷設されており、変電所、風速・波高等の計測所、オフィス・データ解析施設なども備えている⁽¹⁾。EMECでは Pelamis Wave Power 社の「Pelamis⁽¹⁶⁾」(図 1.1) (「1.4 波力発電装置の分類」参照) など、波力発電技術や潮流発電技術についての実証試験が実施されている。

イギリスに次いで海洋エネルギーに関する技術開発が活発に行われているのが米国である。ハワイ州やオレゴン州において実証試験が実施されており、Ocean Power Technologies 社の「Power Buoy⁽²⁴⁾」(図 1.2) (「1.4 波力発電装置の分類」参照) が波力発電装置として先導している。

中国では、1980年代から最大出力 3.9MW の潮汐発電所が運転しており、近年では波力や潮流発電の技術開発も行われている⁽¹⁾。

韓国においては、様々な海洋エネルギープロジェクトが計画されており、また潮流発電実証プラントも竣工⁽¹⁾するなど技術開発および実用化による世界市場の先行を目指している。

日本においては前述のように1970年代にオイルショックにより波力発電への関心が高まり、様々な波力発電装置の実海域実験が行

われた。しかし 2003 年に終了した「マイティールホエール^{(25),(26)}」(図 1.3)の研究開発以後、大規模な実証プロジェクトは行われていない。

しかし、近年の再生可能エネルギーの普及やニーズの高まり、海洋エネルギー技術の活発化などから、海洋エネルギーの利用が再び注目されている。そこで、NEDO が中心となって海洋エネルギーの研究開発プログラムを実施している。2011 年からの実証研究としては三井造船(株)による機械式波力発電、川崎重工業(株)による着定式潮流発電、三菱重工鉄構エンジニアリング(株)、東亜建設工業(株)による空気タービン式波力発電など波力発電 4 件、潮流発電 2 件が採択されており、EMEC において実証試験も計画されている⁽¹⁾。

1.3 波浪エネルギー

前述のように海洋エネルギー利用技術には波力発電、潮流・海流発電、海洋温度差発電がある。このうち波力発電に欠かせないエネルギーが波浪エネルギーである。

波浪パワー W は有義波高 $H_{1/3}$ 、有義波周期 $T_{1/3}$ から次式で表される。

$$W=0.5 H_{1/3}^2 T_{1/3} \quad (1.1)$$

有義波とはある地点で連続する波を観測したとき、波高の高いほうから順に全体の 1/3 の個数の波を選び、これらの波高および周期を平均したものである⁽¹⁷⁾。

日本周辺の波浪パワーの平均値は $10\text{kW/m}^{(18)}$ と試算されており、日本の総海岸線を 5000km とすると日本近海の波浪パワーは 50GW にもなる。また 2011 年度の NEDO による調査では、日本の沖合 100km までの設置可能面積、波パワーなどから理論的に算出される賦存量

は 195GW と試算されている⁽¹⁾。これは 2010 年の大手電力会社 10 社分の総発電容量 (207GW) に相当する。波浪エネルギーは周囲を海に囲まれた我が国にとって尽きることなく供給できるエネルギー源である。よって低炭素社会の創出や我が国の資源確保の観点からも波浪エネルギーの利用は大変有意義なことである。

波浪エネルギー利用の歴史は、1910 年にフランス・ボルドーにおいて世界初の波力発電実証試験が実施されたのが始まりであり、日本の波力発電開発においては、1919 年に千葉県大東崎で実施された振り子式、空気圧縮式の波エネルギー変換装置に関する現地実験が始まりである⁽⁹⁾。1965 年には益田氏による「益田式航路標識用ブイ⁽¹⁹⁾」(図 1.4) が海上保安庁によって採用され、世界初の実用化された波力発電装置となった。世界では 1974 年に Nature 誌上で「ソルターダック (定格出力 2kW)」が提案された。2000 年にはイギリス・スコットランドで「LIMPET (500kW)」が開発され、世界初の産業用発電が開始された⁽⁹⁾。2008 年にはポルトガル沖合で「Pelamis」を用いた大規模商用波力発電 (22.5MW) の運転が開始された⁽¹⁾。

1.4 波力発電装置の分類

波力発電装置は、波のエネルギーを変換する一次変換装置の種類によって、可動物体型、越波型、振動水柱型の 3 種に大別される。また設置の方式の違いから装置を海面や海中に浮かべる浮体式と沖合または沿岸に設置する固定式に分類される^{(5)~(13)}。以下に具体的な装置を示す。

可動物体型は、波浪の力で物体を運動させ、機械的エネルギー等に変換して発電する方式であり、沖合に設置される波力発電装置の主流である。可動物体型には水面や水面下の浮きを利用し波のエネルギーを吸収するポイント・アブソーバー式や、波の蛇行運動を利用し、油圧装置により発電する方式、振り子構造の装置を波の動き

によって可動させ、それにより高圧水を発生させ、陸上の水力発電タービンへ送る方式などが開発されている^{(5)~(13)}。イギリスの Pelamis Wave Power 社の「Pelamis」波力発電装置（図 1.1）は、海蛇のような形をした可動物体型の波力発電装置である。EMEC において、世界に先駆けて実機スケールの実証実験が実施された。Pelamis は直径 3.5m の円筒形浮体 4 台を連結した全長 150m の装置で、浮体連結部にシリンダーポンプ 2 台と可変容量型モータ 1 台を組み合わせた油圧変換により発電機を駆動する。定格出力は 750kW の装置が 3 台設置された^{(5),(6),(9),(10),(12),(13),(16)}。可動物体型のポイント・アブソーバー式の波力発電装置にアメリカ Ocean Power Technologies 社の「Power Buoy」（図 1.2）がある。海面と海中にある 2 つの剛体が波の運動により相対運動し、これにより油圧装置を作動させ発電する。定格出力 40kW の装置の実験が 2008 年に実施された。2011 年には定格出力 150kW の装置が EMEC において実証試験が実施され、予測計算どおりの出力が確認されるなど良好な結果が得られている^{(1),(5),(6),(9),(10),(24)}。日本での可動物体型には、日本造船振興財団（現 海洋政策研究財団）海洋環境技術研究所による「海陽」（図 1.5）がある。海陽は浮体の動きと固定構造物との相対運動をリンク機構で構造物上のアクチュエータに伝達し、油圧に変換、発電する。1984 年～1985 年に実海域実験が行われた⁽¹⁾。その他に室蘭工業大学において「振り子式波力発電装置」（図 1.6）が開発され、1983 年～2000 年の期間で実験が行われた。この装置は波のエネルギーを受圧板の振り子運動として捕らえ、電力に変換する構造である^{(5)~(11),(22)}。

越波型は、波を貯水池などに越波させて貯留し、貯水面と海面との高低差を利用して海に排水する際に、タービンを回転させ発電する方式である。デンマークの Wave Dragon ApS 社の「Wave Dragon」（図 1.7）は浮体式越波型の波力発電装置であり、定格出力 20kW の

装置が 2003 年に設置され実験が実施された^{(1),(5),(6),(9),(10),(12),(13),(23)}。その他にノルウェーの「TAPCHAN: Tapered Channel Power Plant」(図 1.8)は、自然の岩礁に建設された波力発電装置であり、収斂形状により波を増幅し、貯水池に越波させることができる。定格出力は 350kW、1985 年に設置された^{(1),(7),(9)}。

最後に振動水柱型は、海面の上下動を利用し、装置内に設けた空気室において空気を圧縮し、大気との圧力差により空気タービンを回転させる構造である。OWC(Oscillating Water Column)ともいい、現在、波力発電装置の一次変換装置として最も注目されている形式である。イギリス Wavegen 社の「LIMPET」(図 1.9)は沿岸固定式の装置で定格出力が 500kW で 2000 年にスコットランド Islay 島に設置され、世界初の産業用発電が行われている^{(1),(5)~(10),(12),(13)}。日本においては、代表的な装置に(株)緑星社の「益田式航路標識用ブイ」(図 1.4)がある。1965 年に海上保安庁で採用され、世界初の実用化された波力発電装置となった^{(1),(5)~(13),(19)}。定格出力は 30~60W の装置である。「海明」(図 1.10)は 13 に分かれた空気室を備えた浮体式の装置であり、定格出力 125kW の発電機 8 基が備えられ、海洋科学技術センター(現 海洋研究開発機構)により 1978 年~1980 年の期間に実験が行われた^{(1),(7),(11),(20),(21)}。同じく海洋科学技術センター(現 海洋研究開発機構)により 1998 年~2003 年の期間で実験が行われたのが「マイティーホエール」(図 1.3)である。1~3 号機の合計の定格出力が 110kW であった^{(1),(9),(10),(25),(26)}。現在も佐賀大学において「後ろ曲げダクトブイ(BBDB: Backward Bent Duct Buoy)」(図 1.11)が研究開発中である^{(1),(9),(10),(12),(27),(28)}。

ここまで波力発電装置の一次変換装置の種類と装置例を述べたが、それぞれの形式には利点と欠点の特徴がある。

[可動物体型]

利点 ・ 物体運動を制御することで高いエネルギー吸収効率が得られる。

欠点 ・ 海象異常時に装置が破損する可能性があり，強度上の問題を抱えている。

[越波型]

利点 ・ 構造が極めて簡素である。
・ 既存の水力発電技術が使用できる。

欠点 ・ 収斂堤や貯水池に大規模な工事を要する割にエネルギー変換効率が低い。

[振動水柱型]

利点 ・ 構造が極めて簡素である。
・ 空気を介しているため海象異常時にも装置が破損し難く，対策が比較的容易に行える。

欠点 ・ 空気を介しているためエネルギー変換効率があまり高くない。

1.5 振動水柱型波力発電

波力発電装置の一次変換装置の特徴から最も有力であり，現在注目されている形式が振動水柱型である。振動水柱型は構造が極めて簡素なうえ，波とタービンの間に空気を介しているため，海象異常時でも比較的影響を受けにくいという特長がある。発電原理としては波が往復運動することによって空気室内の圧力が変化し，往復気流が発生する。この往復気流により空気タービンが回転して，発電機が作動，発電をする。

振動水柱型波力発電装置に用いられる空気タービンは整流弁方式

と無弁方式に分類される。整流弁方式タービン（「2.1 整流弁方式タービン」参照）は従来型の一方向タービンと整流弁により構成され、代表的な装置に 1965 年に開発され、海上保安庁で採用された益田式航路標識用ブイ（図 1.4）がある^{(1),(5)~(13),(19)}。しかし、この方式は弁とその運動を止めるためのストッパが頻繁に接触するため耐久性が問題となる。また、この仕組みでは、装置の複雑化や大型化も問題として挙げられる。

無弁方式タービンはウエルズタービン（「2.2 ウエルズタービン」参照）や衝動型タービン（「2.3 衝動型タービン」参照）がある。

ウエルズタービンや衝動型タービン以外にも無弁方式の波力装置として軸対称形のクロスフロー水車を用いる方式も考案されており、性能向上を目的とした研究がなされている⁽²⁹⁾。

これらのタービンは往復気流に対して常に同一方向に回転し、装置の小型化や簡素化が可能となるため無弁方式タービンの開発が重要な研究課題となっている。

1.6 研究の目的

1.5 節の振動水柱型波力発電で述べたように振動水柱型波力発電装置に用いられる空気タービンには整流弁方式と無弁方式があり、近年では特に無弁方式のウエルズタービンや往復流型の衝動タービン等の開発が主流である。しかし、整流弁方式に用いられる一方向流に対応する空気タービンはエネルギー変換効率が高く、波力エネルギー利用のための有望な技術である。

そこで本研究では、各タービンの特長を活かして複数のタービンを組み合わせた新しい 2 種類の波力発電用タービンについて、それらの特性をモデル試験および数値解析により明らかにする。まず、弁機構を使用せず一方向流れに対応する 2 台の衝動タービンを用いるツイン衝動型タービンの特性について調査する。ツイン衝動型タ

ービンは発電機台数，ロータ翼型，案内羽根設定角，ロータと案内羽根の弦節比などのタービンに及ぼす影響について実験的，解析的に調査する。一方で逆方向タービンへの気流の流入による大きなエネルギー損失が発生することがわかった。そこで逆方向タービンへの気流の流入を抑制するため，流体ダイオードと呼ばれる整流作用を有する流体素子を設置した場合の影響について調査する。

次に2台の往復流型タービンにより構成されるツイン往復流型タービンを提案し，往復流に対応したタービンによりツインタービンを構成した場合の特性について調査する。

さらに波力発電用空気タービンでは往復気流中におけるタービン性能を明らかにすることが必要になる。そこで定常流における実験結果を用いて準定常解析手法により往復気流中におけるタービン性能について予測する。

最後に波力発電用ツインタービンについて性能比較を行い，各タービンの有用性を評価する。

本論文は，本章および以下の7つの章より構成する。

第2章 波力発電用空気タービンでは，波力発電用空気タービンである整流弁方式タービン，ウエルズタービン，ラジアルタービン，往復流型衝動タービンの詳細および原理や特徴を述べるとともに，これらの問題点を克服するために提案され，本研究で対象とするツイン衝動型タービンとツイン往復流型タービンについて紹介する。

第3章 試験装置と方法では，本研究で使用した試験装置である往復流発生風洞，タービン性能試験装置，および計測システムについて詳細を示し，実験における測定項目や実験方法について説明する。

第4章 波力発電用空気タービンの性能評価方法では，定常流におけるタービンの性能評価に用いるトルク係数，入力係数，効率，そして流量係数の定義式を示す。また，非定常流におけるタービン

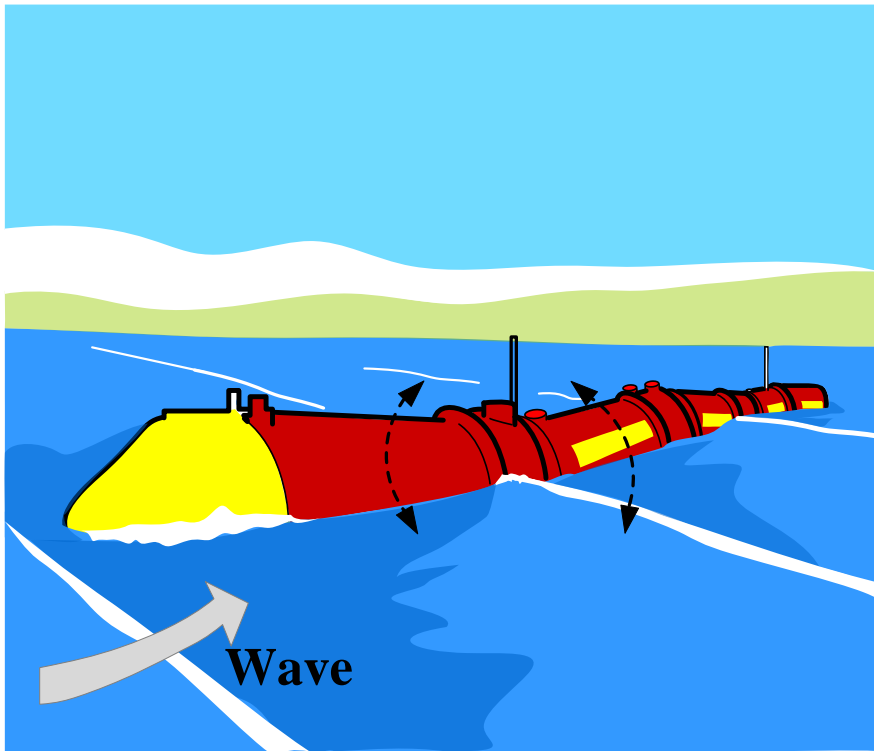
性能を解明するため，準定常解析手法を用いた数値シミュレーションによるタービンの作動特性と起動特性の評価方法について述べる。

第 5 章 ツイン衝動型タービンでは，ツイン衝動型タービンに関して，実験的および解析的に特性を解明し，本タービンの好適な幾何形状を示す。

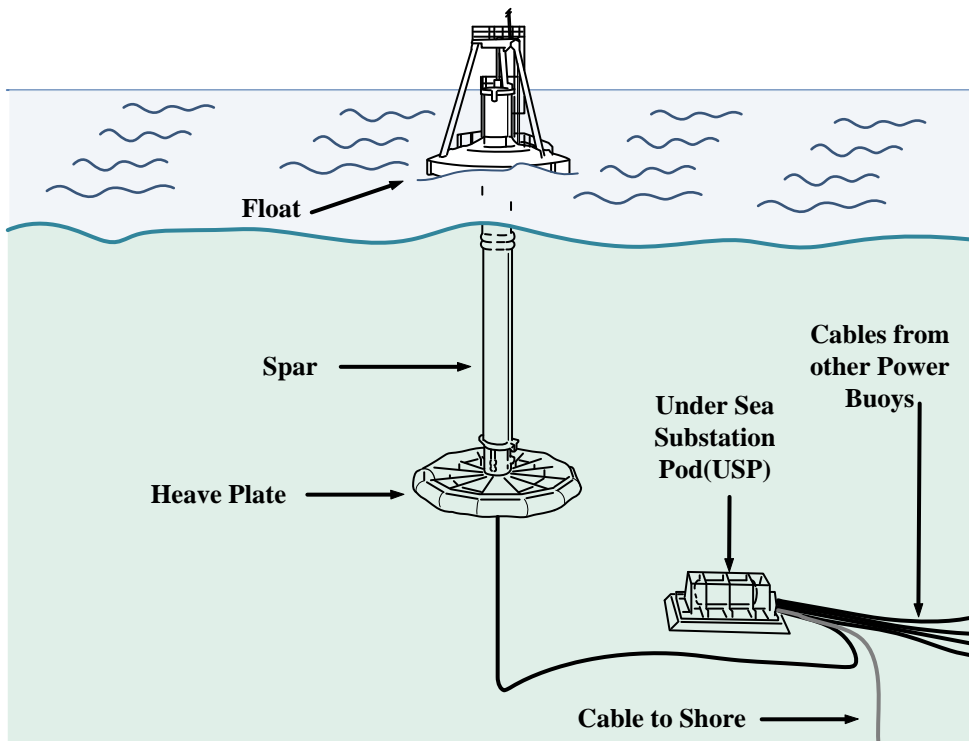
第 6 章 ツイン往復流型タービンでは，ツイン往復流型タービンに関して，実験的および解析的に調査を行い，定常流におけるタービン性能と数値シミュレーションによる作動特性，起動特性の予測について述べる。またウエルズタービンと衝動型タービンの直径比を変化させた場合の影響について述べる。

第 7 章 波力発電用ツインタービンの性能比較では，本研究における好適な幾何形状を有するタービンの性能比較を行い，波力発電用としてのツイン衝動型タービンおよびツイン往復流型タービンの有用性を評価する。

第 8 章 結論では，最終章として本研究の結論を述べる。



☒ 1.1 Pelamis⁽¹⁶⁾



☒ 1.2 Powerbuoy⁽²⁴⁾

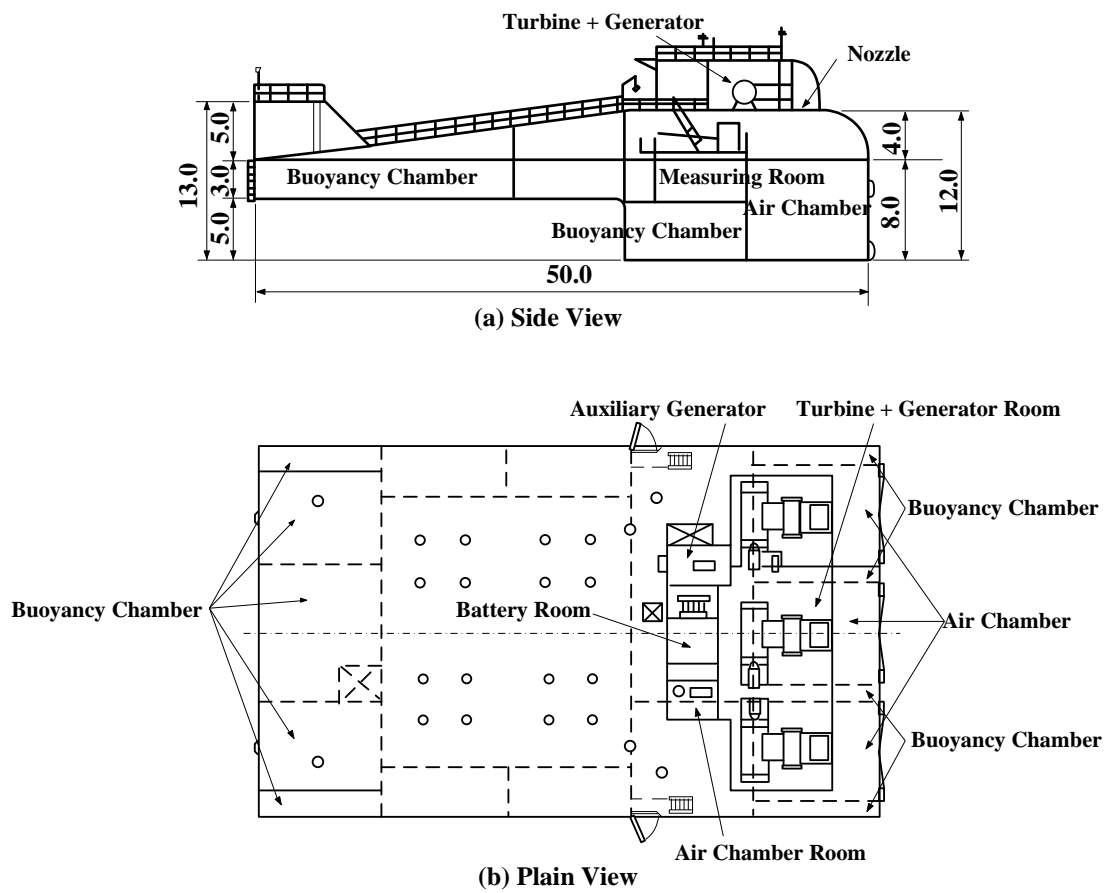


図 1.3 マイティールホエール(25),(26)

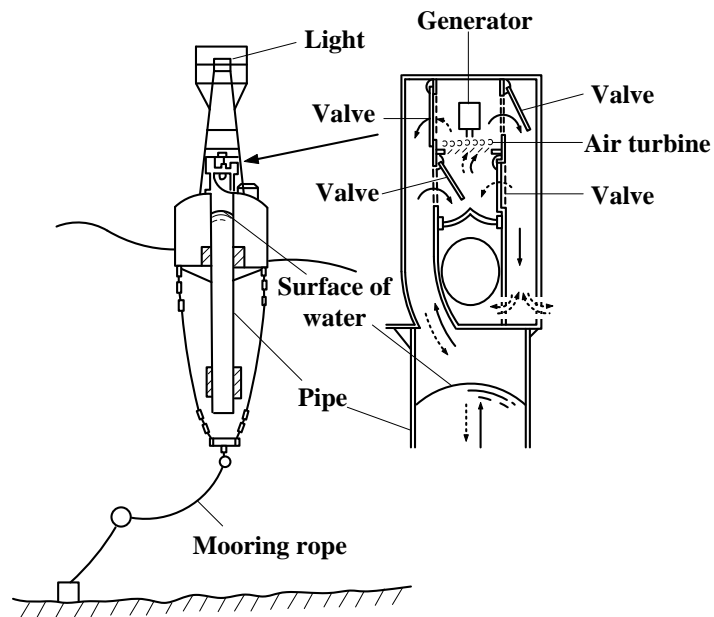


図 1.4 益田式航路標識用ブイ(19)

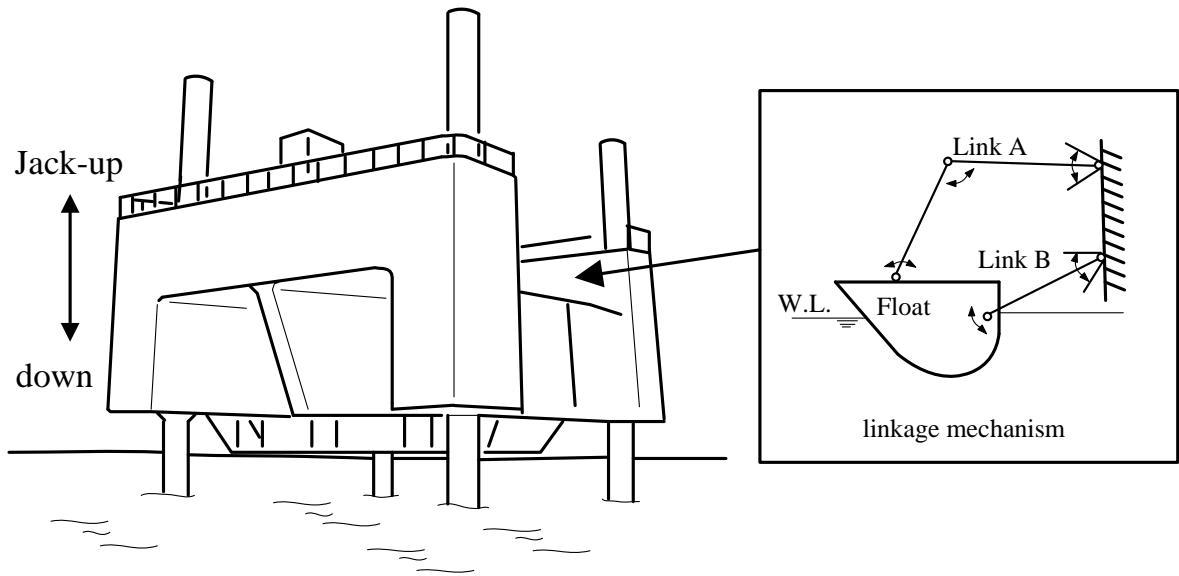


图 1.5 海陽⁽¹⁾

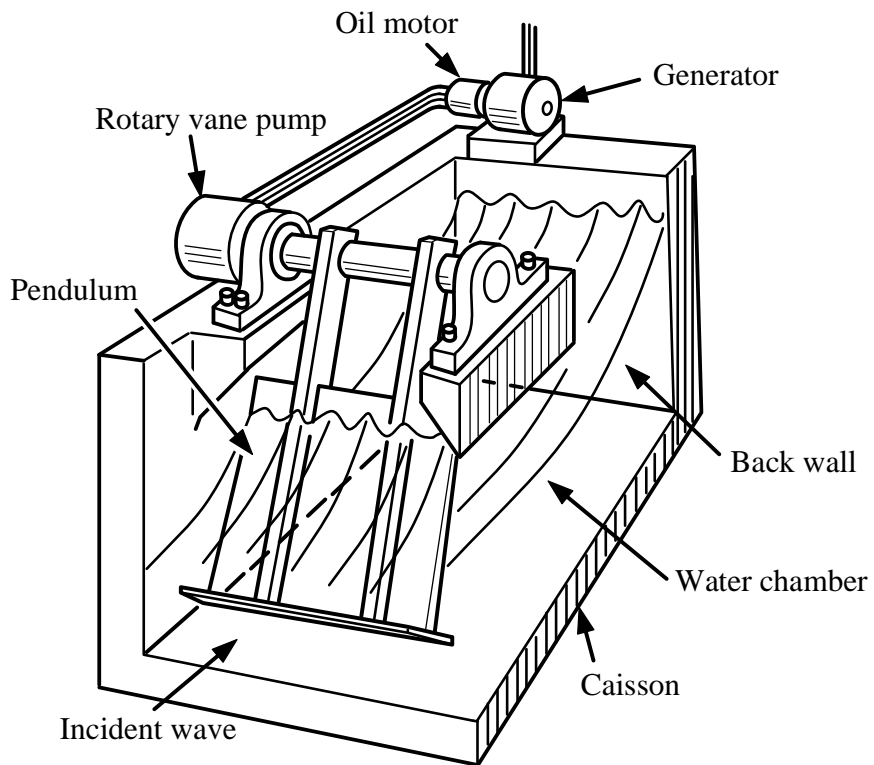
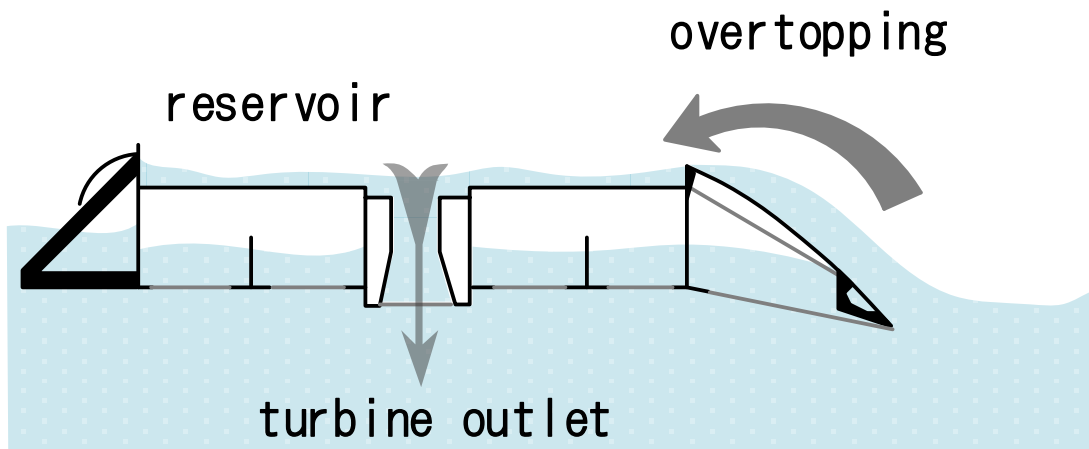
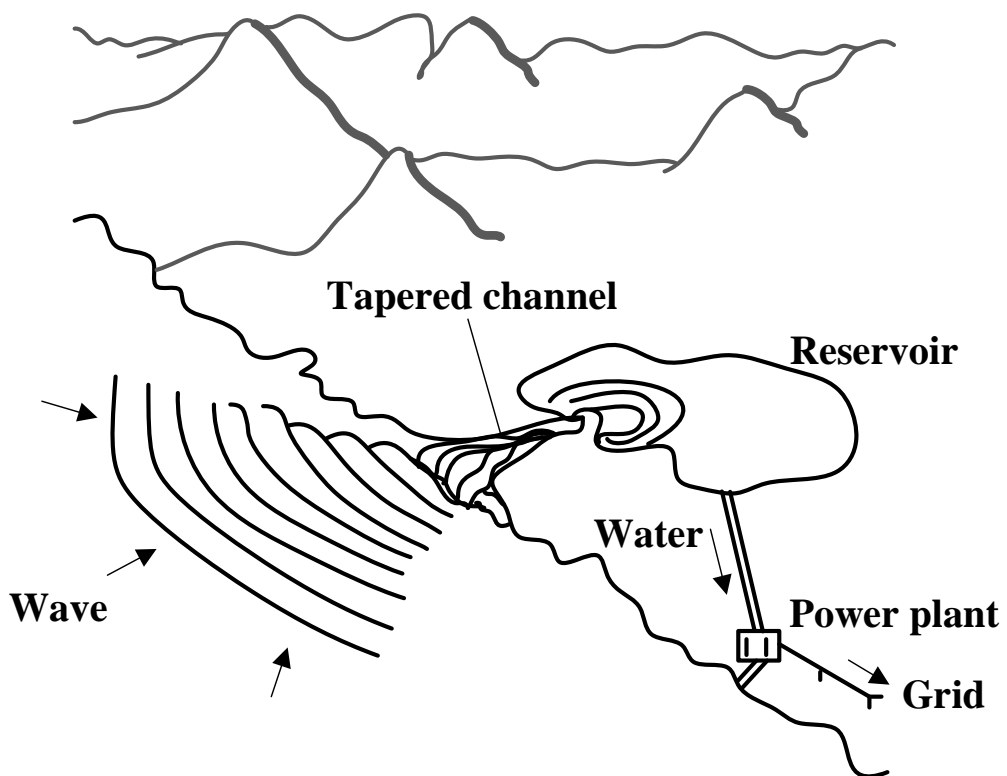


图 1.6 振り子式波力発電装置⁽²²⁾



☒ 1.7 Wave Dragon⁽²³⁾



☒ 1.8 TAPCHAN : Tapered Channel Power Plant⁽⁵⁾

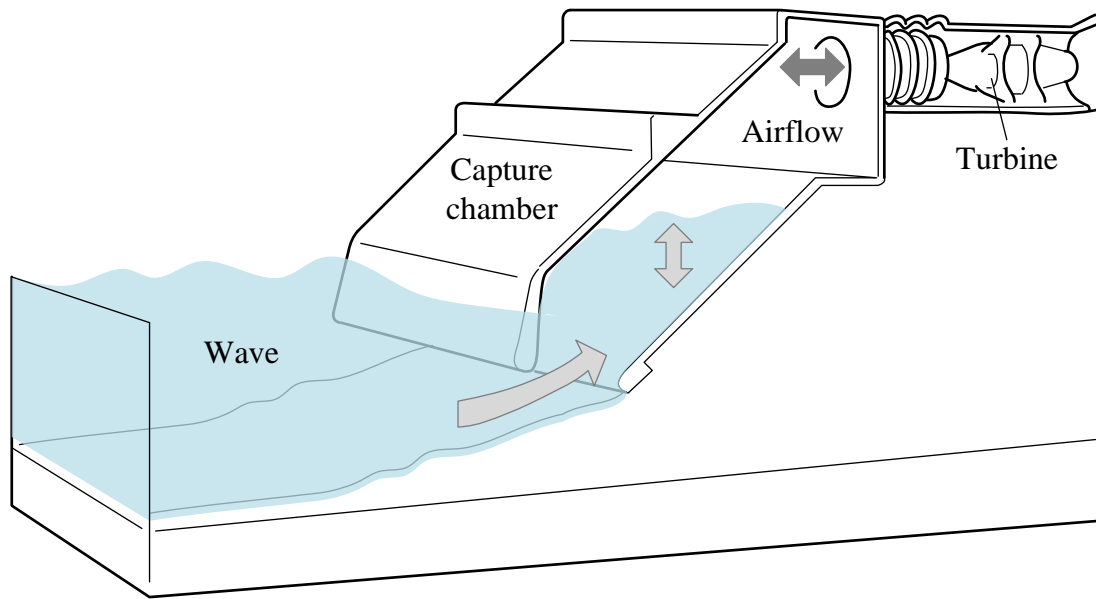


图 1.9 LIMPET⁽⁵⁾

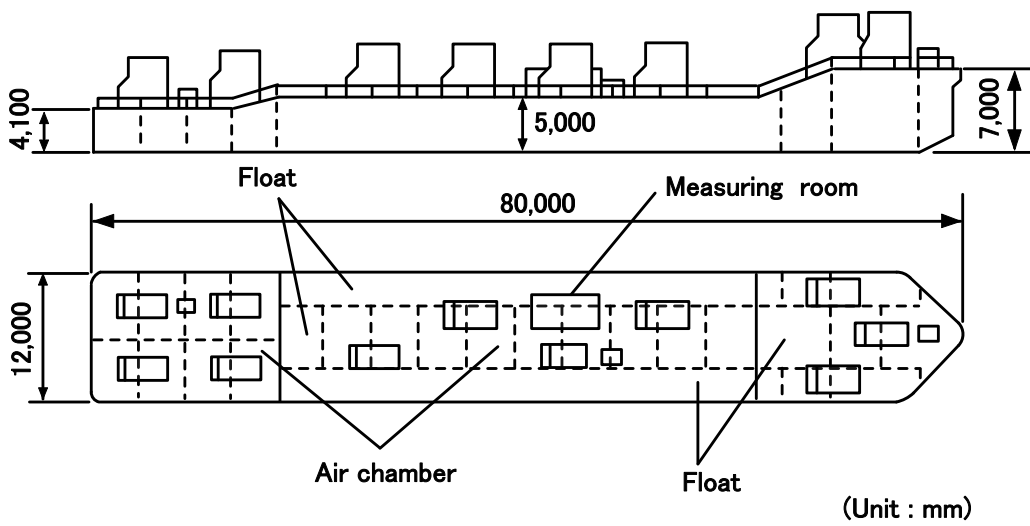


图 1.10 海明^{(20),(21)}

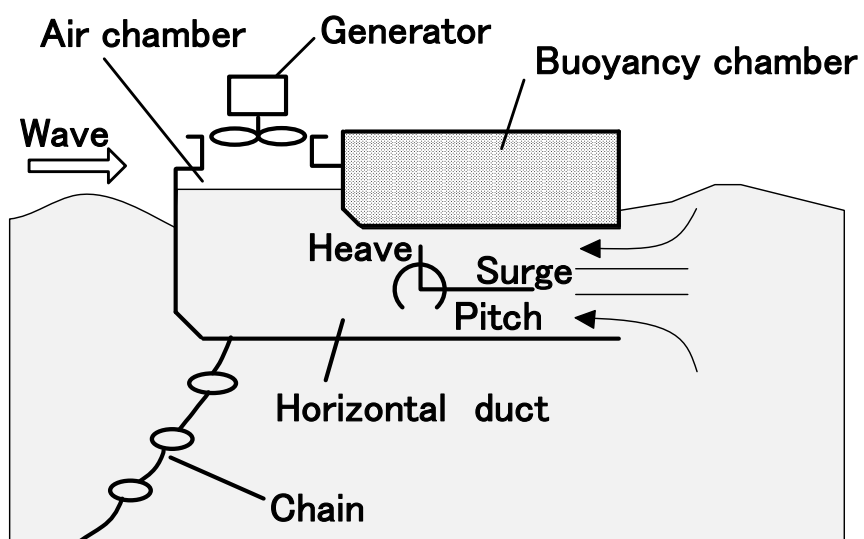


図 1.11 後ろ曲げダクトブイ^{(27),(28)}

(BBDB : Backward Bent Duct Buoy)

第 2 章 波力発電用空気タービン

2.1 整流弁方式タービン

整流弁方式タービンとして代表的な装置は益田善雄氏により開発され、世界で初めて実用化された波力発電装置である航路標識用ブイ⁽¹⁹⁾（図 1.4）に利用されている。また海洋科学技術センター（現海洋研究開発機構）により 1978 年～1980 年の期間に実験が行われた海明^{(20),(21)}（図 1.10）にも利用されている。このように弁機構についての様々な研究が行われている^{(36)~(38)}。

整流弁方式に用いられる空気タービンはエネルギー変換効率が高い従来のタービンを使用することができるが弁とその運動を止めるためのストッパが頻繁に接触するため耐久性に問題がある。また弁を複数用いることにより装置が大型化する欠点も有している⁽³⁵⁾。

これらの問題を克服するため偏心揺動弁を用いた一枚弁方式が提案された。鶴岡市三瀬にて行われた実海域実験で、従来の弁方式より弁の枚数が少ないため保守の面でやや有利である。しかし、弁機構の破損の問題は依然存在する⁽³⁶⁾。

また、図 2.1 に示す水弁集約方式波力発電システムが東北電力により開発され、福島県原町火力発電所の防波堤を利用して 1996 年より実証試験が行われた。この方式では水弁が採用されているため機械的な故障が無く、また複数の空気室のエネルギーを集約できるため大出力が可能である。しかし装置が大型化する欠点を有する⁽³⁷⁾。

2.2 ウェルズタービン

波力発電用空気タービンの 2 次変換装置として主流なのがウェルズタービン（図 2.2）である。ウェルズタービンは 1977 年にイギリス・クィーンズ大学の Prof. A. A. Wells により提案されたタービン

である。このタービンは、ハブに対称翼を取付角 0° で設けただけの簡素な構造を有するタービンであり、往復気流中において常に同一方向に回転する^{(30)~(35)}。

ウエルズタービンの対称翼は、図 2.3 に示す通り飛行機などの翼と同様に気流の流入速度 W に対して、その垂直方向に揚力 L 、平行方向に効力 D が発生する。この 2 つの合力の回転方向成分が接線力 F_t {式(2.1)}、軸方向成分が軸力 F_x {式(2.2)} として翼に作用する。 F_t は気流 V の方向に関係なく回転トルクを発生し、往復気流において常に同一方向に回転することを可能としている^{(35),(39),(40),(41)}。

$$F_t = L \sin \alpha - D \cos \alpha \quad (2.1)$$

$$F_x = L \cos \alpha + D \sin \alpha \quad (2.2)$$

ウエルズタービンは、比較的小さな流量係数でタービン効率が急激に低下する失速が生じるという欠点がある。これは波高が上昇するとタービンの回転速度に対して気流速度が上昇し、迎え角が増大することによって空気の流れが翼表面からはく離し、失速に至る。したがって、高効率を示す流量係数の領域が狭く、流量係数が大きい場合にはトルクが著しく低くなるため、不規則波が常に気流速度を変動させる実海域で効率よく発電するためには、この欠点を克服する必要がある。またウエルズタービンには騒音についても重大な問題を抱えており、衝動型タービンとの比較が行われ、騒音レベルが明らかにされている⁽⁴²⁾。

これらのウエルズタービンの欠点を克服するため、これまでに特性改善に関する試みが盛んに行われ、それぞれの効果が明らかにされている^{(30)~(35),(43)~(54)}。

案内羽根付ウエルズタービン

図 2.4 に示すように動翼の上流側，下流側に案内羽根を有するウエルズタービンである。ウエルズタービンを用いた波力発電装置に一般的に採用されており，海洋研究開発機構により実験が行われたマイティールホエール（図 1.3）にも採用された^{(30)~(35),(45),(47),(48),(85)}。

以下のような特徴がある。

- ・翼への流入速度の旋回成分が増加し，トルクが増加する。
- ・翼からの流出速度の旋回成分が減少し，差圧が減少する。
- ・作動特性および起動特性の両方の改善が期待できる。

可変ピッチ翼を有する波力タービン

図 2.5 に示すように前縁部にピボットが設けてあり，往復気流中でロータが自動的にピッチング運動を行う。ロータのピッチ角を設定角に固定した場合の実験により最適な設定角が示されている。また数値シミュレーションにより起動特性や作動特性がウエルズタービンより優れている可能性が示されている^{(30)~(35),(43),(44),(46),(49)~(51)}。

以下のような特徴がある。

- ・翼のピッチ角制御により，迎え角が減少する。
- ・起動特性の向上が期待できる。
- ・低回転数において高出力が期待できる。

案内羽根付複葉式タービン

図 2.6 に示すように上流側，下流側に案内羽根が設けてあり，動翼が並んだ形状をしている。一般的に単葉式ウエルズタービンよりわずかに効率が低い，広い流量係数域で作動する。

以下のような特徴がある^{(30)~(35),(52)~(54)}。

- ・ウエルズタービンに比べ広い流量範囲で作動する。

- ・低回転数タービンとして使用できる。
- ・起動性の改善が期待できる。
- ・案内羽根により最高効率の低下を抑制できる。

2.3 ラジアルタービン

2.2節で示したようにウエルズタービンは、高出力の場合、強度、保守および騒音に問題を抱えているため、低速型の波力タービンの開発が重要な研究課題であった。そこで、波力タービンへの遠心式タービンの利用が着目され、その高効率化に関する研究開発が国内外で実施された^{(56)~(60)}。中でも、気流方向によって上流側および下流側の案内羽根ピッチ角を自動制御した可変ピッチ案内羽根を有するラジアルタービン（図 2.7）⁽⁵⁵⁾は、周期的往復流における平均効率が最大で約 40% に達したが、案内羽根の可変ピッチ機構の影響により案内羽根弦節比をあまり大きくとれない欠点がある。

2.4 衝動型タービン

低速回転で高効率が得られるという利点があり、ウエルズタービンに替わる波力タービンとして注目されているのが衝動型タービンである。佐賀大学の瀬戸口俊明教授らによって提案された自己可変ピッチ案内羽根を有する衝動タービンや固定案内羽根を有する衝動タービンなどが挙げられる^{(30)~(35),(61),(62),(63)}。

自己可変ピッチ案内羽根を有する衝動タービン

図 2.8 に示すように案内羽根が往復気流の作用で自動的にピッチ角を変えることによりノズルとディフューザの作用を交互に繰り返すような構造をしている。エネルギー変換効率がウエルズタービンに比べて極めて高いことが明らかにされている。しかし案内羽根が可動式であるため保守の面で不安がある。また往復気流の速度振幅

が大きくなるとロータ下流側の案内羽根のピッチ角がノズル設定角方向に逆戻りしてディフューザ効果が低下する問題がある。これらの問題を改善するため提案されたのがリンク機構を有する可変ピッチ案内羽根（図 2.9）である。これは上流側の案内羽根の動きを利用して下流側のピッチ角を矯正する構造になっている^{(30)~(35),(61),(64)~(68),(74)}。

以下のような特徴がある。

- ・波による往復気流により自由にピッチング運動ができる案内羽根を有する。
- ・広範囲の流量係数において高効率を期待できる。

固定案内羽根を有する衝動タービン

図 2.10 に示すように自己可変ピッチ案内羽根の可動部保守に関する欠点を克服するために提案された。また，回転速度がウエルズタービンの 1/3 程度と低くウエルズタービンに替わるタービンとして注目されている^{(30)~(35),(62),(63)}。佐賀大学において研究開発中である後ろ曲げダクトブイ（**BBDB: Backward Bent Duct Buoy**）（図 1.11）にも採用され，実海域試験が行われている。さらに，このタービンは，新潟西海岸の突堤において松江工業高等専門学校，佐賀大学，国土交通省北陸地方整備局の共同技術開発として実施された実海域試験において採用され，ウエルズタービンによる従来型波力発電プラントに比べて高い出力を実現できることが示された^{(69),(70)}。

2.5 ツイン衝動型タービン

2.1 節に示した整流弁方式タービンは，弁とその運動を止めるためのストッパが頻繁に接触するため耐久性が問題となるほか，装置の複雑化，大型化も問題として挙げられている。しかし，整流弁方式に採用されているように一方向タービンは高いエネルギー変換効

率がある^{(72),(73)}。また衝動型タービンは前述のように今後の波力発電装置の2次変換装置として注目されており、静音性や高効率の面からウエルズタービンに比べ有利である。これらのことから一方向タービンを使用した発電技術は波力エネルギーを利用するための有望な技術であるとして、弁機構を用いない、一方向流れに対応する新しいタービンとしてツイン衝動型タービンが提案された⁽⁷⁷⁾。ツイン衝動型タービンは図 2.11 に示すように吐出し用タービン、吸込み用タービンの2つのタービンを備えている。一方向流れに対応する空気タービンは、その流れが逆になる羽根車の前後では圧力差が大きくなり、それが抵抗となって空気が流れにくくなる。この性質を利用したのがツイン衝動型タービンである。

吐出し時にはタービン前後の圧力差の小さい吐出し用タービン T_1 に大量の空気が流れ、吸込み用タービン T_2 には空気が流れないようにする。逆に吸込み時には T_2 に大量の空気が流れ、 T_1 には空気が流れないように2つのタービンが配置されている。タービンが2つ必要となるが、弁機構を使用しなくても高効率が期待できる。

ツイン衝動型タービンに使用される翼列は図 2.12 のような2次元形状を有する衝動型タービン⁽⁷¹⁾が使用される。

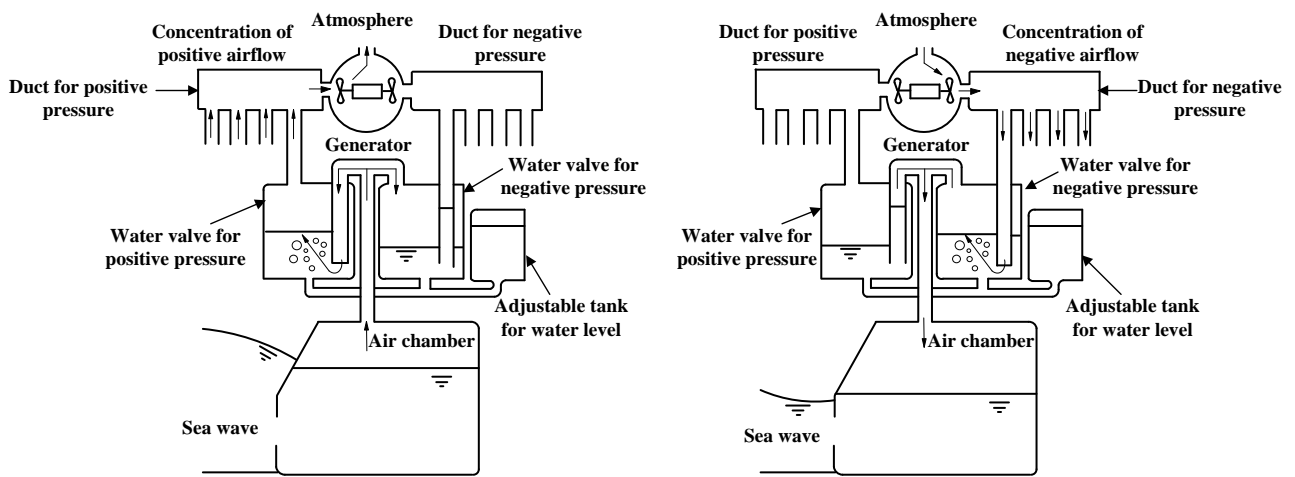
2.6 ツイン往復流型タービン

振動水柱型波力発電における2次変換装置として主流なのがウエルズタービンである。ウエルズタービンは往復気流中で常に同一方向に回転するため、整流弁方式のような弁が不要である。また、原理上、高速で回転するため、発電機を小型化できる利点も有する。しかし、ウエルズタービンは低い流量係数では比較的高い効率を示すが、高い流量係数では、激しい失速が発生し、トルクが著しく低下するため、起動性が悪いという欠点を有する。

一方、失速現象が発生せず高い流量係数でも高いトルクが得られ

る往復流型衝動タービンが提案されている^{(62),(63)}。往復流型衝動タービンはウエルズタービンに比べ幅広い流量係数で高い効率が得られ、起動性も優れている。しかし構造が複雑で製造コストが高いという欠点を有している。

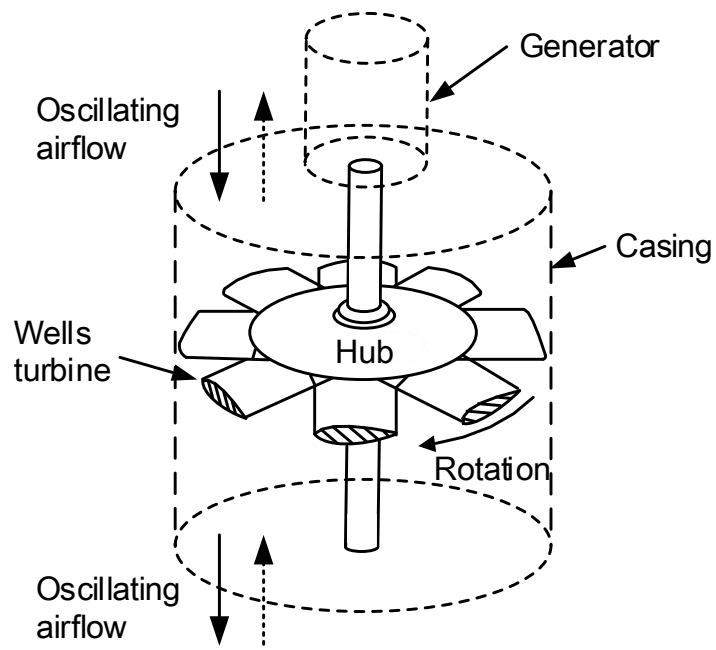
ウエルズタービンと往復流型衝動タービンの欠点を補い、性能改善を図るため提案されたのがツイン往復流型タービンである。図 2.13 にツイン往復流型タービンの概要を示す。



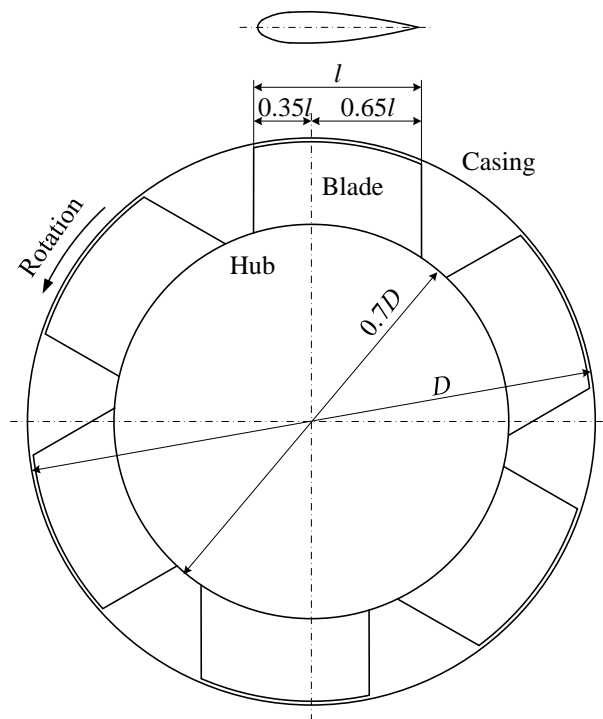
(a) 寄せ波

(b) 引き波

図 2.1 水弁集約方式による波力発電⁽³⁷⁾



(a) 概要



(b) タービン形状

図 2.2 ウェルズタービン^{(30)~(35)}

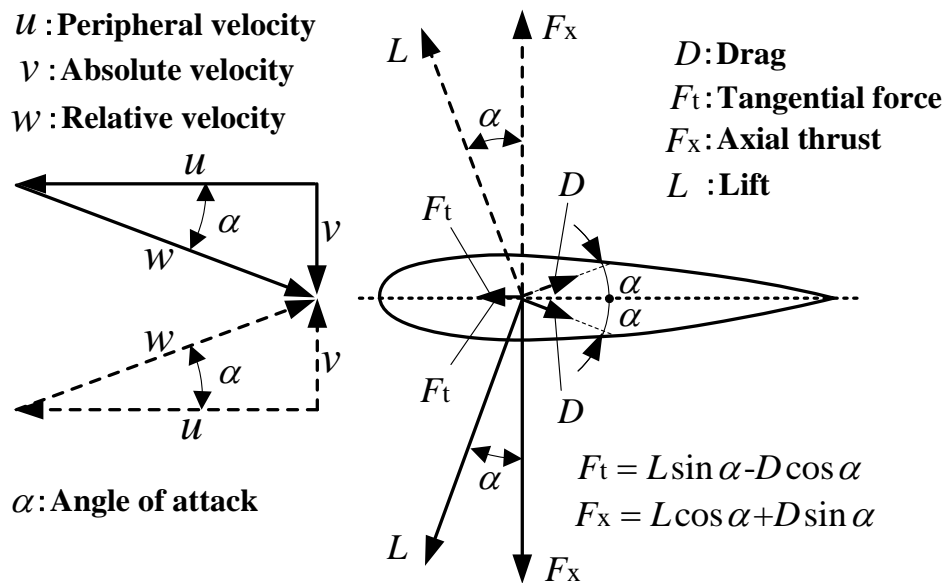


図 2.3 ウェルズタービンのロータに作用する力^{(35),(39),(40),(41)}

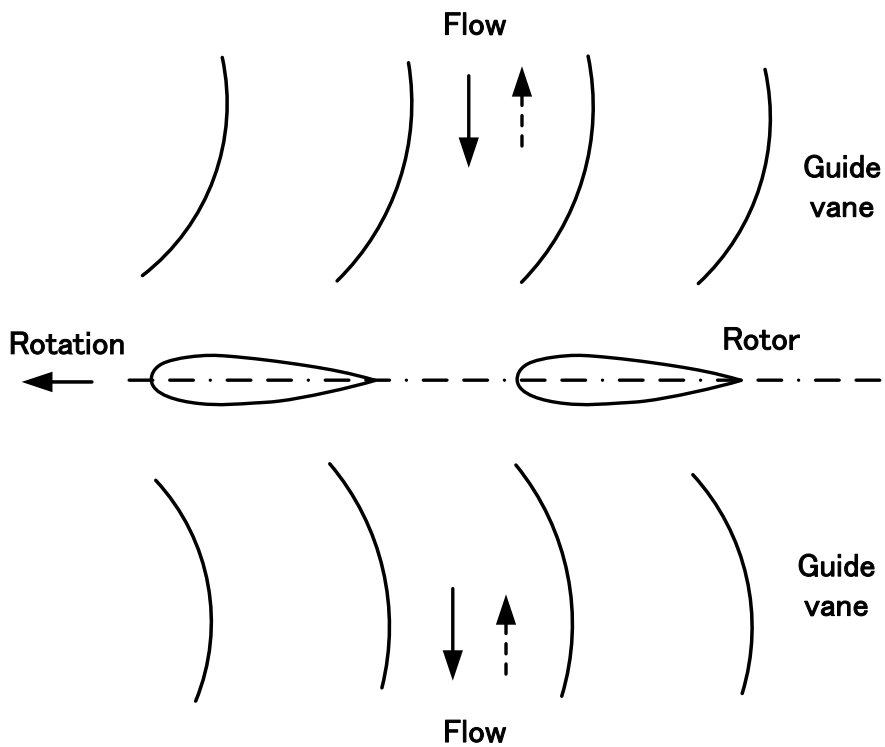


図 2.4 案内羽根付ウェルズタービン^{(30)~(35),(45),(47),(48),(85)}

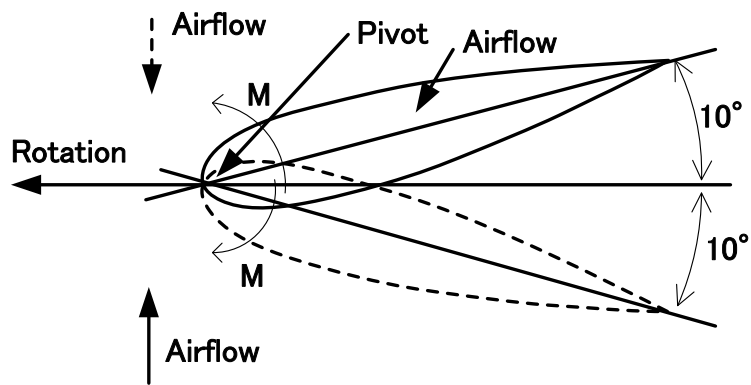


図 2.5 可変ピッチ翼を有する波力タービン (30)~(35), (43), (44), (46), (49)~(51)

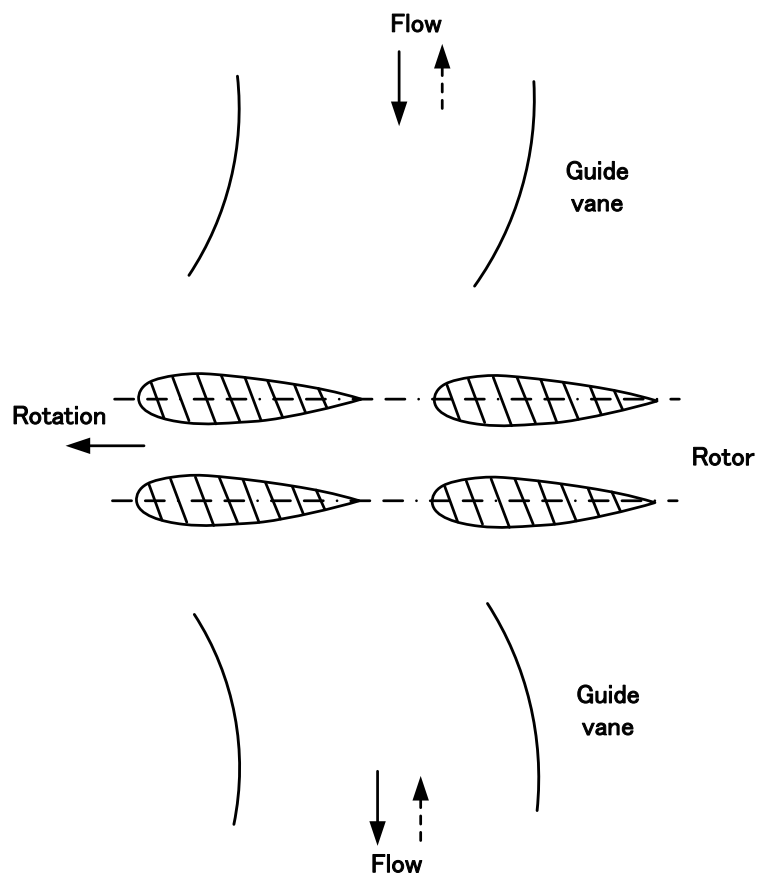


図 2.6 案内羽根付複葉式タービン (30)~(35), (52)~(54)

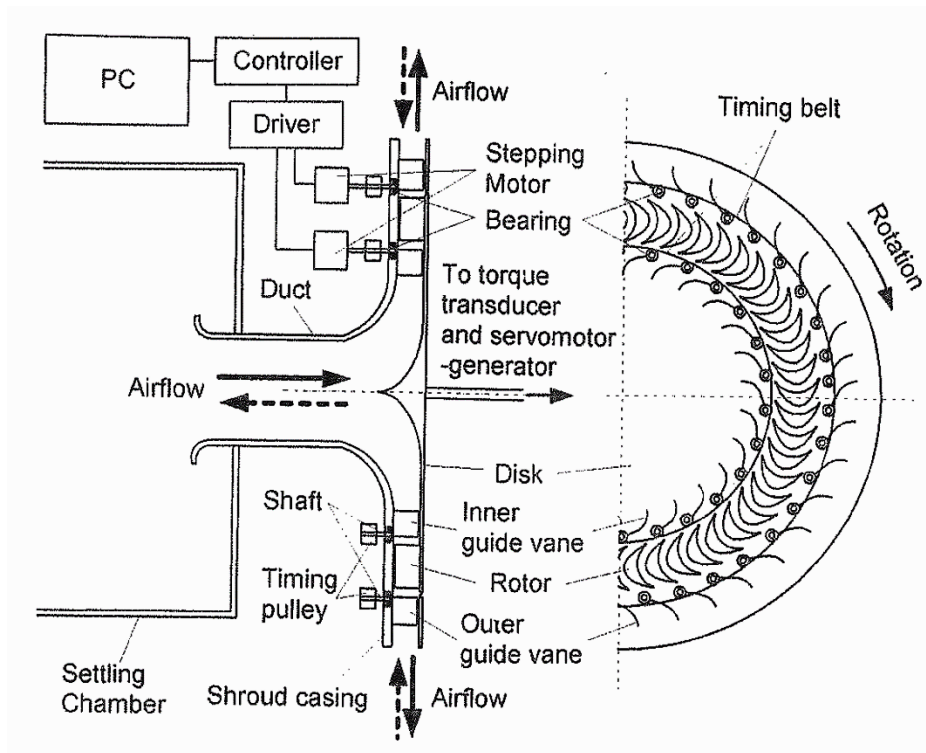


図 2.7 可変ピッチ案内羽根を有するラジアルタービン(55)

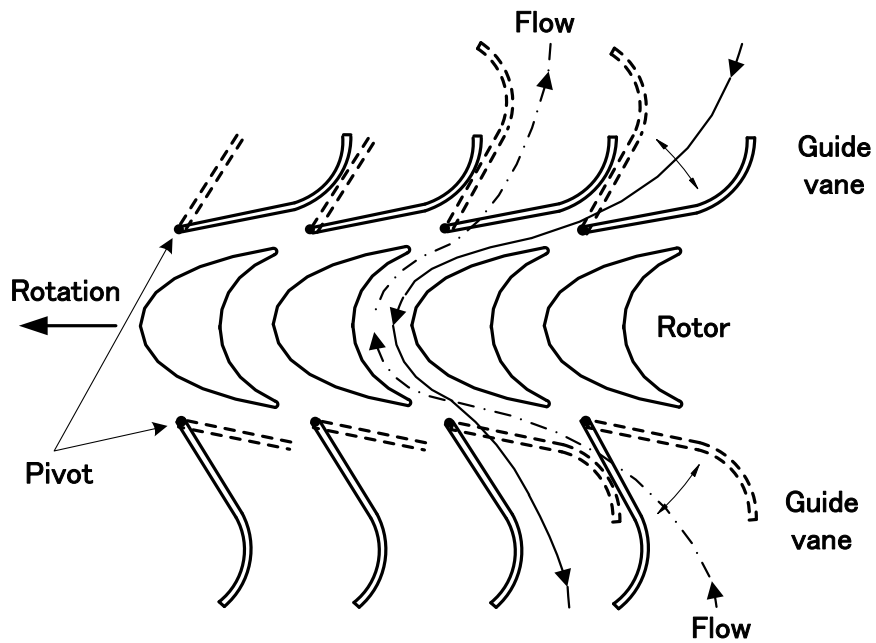


図 2.8 自己可変ピッチ案内羽根を有する衝動タービン(30)~(35),(61),(64)~(68),(74)

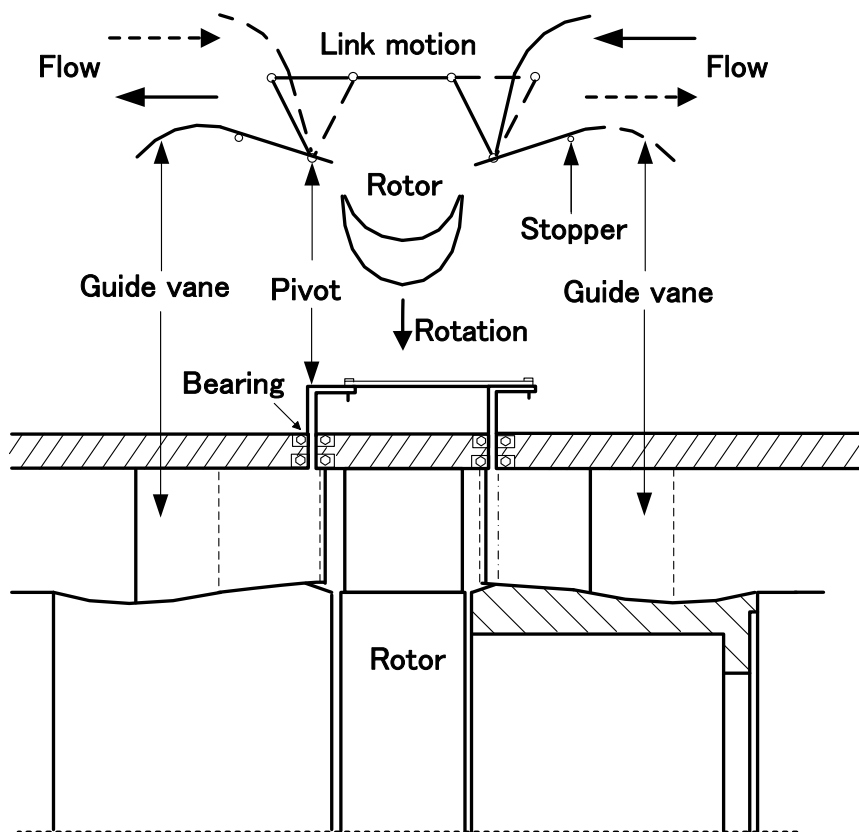


図 2.9 リンク機構を有する可変ピッチ案内羽根^{(30)~(35),(61),(64)~(68),(74)}

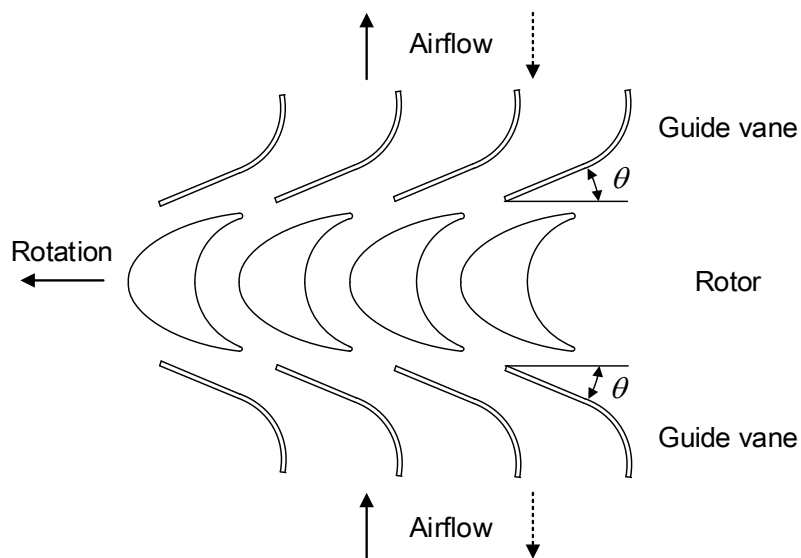
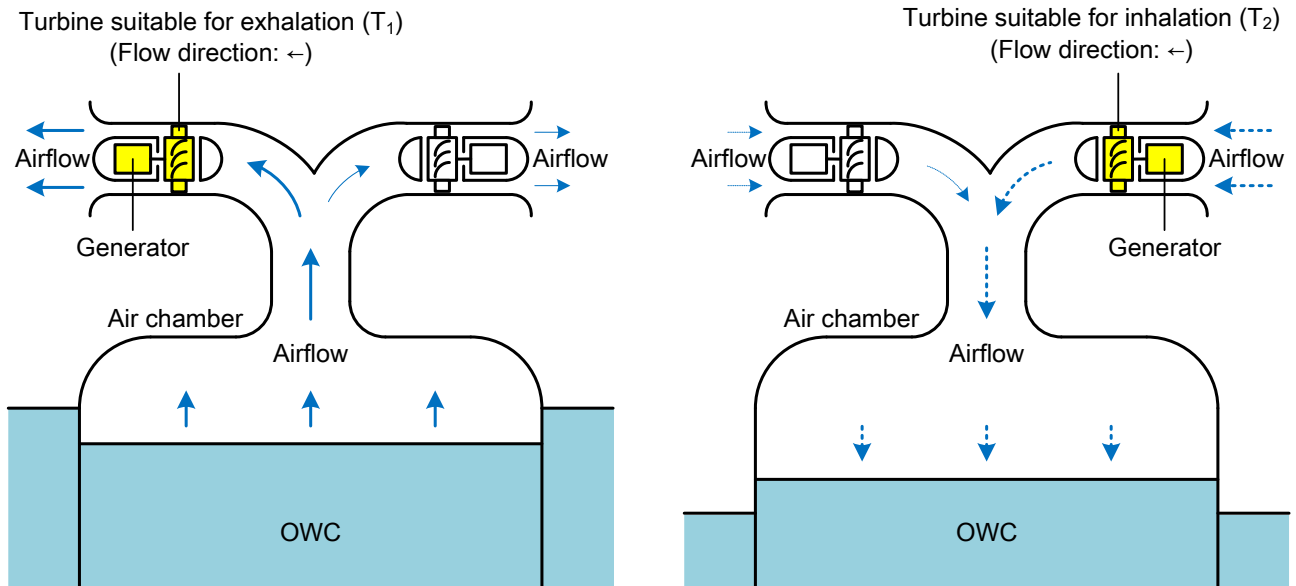


図 2.10 固定案内羽根を有する衝動タービン^{(30)~(35),(62),(63)}



(a) 吐出し

(b) 吸込み

図 2.11 波力発電用ツイン衝動型タービン⁽⁷⁷⁾

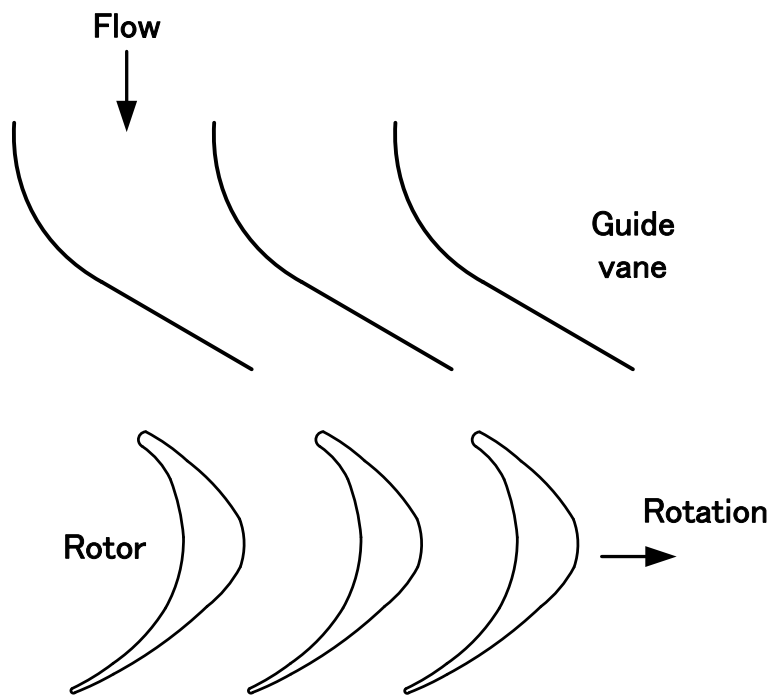


図 2.12 ツイン衝動型タービンの翼列形状⁽⁷¹⁾

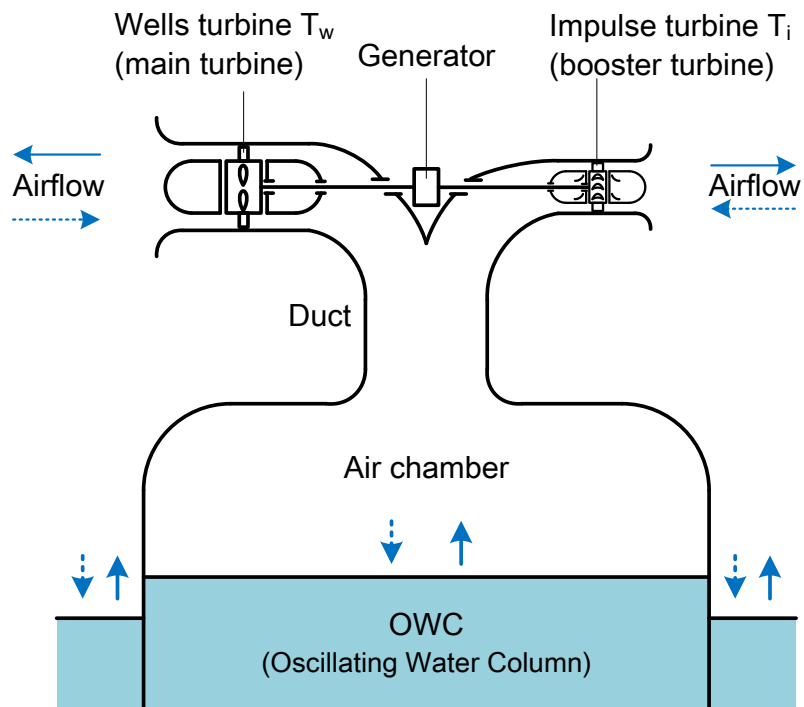


図 2.13 ツイン往復流型タービン

第 3 章 試験装置と方法

試験装置の概略を図 3.1 に示す。試験装置は(1)～(9)の往復気流発生部，(10)～(14)のタービン試験部，(15)～(19)の計測部から構成されている。

3.1 往復流発生風洞

図 3.1 試験装置の概要において(1)は内径 1.4m，長さ 1.7m のピストンシリンダである。(2)がピストンディスクであり，ピストンシリンダ内を往復する。ピストンディスクの周囲にはゴム板を設けてあり気密性を保っている。(3)はピストンディスクを動かすためのボールねじであり，(4)のチェーンを介して 3本のねじを同時に回転させ，ピストンディスクを駆動する。(5)はチェーンを介してボールねじを駆動するサーボモータ，(6)はサーボモータの回転方向と回転速度を制御するサーボパック，(7)はコンピュータからデジタル信号を所定のアナログ量に変換し，サーボパックへ入力信号を送る D/A 変換器，(8)はピストンの往復運動に任意の波形を与える駆動用コンピュータとしても用いる。

すなわち，(1)～(8)とコンピュータは任意波形の往復気流を発生させる駆動システムでコンピュータに与えた所定の波形に従ってボールねじの回転方向と回転速度を変化させ，ピストンに往復運動を与える。ピストンの往復により発生した空気流はよどみ室を経て供試タービンが設置してあるタービン試験部へと導かれる。

3.2 タービン性能試験装置

図 3.2 にタービン性能試験装置の概要を示す。タービン試験装置の形状は供試タービンに対して対称であり，ノズル(1)，ケーシング

(2), ハブ(3), ステイ(4), 軸(5), 軸受(6), 供試ロータ(7)から成り, 必要に応じて案内羽根(8)も設置できる。ノズルのハブの形状は, 往復気流を考慮して逆向きに流れる時には, ディフューザとして効率よく作動するように絞り角 10° の円錐の先端に 126mm の半球を取り付けたものである。ノズルの出口にハブを固定するステイ(支持翼)が5枚あり, 軸受けを支持している。ハブの外径は 210mm である。両側のノズルの間に内径 300mm のケーシングがフランジで接続され, 供試ロータや案内羽根の種類によって取り替えられる。

タービンの回転は, 図 3.1 に示すように回転軸の軸端に取り付けられたベルトプーリ(12)を介して四象限サーボモータ(13)に伝えられる。四象限サーボモータはモータとジェネレータの二つの機能を有し, 正逆両方に回転でき, ドライブ装置(14)によって回転速度および負荷を制御することができる。したがって, 往復気流中で定速回転のタービン性能試験の際にはタービンロータの出力を正負に応じてロータの動力を吸収したり, 動翼に動力を与えたりする。また, 翼を取り付けず気流を止めた状態でモータとして回転させ, 軸トルクを測定すれば機械損失動力を求めることもできる。

3.3 計測システム

タービン性能試験に際して必要な測定項目は, タービン前後の全圧差 Δp , 空気流量 Q , タービン角速度 ω , および出力トルク T である。これらの測定に必要な計器, 機器およびデータの流れを図 3.1 の(15)~(19)および点線の矢印で示している。タービンの全圧降下量はタービン前後に設けた全圧ピトー管により求められる。流量については, ピストンの移動速度{サーボパック(6)からの出力}から連続の式を用いて算出した。また, ノズル上流全圧と下流静圧(ノズル静圧)との差と流量の関係を予め検定により求めておき, ピストンの吐出行程よどみ室全圧とよどみ室側ノズル静圧の差, 吸入行程

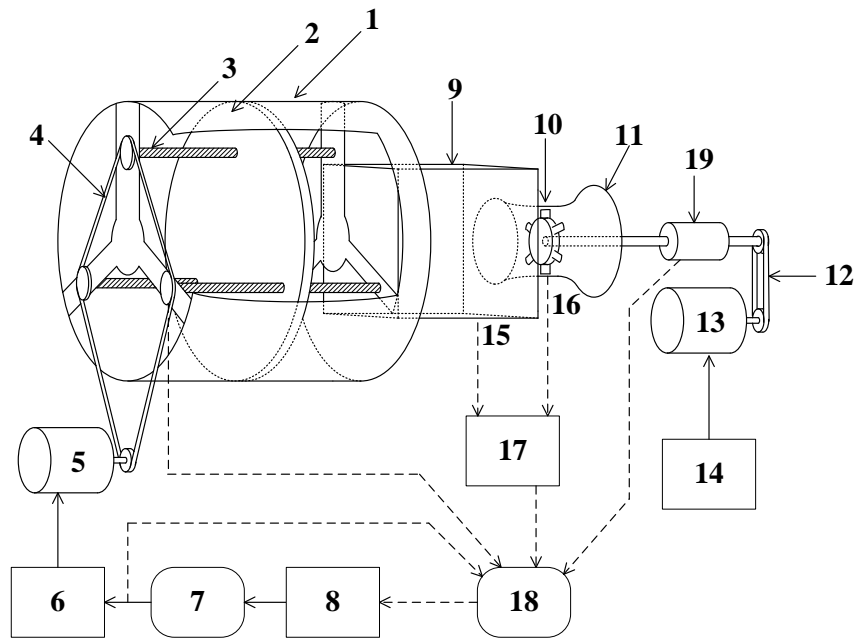
では大気圧と大気側ノズル静圧との差により流量を求めたが，この結果はピストンの移動速度より求めた流量とよく一致している。これらの圧力および差圧は圧力変換器(17)により電気信号に変えられる。多チャンネルのA/D変換器(18)を介して計測用コンピュータ(8)に入力される。タービンの回転数および出力トルクは回転軸に取付けたひずみゲージ式の回転・トルク計により計測し，その出力とサーボパックからの出力波形をA/D変換器(18)を介してコンピュータ(8)に入力する。

3.4 試験条件および方法

本研究においては，タービンの定常特性を求めるための性能試験（定常試験）と波浪中の作動特性を求めるための周期的往復流における性能試験（非定常試験）を行った。

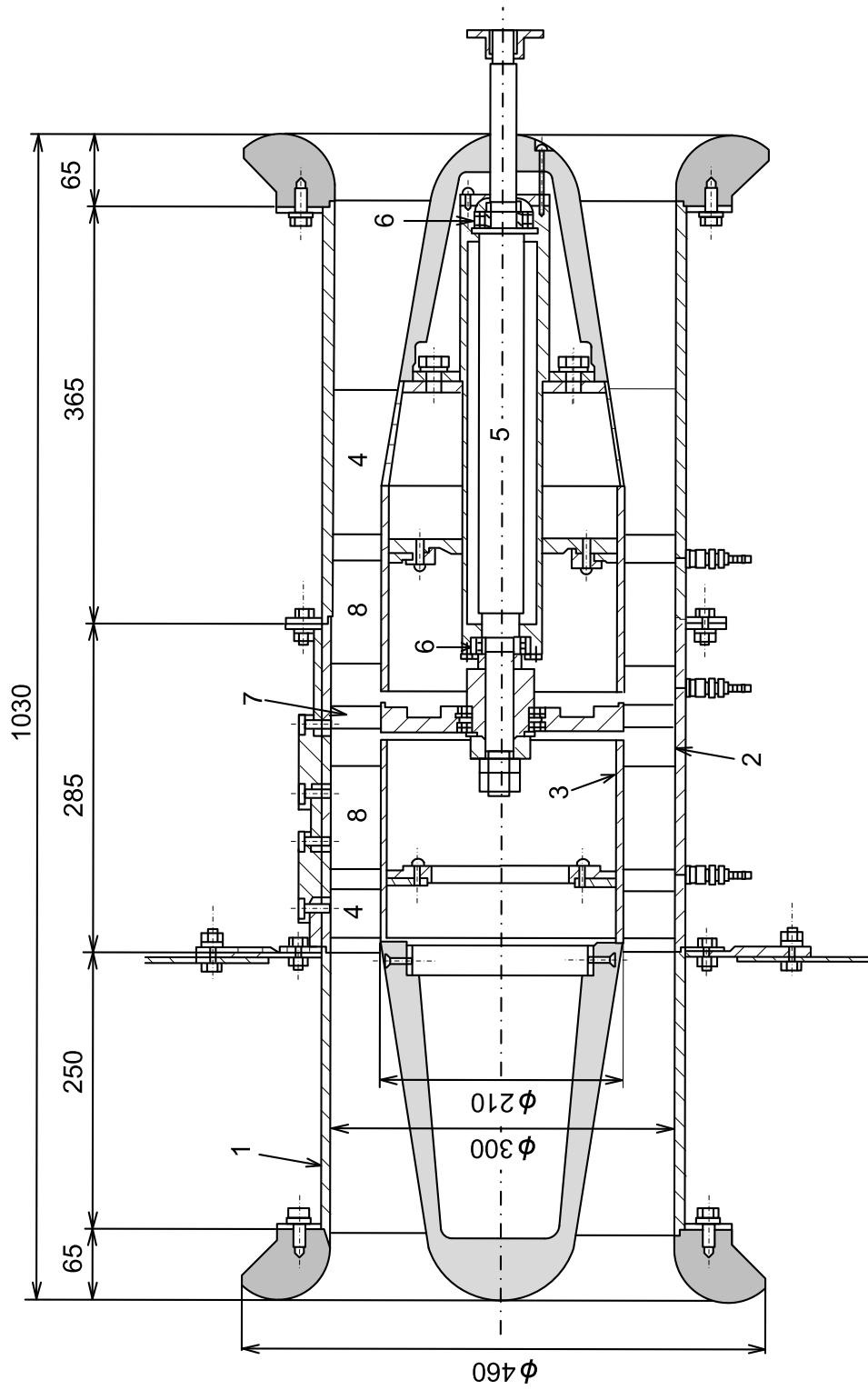
定常試験についてはサーボモータ{図3.1の(13)}によってタービン回転数を一定に保ち，図3.3に示す台形に近い入力波形でタービン試験装置の流速を変化させ，流速一定の区間において性能を求めた。実験に際しては，タービン角速度 ω を一定とし，出力トルク T_0 ，タービン前後の全圧差 Δp および空気流量 Q を測定した。また，流量係数 ϕ はタービン角速度を測定毎に変えることにより変化させた。

周期的往復流における性能試験については，往復気流発生風洞により時間に対して正弦波状の速度変化をする空気流をタービン試験装置に発生させ実験を行った。実験に際してはタービンが定回転数制御のもとで作動していると仮定し，タービン角速度 ω を一定にして，出力トルク T_0 ，タービン前後の全圧差 Δp および空気流量 Q の時間的変化を測定した。本研究においては，正弦波状の周期的往復流{図3.4}を使用した。また，流量係数 Φ は定常実験と同様に測定毎に ω を変えることで変化させた。



- | | |
|-------------------|---|
| (1) Cylinder | (11) Test section |
| (2) Piston | (12) Belt |
| (3) Ball-screw | (13) Servomotor-generator |
| (4) Chain | (14) Driver |
| (5) Servomotor | (15) Hole for measurement of total pressure |
| (6) Servo-pack | (16) Pitot tube |
| (7) D/A converter | (17) Pressure transducer |
| (8) PC | (18) A/D converter |
| (9) Air chamber | (19) Torque transducer |
| (10) Turbine | |

図 3.1 試験装置の概要



- (1) Nozzle
- (2) Casing
- (3) Hub
- (4) Stay
- (5) Shaft
- (6) Bearing
- (7) Rotor
- (8) Guide Vane

図 3.2 タービン性能試験装置の概要

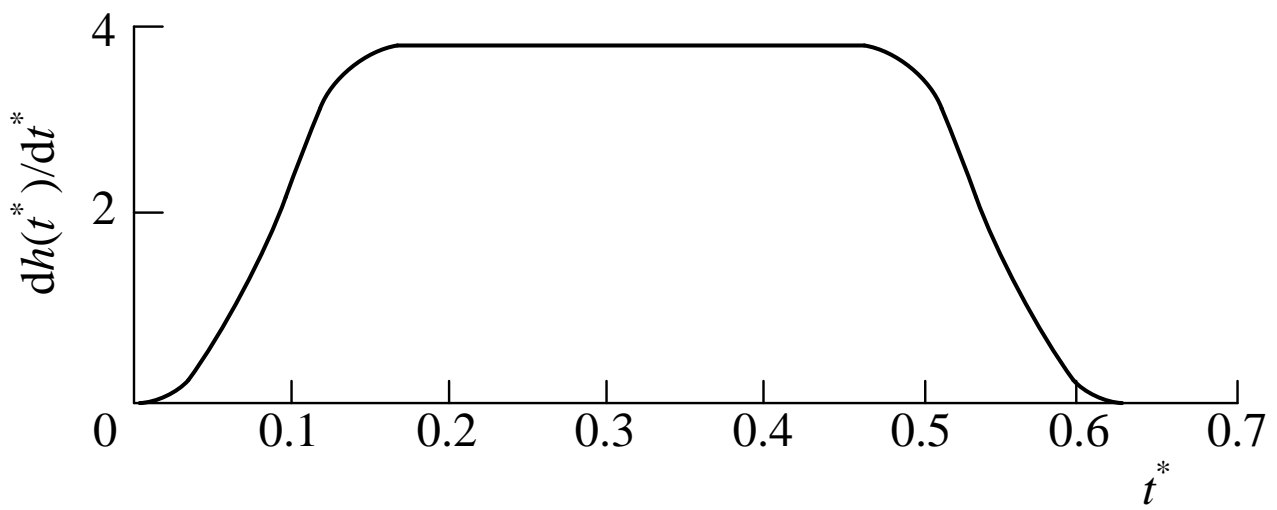


図 3.3 ピストン速度（定常流における実験）

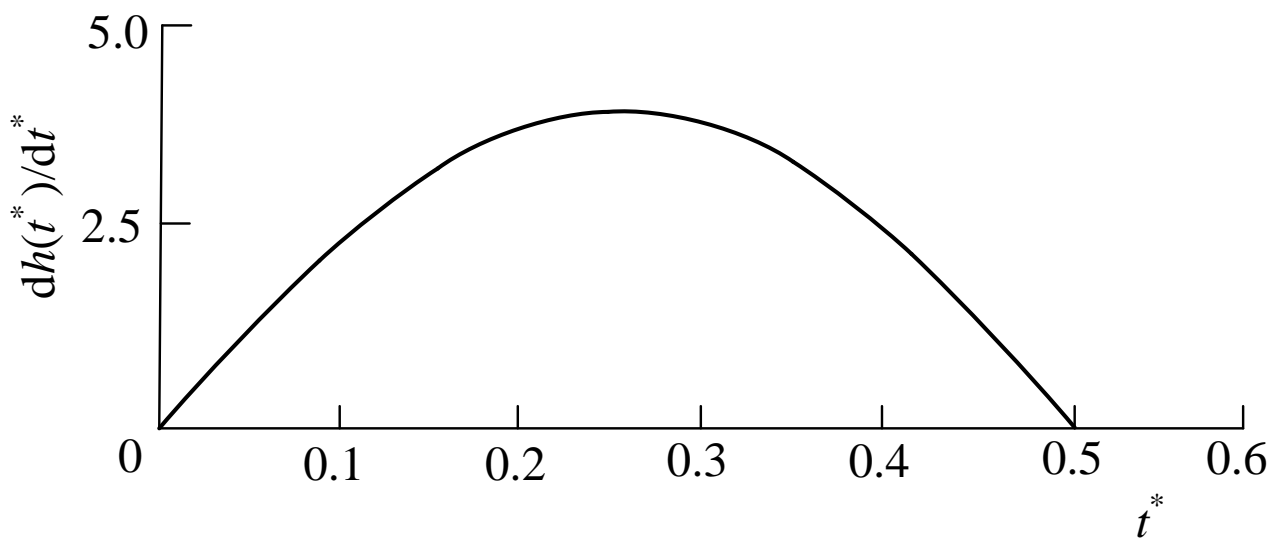


図 3.4 ピストン速度（周期的往復流における実験）

第 4 章 波力発電用空気タービンの性能評価方法

4.1 定常流

定常流におけるタービン性能は，実験により得られた出力トルク T_o ，ロータ角速度 ω ，タービン前後の全圧差 Δp および空気流量 Q により算出されるトルク係数 C_T {式(4.1)}，入力係数 C_A {式(4.2)}，効率 η {式(4.3)}，と流量係数 ϕ {式(4.4)} の関係により評価する。

$$C = T / \{ \rho (v_a^2 + u^2) A r / 2 \} \quad (4.1)$$

$$C_A = \Delta p Q / \{ \rho (v_a^2 + u^2) A v_a / 2 \} = \Delta p / \{ \rho (v_a^2 + u^2) / 2 \} \quad (4.2)$$

$$\eta = T_o \omega / (\Delta p Q) = C_T / (C_A \phi) \quad (4.3)$$

$$\phi = v_a / u \quad (4.4)$$

4.2 非定常流

4.2.1 作動特性

周期的往復流におけるタービンの作動特性については，半周期におけるタービンの平均効率 η' と流量係数 Φ の関係により評価する。 η' および Φ は，実験で測定されたロータ角速度 ω ，出力トルク T_o ，タービン前後の全圧差 Δp および空気流量 Q の時間的変化を用いて，次式により定義される。

$$\eta_m = \frac{\int_0^{T/2} T_o \omega dt}{\int_0^{T/2} \Delta p Q dt} \quad (4.5)$$

$$\Phi = v_a / u \quad (4.6)$$

4.2.2 起動特性

タービンの起動特性については，周期的往復流においてタービンが静止状態 ($\omega=0$) から準定常の無拘束回転状態に達するまでの角速度 ω の変化過程により評価する。

タービンの起動特性は，次式で与えられる回転軸まわりのロータの運動方程式を初期値問題として，ルンゲ・クッタ・ギル法で解くことにより得られるタービンの挙動によって評価する。

$$I \frac{d\omega}{dt} + T_L = T_o \quad (4.7)$$

ここで， I と T_o は，それぞれ慣性モーメントと出力トルク， T_L は負荷トルクである。本シミュレーションでは，タービンは無負荷状態 ($T_L=0$) で作動すると仮定し，定常流におけるトルク係数 C_T の結果を利用してタービンの無次元角速度 ω^* ($=\omega T$) と無次元時間 t^* ($=t/T$) の関係を求める。

第 5 章 ツイン衝動型タービン

5.1 まえがき

本研究は，振動水柱型 (OWC) 波力発電装置における整流弁方式のタービンについて，その問題である弁の耐久性，弁機構の複雑化や装置の大型化などを解決するため，弁機構を使用せず，2 台の衝動型タービンにより往復気流を整流するツイン衝動型タービンを提案し，その特性について調査することを目的とする。

本章では，ツイン衝動型タービンに関して，実験的および解析的に特性を解明した。各性能試験での好適な値を検討し，結果を示す。性能試験は，以下の内容で行った。

- (a) タービン性能に及ぼす発電機台数の影響
- (b) タービン性能に及ぼすロータ形状の影響
- (c) タービン性能に及ぼす案内羽根設定角の影響
- (d) タービン性能に及ぼすロータ弦節比の影響
- (e) タービン性能に及ぼす案内羽根弦節比の影響
- (f) 逆方向タービンの回転数制御による流量制御
- (g) タービン性能に及ぼす流体ダイオードの影響
- (h) 起動特性に及ぼす流体ダイオードの影響

5.2 タービン性能に及ぼす発電機台数の影響

5.2.1 まえがき

波力発電用ツイン衝動型タービンは，2 台のタービンにそれぞれ発電機が連結されており，これは発電コストを増加させる要因になる。

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンについて発電機 1 台の場合(図 5.1)の性能を数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾により予測し，タービン性能に及ぼす発電機台数の影響を調べた。

5.2.2 供試タービン

供試タービンは，図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて，翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，平均半径 R における弦節比： 2.02 ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： 0.7 の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾である。

供試案内羽根は，図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で，設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比： 2.27 である。

5.2.3 定常流における実験結果

図 5.6 に，タービン性能に及ぼす気流方向の影響を示す。図 5.6(a)より，気流が逆方向の場合，トルクがほとんど得られないことがわかる。図 5.6(b)に示す入力係数 C_A に及ぼす気流方向の影響については，逆方向の時の C_A が正方向のそれより大きい。図 5.6(c)より，気流が逆方向のタービン効率 η は約 0.03 と極めて低い。気流が正方向のときの η のピーク値は 0.72 である。

5.2.4 周期的往復流におけるタービン性能

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため，同様の条件でのタービン性能を求める必要がある。波力発電用ツイン衝動型タービンの往復気流中での性能に及ぼす発電機台数の影響を明らかにするため，定常流による実験で得られた $C_T-\phi$ 特性， $C_A-\phi$ 特性により準定常解析を用いた数値シミュレーション^{(68),(71),(74),(75)}を行う。本シ

ミュレーションでは非定常流として，図 5.7 に示すような正弦波の速度変化を採用する。さらに本タービンは，気流の方向や速度によりトルクは変動するが，本研究ではタービンは定回転数制御のもとで作動し，タービン角速度は一定であると仮定する。空気室における流量 q およびタービン角速度 ω を次式で表す。

$$q = Q_0 \sin(2\pi t/T) \quad (5.1)$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega = \text{const.} \quad (5.2)$$

ここに， Q_0 ， t ， T は，それぞれ最大流量，時間，波の周期であり，添字“1”と“2”はそれぞれ吐出し用タービン T_1 と吸込み用タービン T_2 を意味する。

2つのタービンを通過する流量 q_1, q_2 は，図 5.6 に示す C_T - ϕ 特性， C_A - ϕ 特性と次の4つの式を連立して解くことで求める。

$$q = q_1 + q_2 \quad (5.3)$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p \quad (5.4)$$

$$\phi_1 = v_{a1} / u_1 = (q_1 / A) / (R\omega) \quad (5.5)$$

$$\phi_2 = v_{a2} / u_2 = (q_2 / A) / (R\omega) \quad (5.6)$$

ここに， A はタービン単体の流路面積である。

周期的往復流におけるタービンの作動特性は，平均効率と流量係数の関係により評価する。発電機2台の場合の平均効率 η_m ，発電機1台の場合の平均効率 η_m' および流量係数 Φ は，次式で定義される。

$$\eta_m = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^{T/2} T_{o1} \omega dt + \int_{T/2}^T T_{o2} \omega dt \right)}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta p q dt} \quad (5.7)$$

$$\eta_{m'} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (T_{o1} + T_{o2}) \omega dt \right)}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta p q dt} \quad (5.8)$$

$$\Phi = (Q_0/A)/u \quad (5.9)$$

また，気流方向が正方向の場合と逆方向の場合について，それぞれの平均効率 η_{mf} と η_{mr} はそれぞれ次式で定義される。

$$\eta_{mf} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^{T/2} T_{o1} \omega dt + \int_{T/2}^T T_{o2} \omega dt \right)}{\frac{1}{T} \left(\int_0^{T/2} \Delta p_1 q_1 dt + \int_{T/2}^T \Delta p_2 q_2 dt \right)} \quad (5.10)$$

$$\eta_{mr} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^{T/2} T_{o2} \omega dt + \int_{T/2}^T T_{o1} \omega dt \right)}{\frac{1}{T} \left(\int_0^{T/2} \Delta p_2 q_2 dt + \int_{T/2}^T \Delta p_1 q_1 dt \right)} \quad (5.11)$$

図 5.8 は，本シミュレーションにより得られた波力発電用ツイン衝動型タービンの平均効率を示す。図より，発電機 2 台の平均効率 η_m の最大値が 0.46 であるのに対し，発電機 1 台の平均効率 $\eta_{m'}$ の最大値は 0.36 で，発電機 2 台の最大効率が 1 台の場合より高いことがわかる。これは，気流方向が正方向のとき効率 η_{mf} の最大値が 0.68 であるのに対し，逆方向のときの効率 η_{mr} の最大値がほぼ 0 であることから，気流が逆方向のタービンが発電機 1 台の平均効率 $\eta_{m'}$ を大きく低下させていることが明らかである。

5.2.5 まとめ

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの性能に及ぼす発電機台数の影響を調べるため，定常流を用いた実験により衝動ター

ビン単体の性能を明らかにし，さらに準定常解析手法を用いて本タービンの往復気流における性能を予測した。その結果，発電機 1 台の場合，非定常流におけるタービンの平均効率 は 2 台の場合に比べて大きく低下する。

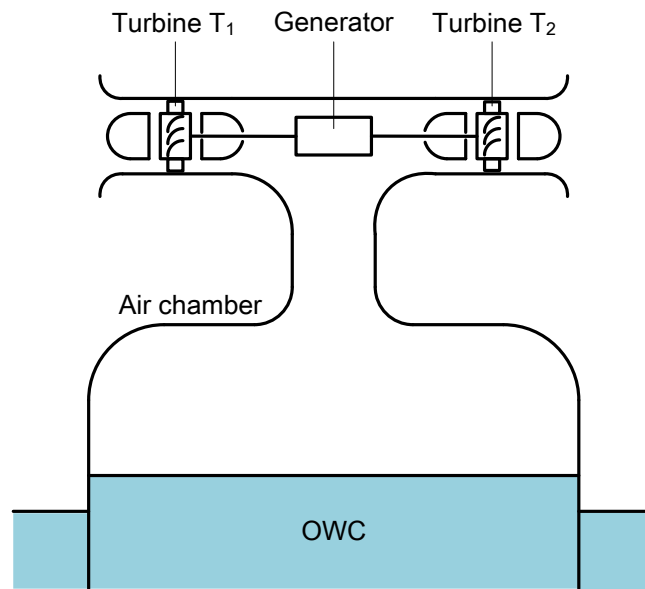


図 5.1 波力発電用ツイン衝動型タービン
(発電機 1 台の場合)

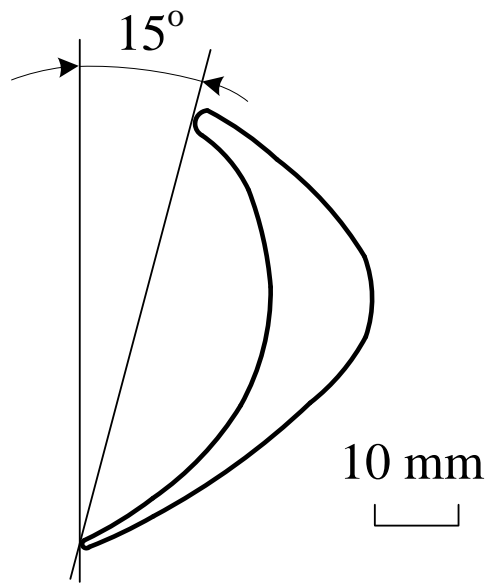


図 5.2 衝動型ロータ翼型 (Type A)

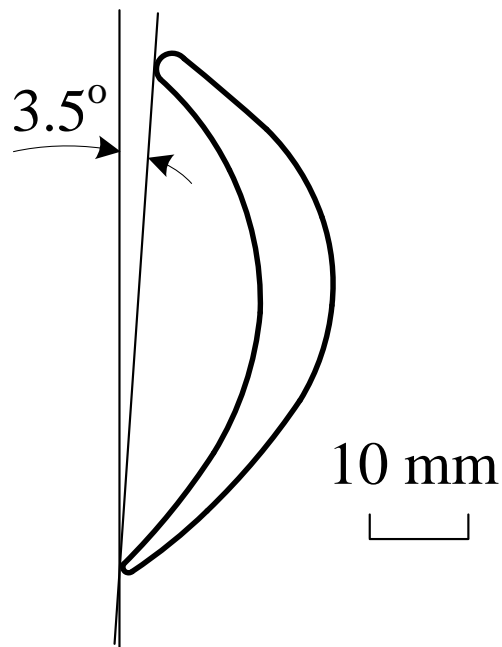


図 5.3 衝動型ロータ (Type B)

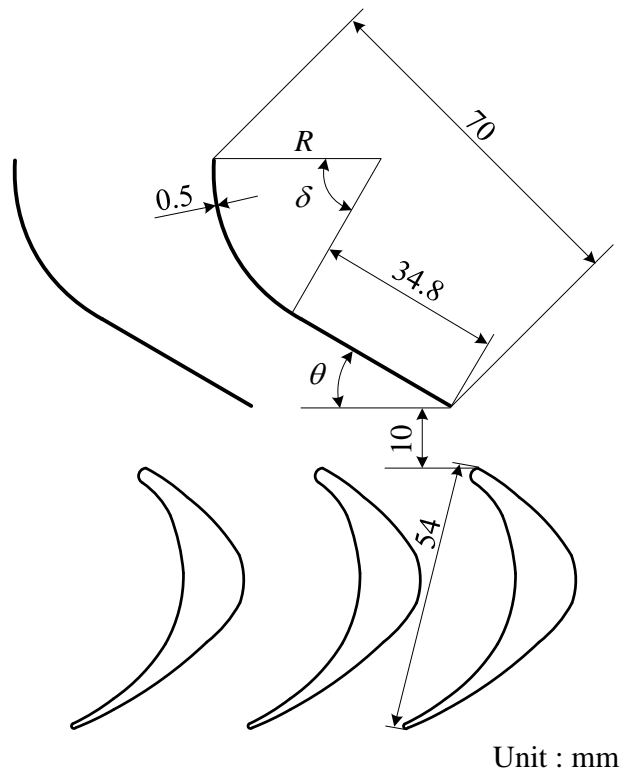


図 5.4 タービン翼列 (Type A)

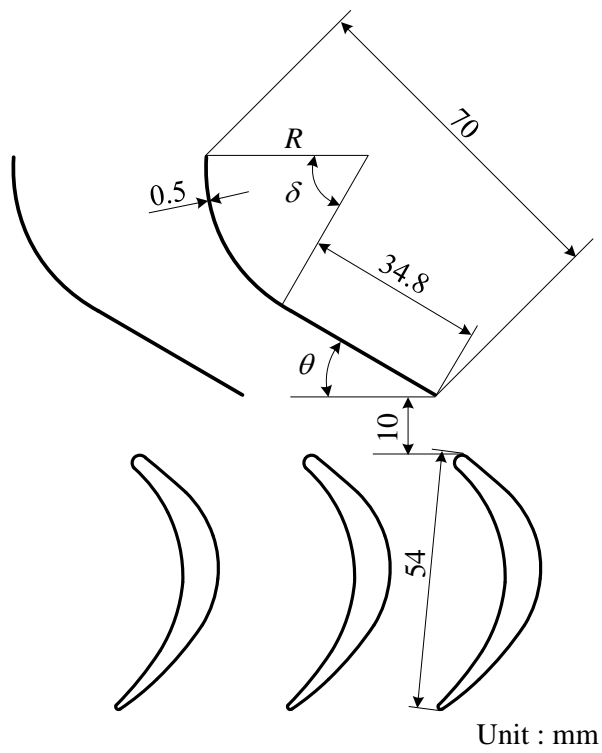
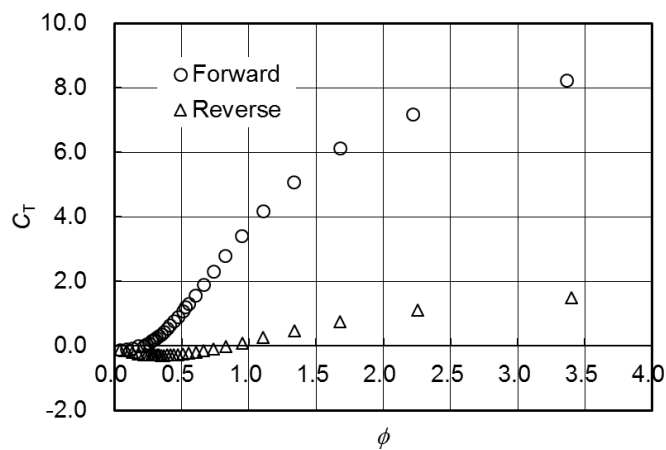
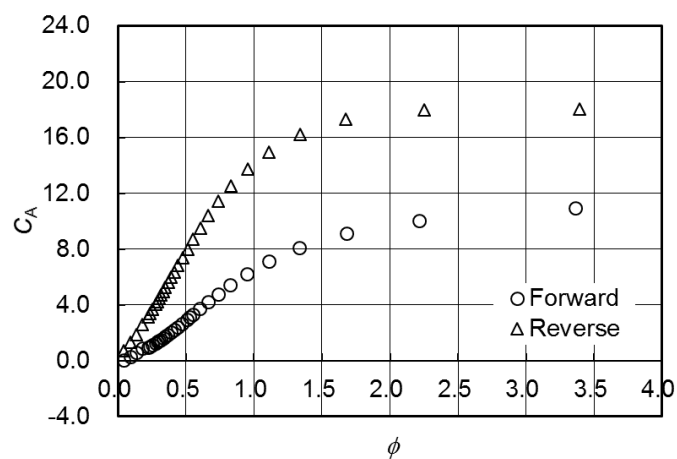


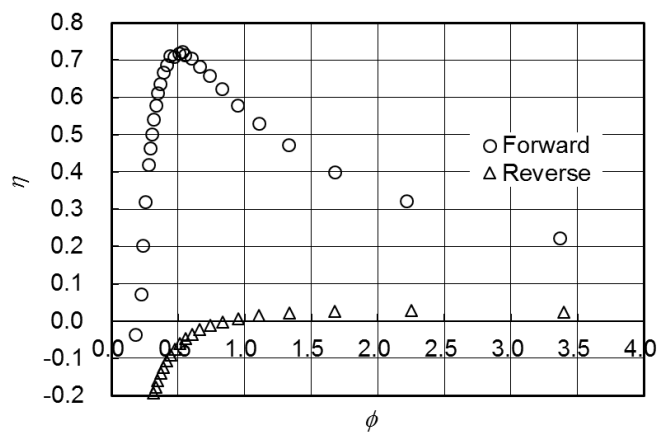
図 5.5 タービン翼列 (Type B)



(a) トルク係数



(b) 入力係数



(c) 効率

図 5.6 タービン性能に及ぼす気流方向の影響

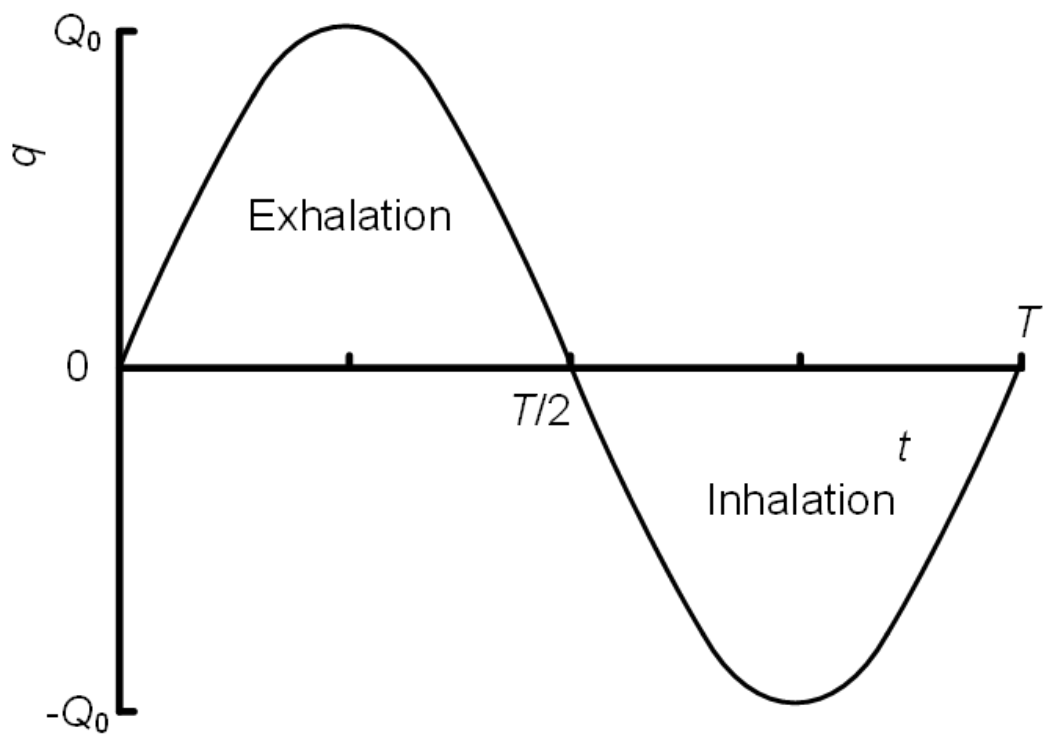


図 5.7 空気流量の変化

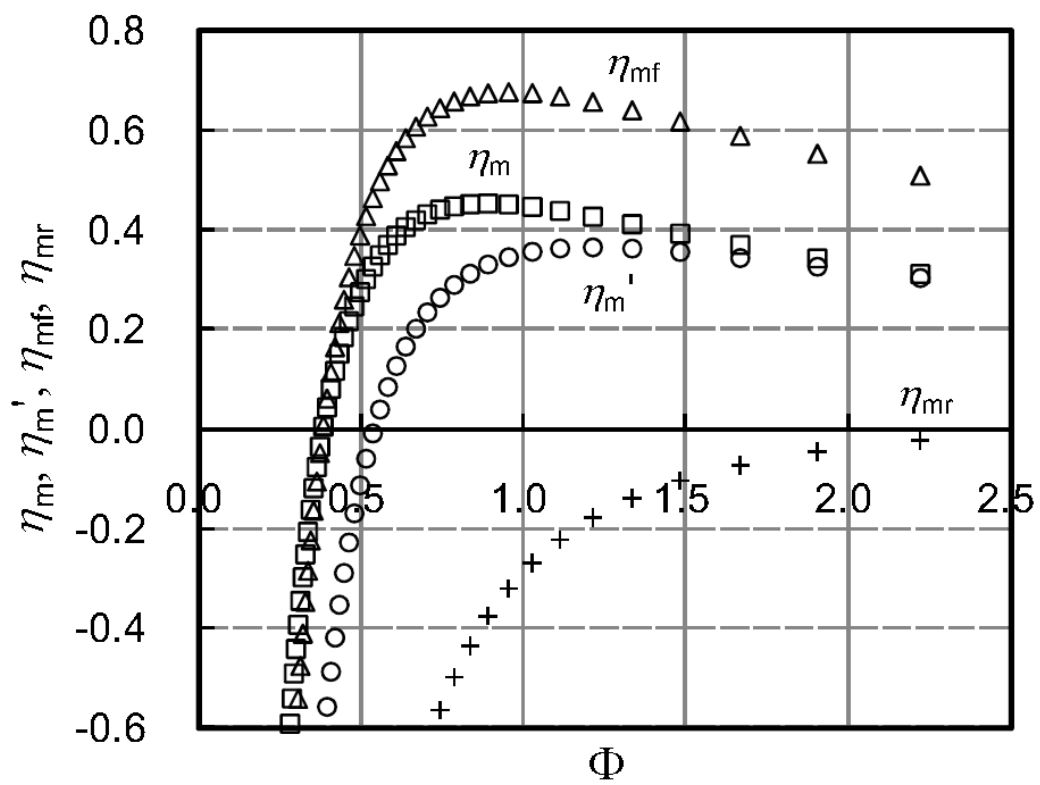


図 5.8 波力発電用ツイン衝動型タービンの平均効率

5.3 タービン性能に及ぼすロータ形状の影響

5.3.1 まえがき

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの整流効果を改善するため，定常流を用いたモデル試験と CFD を用いた性能予測により，タービン性能に及ぼすロータ形状の影響を調査した。

5.3.2 供試タービン

本研究では，CFD により図 5.2，図 5.3 に示す 2 種類の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾についてタービン特性を求めた。本研究で用いる翼型は，軸流式ガスタービンの設計法⁽⁸¹⁾を参考に設計し，案内羽根付ウエルズタービン⁽⁴⁷⁾の最大効率点を基準としたタービンの回転数と出力が，それぞれ 0.5 倍と 1.5 倍に設定された翼型を Type A，さらに低速回転域で最大効率を得られるように回転数をウエルズタービンの 0.3 倍に設定した翼型を Type B とする。いずれの翼型とも流路幅が中間で最大となるロータ翼列であり，翼弦長 $l=54\text{mm}$ ，翼高さ 44mm ，翼先端すき間 1mm ，平均半径 R における弦節比 2.02，前縁半径 1.5mm ，後縁半径 0.5mm ，ハブ比 $\nu=0.7$ の 2 次元形状を有する衝動型ロータである。

また案内羽根は，図 5.4，図 5.5 に示すように円弧と直線からなる弦長 70mm ，厚さ 0.5mm の薄翼で，ロータと案内羽根の間隔 10mm ，設定角 θ は 14° ， 20° ， 26° の 3 つを採用した。それぞれの設定角における案内羽根の仕様を表 5.1 に示す。

5.3.3 CFD の解析条件

CFD については，解析ソフトに Cradle 社の SCRYU/Tetra を用いた。支配方程式はレイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式 (RANS) とし，乱流モデルには SST $k-\omega$ モデルを用いた。作動流体は 20°C における

非圧縮性の空気とした。解析領域は円管と衝動型ロータ，案内羽根で構成される領域であり，すべてのタイプにおいて約 700 万要素の格子で構成されている（図 5.9）。境界条件として壁面は No-slip 条件とし，入口で一定流量を流入させ，出口は大気開放とした。

一方，CFD の妥当性を示すため，風洞試験により定常流におけるタービン特性を求めた。図 5.10 と表 5.2 は，衝動型ロータ Type A，において案内羽根設定角 $\theta=20^\circ$ としたときのトルク係数 C_T ，入力係数 C_A ，効率 η について，数値計算と風洞試験の結果を示したものである。また図 5.11 と表 5.3 は Type B の C_T ， C_A ， η について，数値計算と風洞試験の結果を示したものである。図より C_T ， C_A ， η とも数値計算と風洞試験の結果がよく一致していることがわかる。

5.3.4 性能に及ぼすロータ形状の影響

図 5.12 に各流れ方向における Type B， $\theta=20^\circ$ の翼列内の速度ベクトルを示す。正方向流れにおいて気流は右から流入し，逆方向流れでは左から流入している。正方向流れでは，案内羽根，動翼に沿ってスムーズに気流が流れているのに対し，逆方向流れでは気流が動翼と案内羽根の後縁に衝突し，大きくはく離している様子がわかる。

図 5.13 は圧力比 R_D の比較を示す。図より，Type A，B ともに $\theta=20^\circ$ の R_D の値が高い。さらに 6 つの条件の中では，Type B， $\theta=20^\circ$ のときに R_D が最も高く $R_D=3.11$ であった。

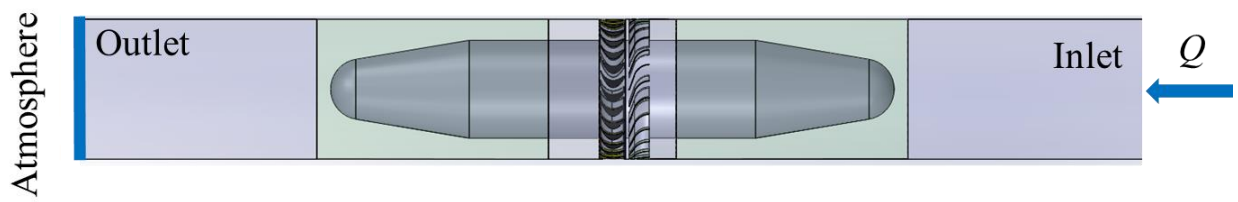
図 5.14 は正方向流れのときの圧力差 Δp_f を示す。Type A，B いずれの場合も案内羽根設定角が大きくなるほど，圧力差が小さくなっている。正方向の圧力差 Δp_f は空気室の圧力に相当し，振動水柱型波力発電では，空気室の圧力が小さい方が水柱の動きが良くなり空気室の効率向上につながると思われる。

5.3.5 まとめ

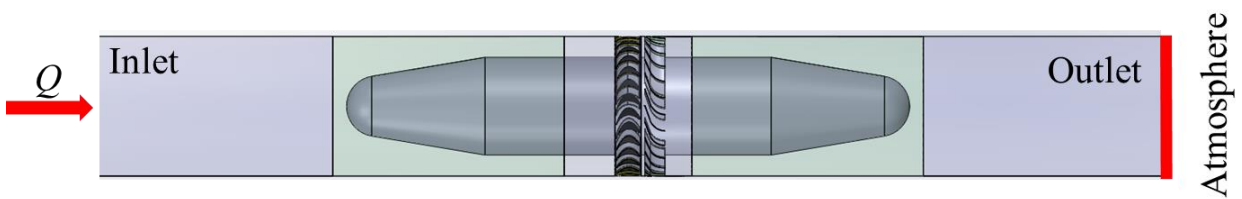
本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの性能改善を図るため，タービン性能に及ぼすロータ形状の影響を調べた。その結果，本研究で実施した範囲において整流効果の観点からは，ロータ形状は Type B が好適であると思われる。

表 5.1 案内羽根の仕様

θ	R	δ
14	31.4	76
20	33.3	70
26	35.5	64



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.9 解析領域

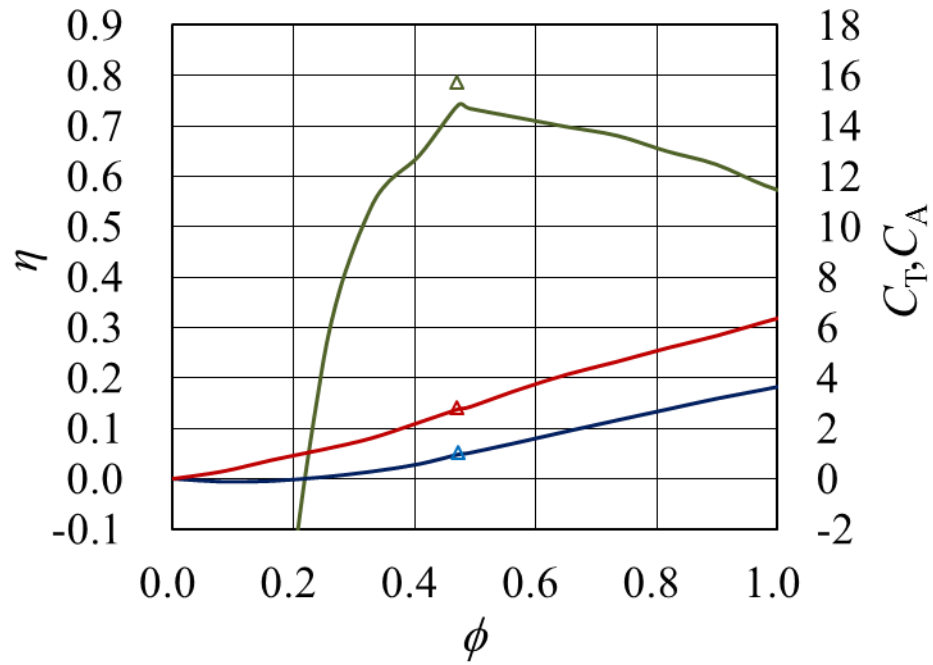


図 5.10 実験値と計算値の比較 (Type A)

表 5.2 実験値と計算値の比較 (Type A)

Method	ϕ	C_T	C_A	η
Experiment	0.471	0.965	2.760	0.741
CFD		1.039	2.806	0.785

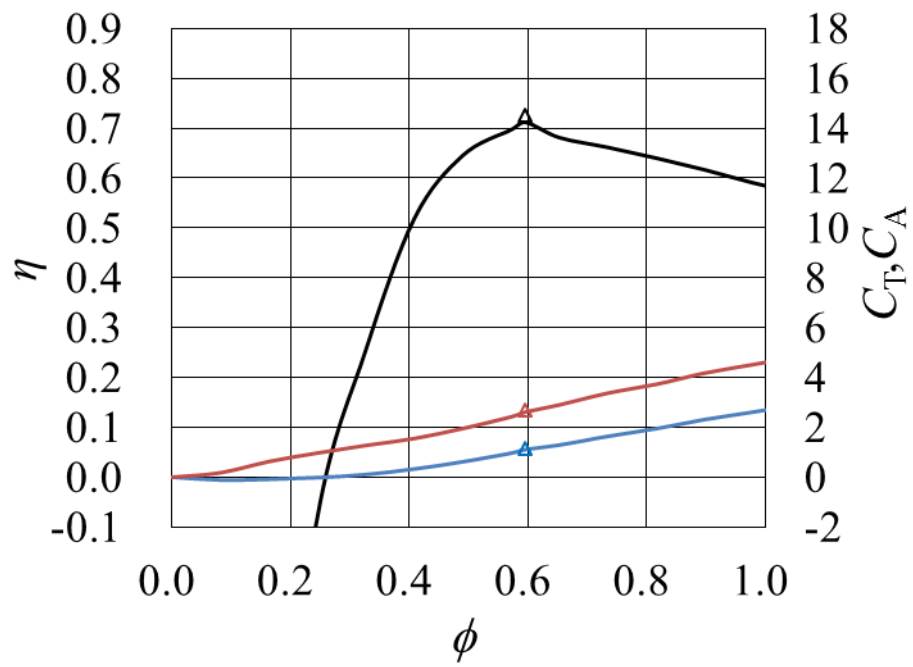
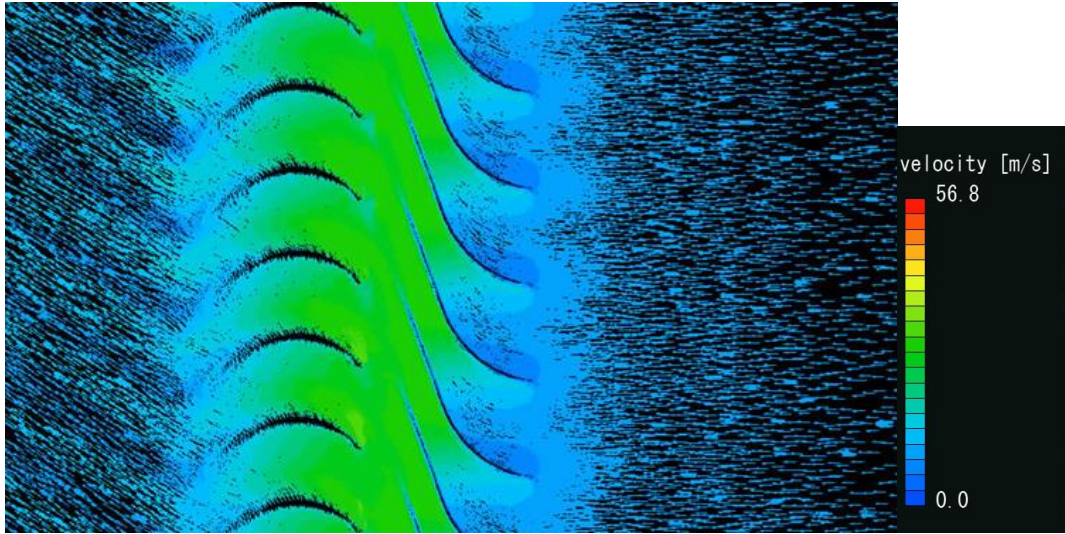


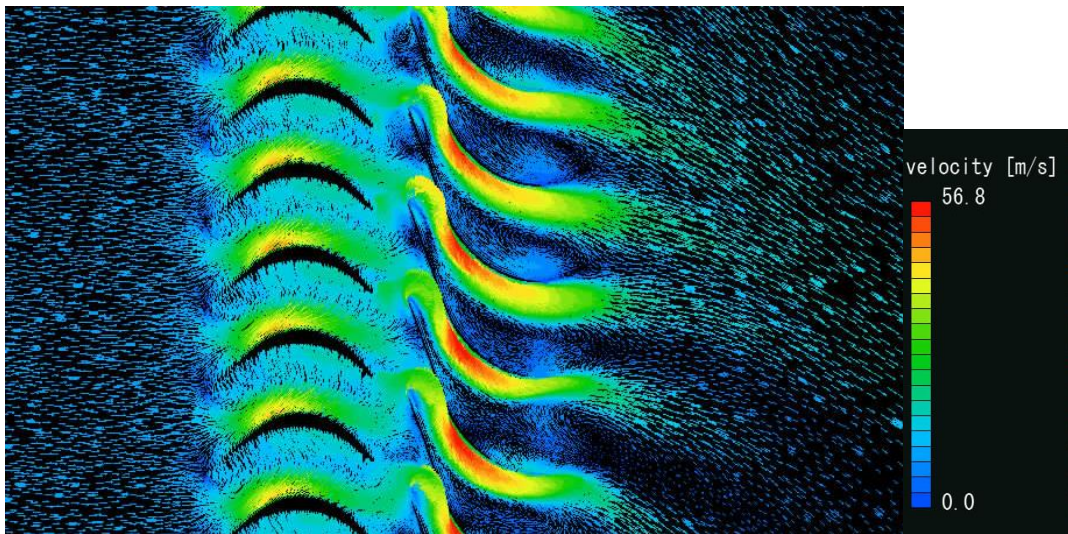
図 5.11 実験値と計算値の比較 (Type B)

表 5.3 実験値と計算値の比較 (Type B)

Method	ϕ	C_T	C_A	η
Experiment	0.596	1.109	2.615	0.712
CFD		1.114	2.680	0.698



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.12 タービン翼列内の速度ベクトル (Type B, $\theta=20^\circ$)

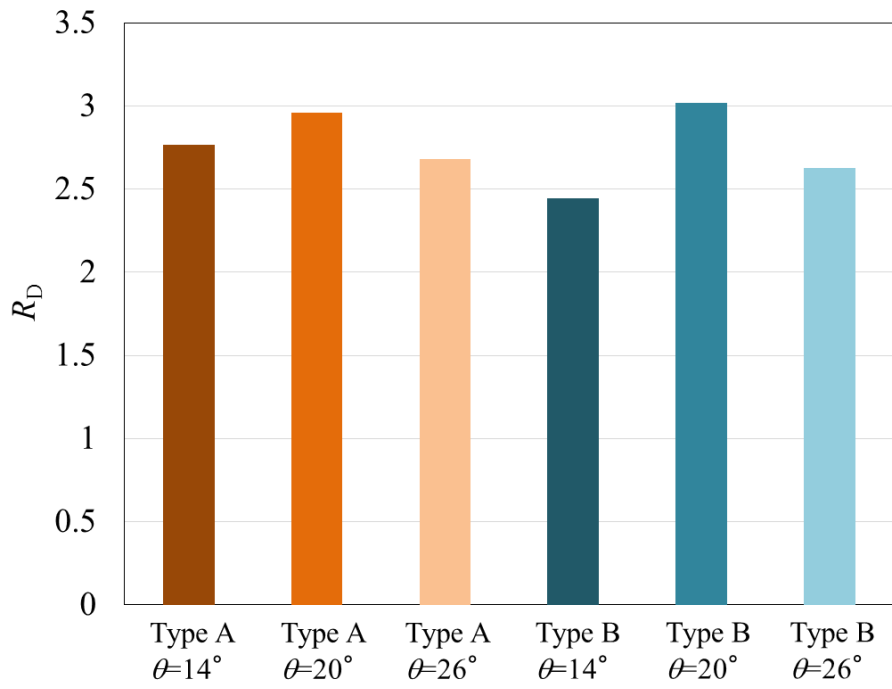


図 5.13 圧力比の比較

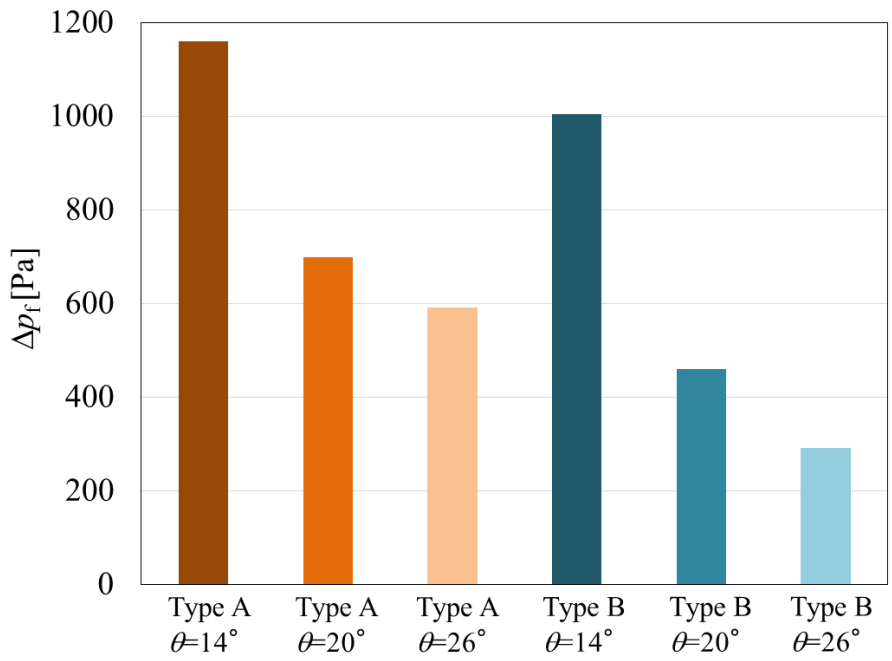


図 5.14 正方向流れ時の圧力差の比較

5.4 タービン性能に及ぼす案内羽根設定角の影響

5.4.1 まえがき

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの性能に及ぼす案内羽根設定角の影響について定常流を用いたモデル試験により調査し，効率や整流効果について考察した。

5.4.2 供試タービン

本研究では，図 5.2，図 5.3 に示す 2 種類の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾についてタービン特性を求めた。本研究で用いる翼型は，軸流式ガスタービンの設計法⁽⁸¹⁾を参考に設計し，案内羽根付ウエルズタービン⁽⁴⁷⁾の最大効率点を基準としたタービンの回転数と出力が，それぞれ 0.5 倍と 1.5 倍に設定された翼型を Type A，さらに低速回転域で最大効率を得られるように回転数をウエルズタービンの 0.3 倍に設定した翼型を Type B とする。いずれの翼型とも流路幅が中間で最大となるロータ翼列であり，翼弦長 $l=54\text{mm}$ ，翼高さ 44mm ，翼先端すき間 1mm ，平均半径 R における弦節比 2.02，前縁半径 1.5mm ，後縁半径 0.5mm ，ハブ比 0.7 の 2 次元形状を有する衝動型ロータである。

また案内羽根は，図 5.4，図 5.5 に示すように円弧と直線からなる弦長 70mm ，厚さ 0.5mm の薄翼で，ロータと案内羽根の間隔 10mm ，本研究ではタービン性能に及ぼす案内羽根設定角の影響を調査するため設定角 θ を 14° ， 17° ， 20° ， 23° ， 26° ， 30° に変化させ実験を行った。それぞれの設定角における案内羽根の仕様を表 5.4 に示す。

5.4.3 定常流における実験結果

図 5.15 は Type A，図 5.16 は Type B の気流方向が正方向におけるタービン特性に及ぼす案内羽根設定角 θ の影響を示す。図 5.15(a)，

(b), 図 5.16(a), (b)より, 気流が正方向の場合, 設定角が大きくなると C_T , C_A は減少していることがわかる。

図 5.17 と図 5.18 に Type A, Type B それぞれの気流方向が逆方向の場合のタービン特性に及ぼす案内羽根設定角 θ の影響を示す。図 5.17(a), 図 5.18(a)より, 気流が逆方向の場合, 設定角に関わらずトルクがほとんど得られていないため, 設定角の変化による影響はほとんどないと考えられる。また図 5.17(b), 図 5.18(b)より, C_A は気流が正方向の場合と同様, 設定角が大きくなると減少している。

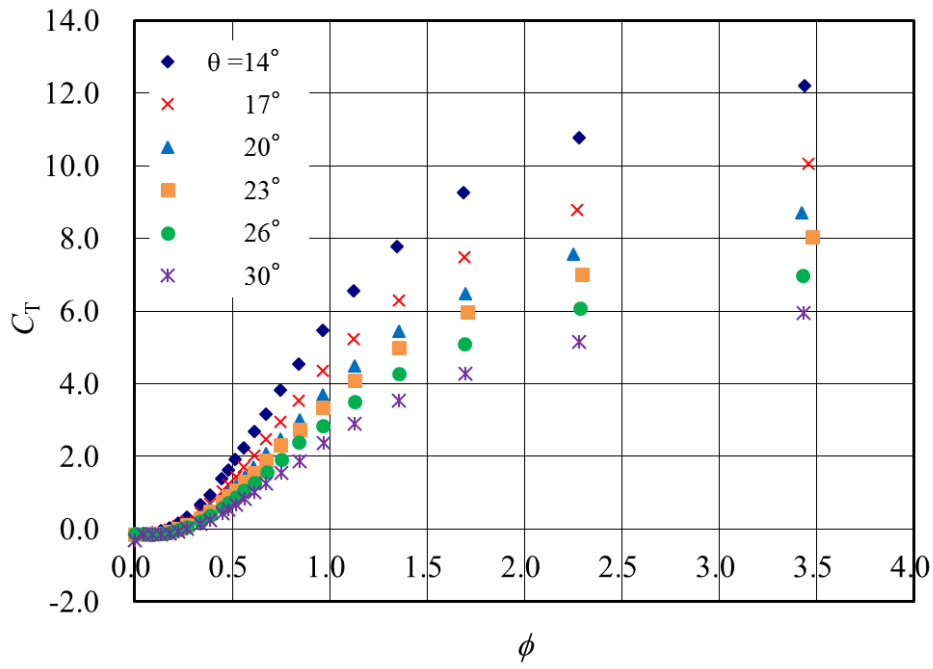
図 5.19 と図 5.20 は Type A, Type B それぞれのタービン効率に及ぼす案内羽根設定角 θ の影響を示す。これらの図より効率は Type A においては案内羽根設定角 θ が 23° のときに最も高く, 0.718 であり, 次に 20° のときに 0.712 であった。Type B においては案内羽根設定角 θ が 26° のときに最も高く, 0.692 であり, 次に 20° のときに 0.646 であった。効率の高い Type A において 23° , 20° に大きな差は無かった。

5.4.4 まとめ

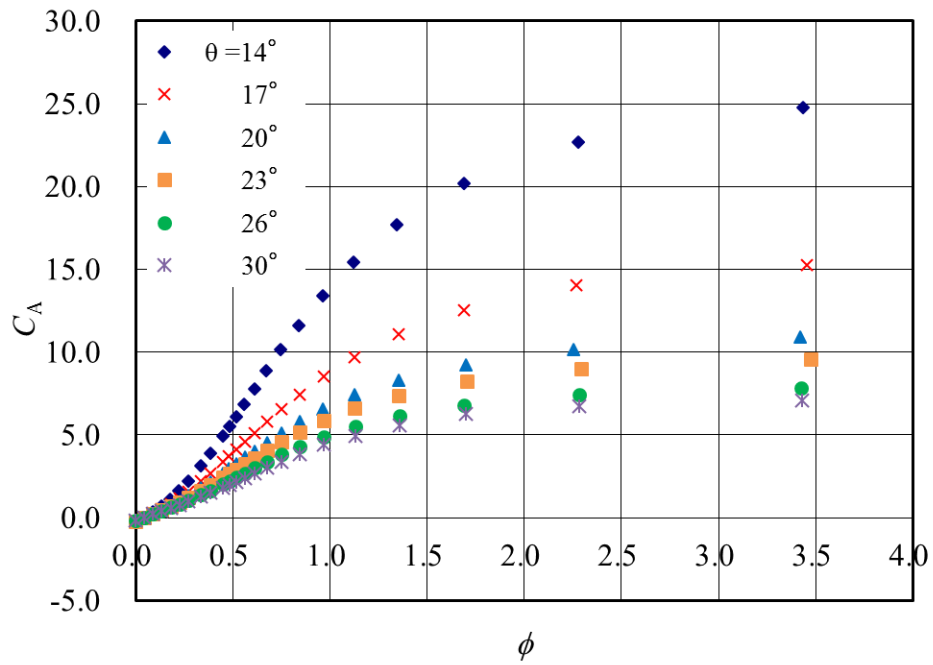
本研究では, 波力発電用ツイン衝動型タービンの性能改善を図るため, タービン性能に及ぼす案内羽根設定角の影響を, 定常流を用いたモデル試験により調査した。その結果, 本研究で調査した範囲では, ロータ形状は, 効率の観点からは Type A, 案内羽根設定角 $20^\circ \leq \theta \leq 23^\circ$ が好適であると思われる。

表 5.4 案内羽根の仕様

θ	R	δ
14	31.4	76
17	32.3	73
20	33.3	70
23	34.1	67
26	35.5	64
30	37.3	60

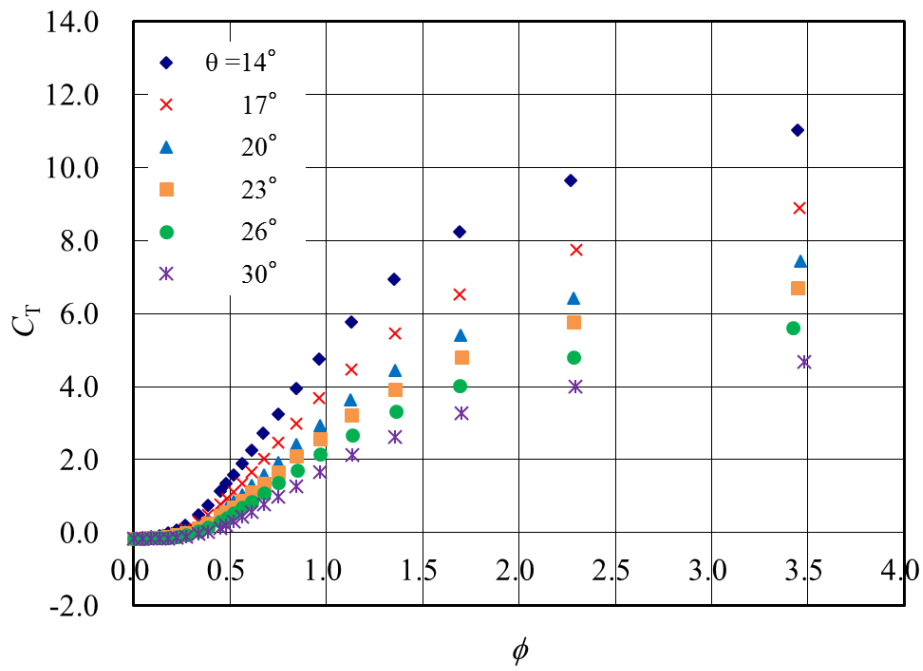


(a) トルク係数

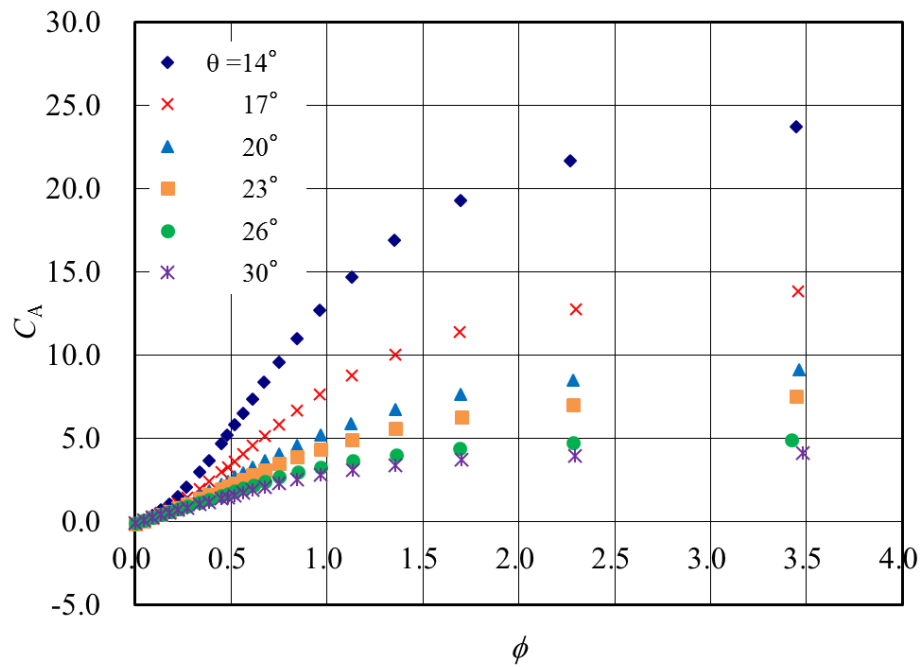


(b) 入力係数

図 5.15 案内羽根設定角の影響 (Type A, 正方向流れ)

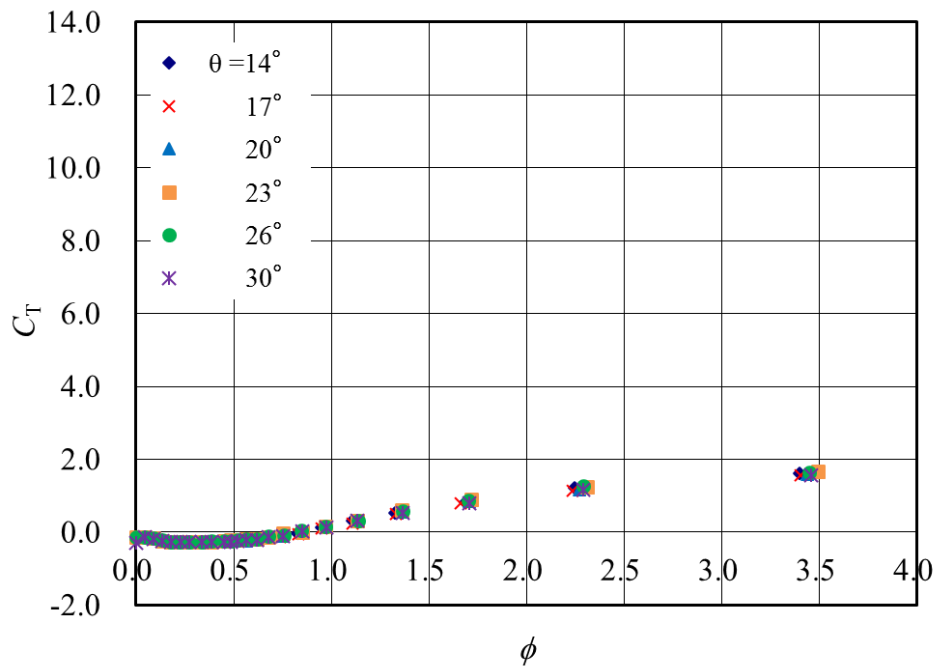


(a) トルク係数

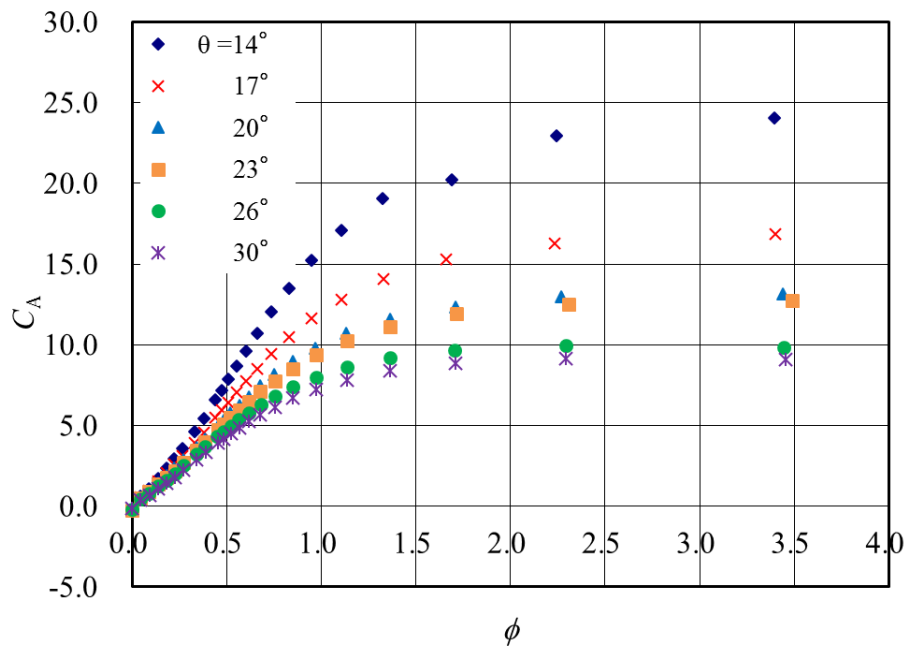


(b) 入力係数

図 5.16 案内羽根設定角の影響 (Type B, 正方向流れ)

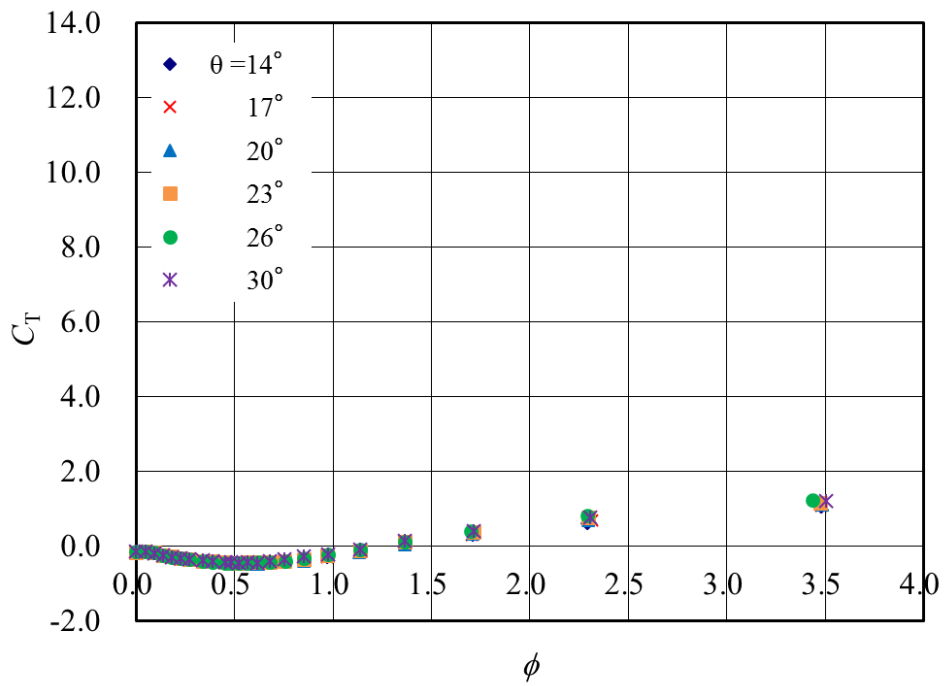


(a) トルク係数

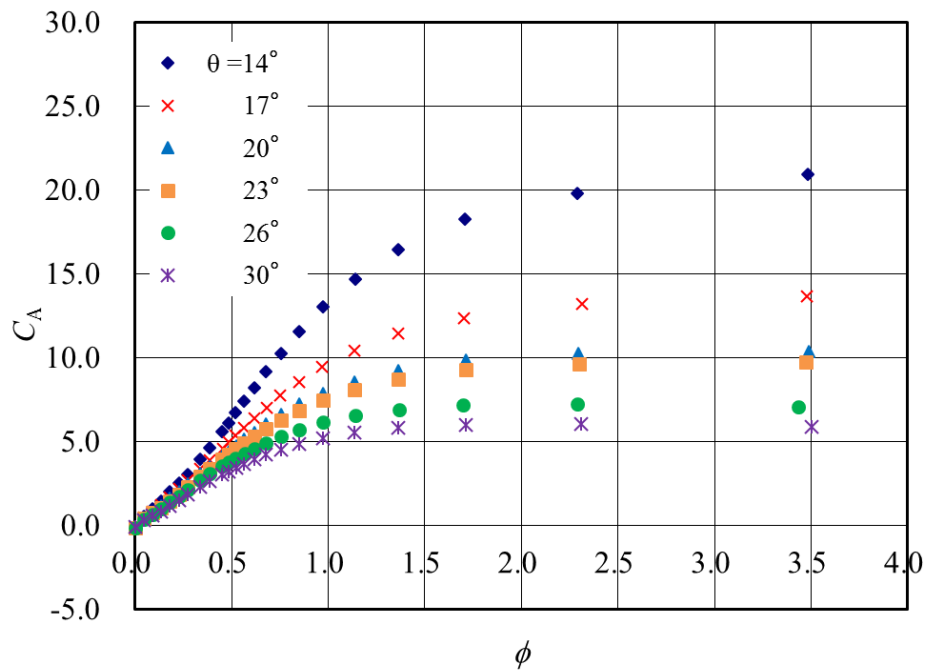


(b) 入力係数

図 5.17 案内羽根設定角の影響 (Type A, 逆方向流れ)

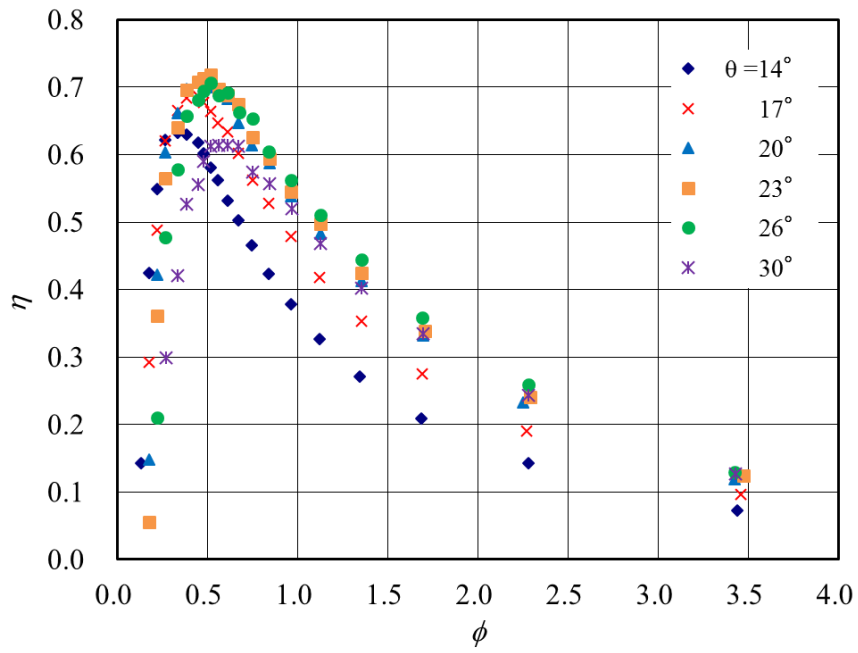


(a) トルク係数

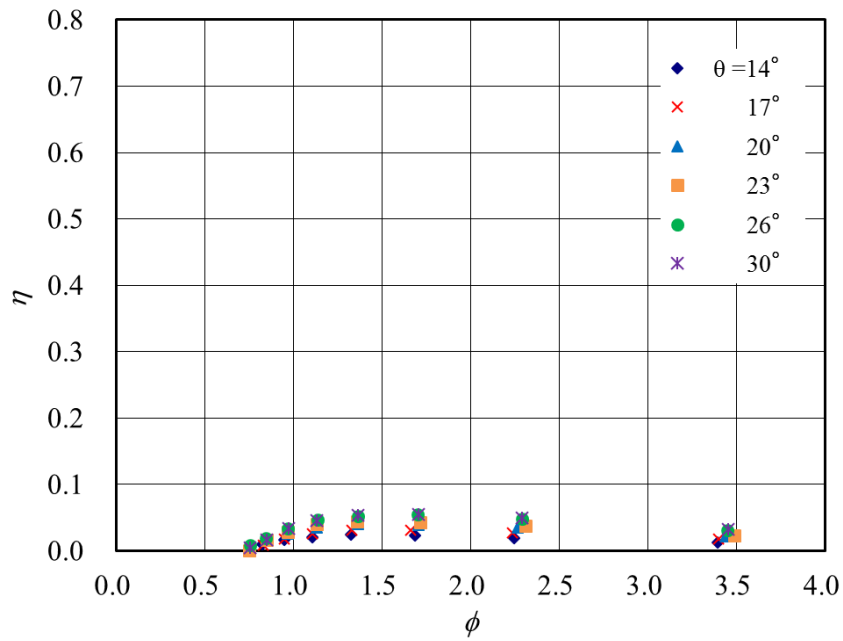


(b) 入力係数

図 5.18 案内羽根設定角の影響 (Type B, 逆方向流れ)

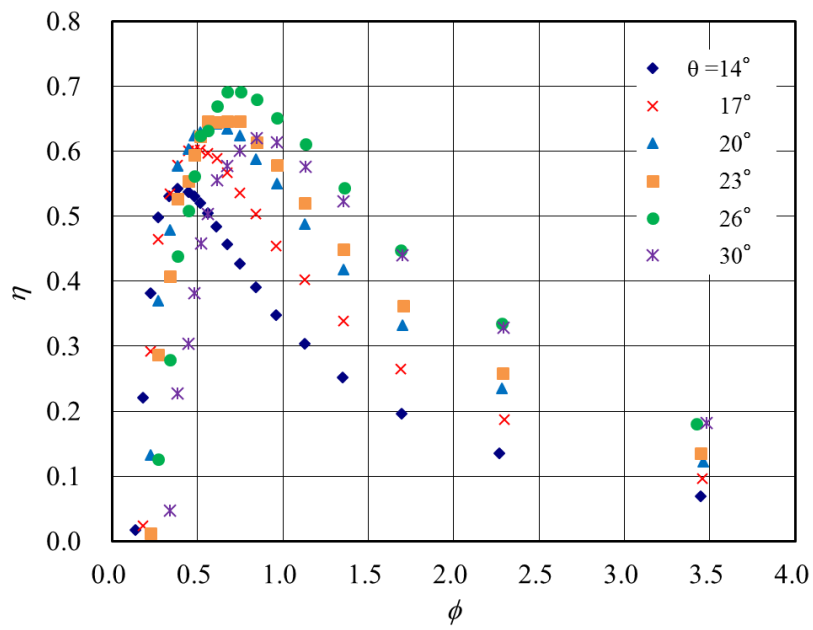


(a) 正方向流れ

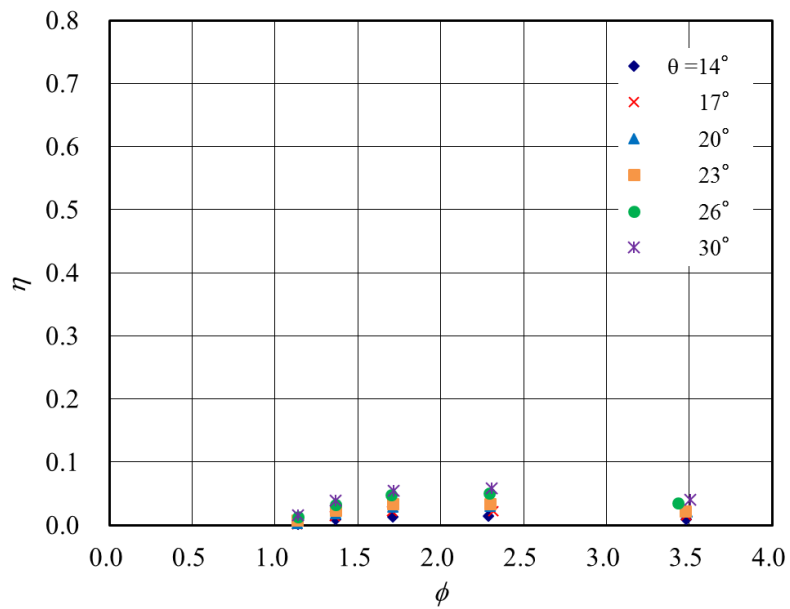


(b) 逆方向流れ

図 5.19 タービン効率に及ぼす案内羽根設定角の影響 (Type A)



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.20 タービン効率に及ぼす案内羽根設定角の影響 (Type B)

5.5 タービン性能に及ぼすロータ弦節比の影響

5.5.1 まえがき

波力発電用ツイン衝動型タービンは、従来の定常流を用いたタービン単体の性能試験と、数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾による非定常流におけるタービンの性能予測から、ほとんどトルクが得られない逆方向タービン（例えば、吐出し時の吸込み用タービン）に大量の空気が流入することで入力パワーが大きく失われ、往復気流における本タービンの平均効率は、定常流におけるタービン単体の効率に比べ大きく低下することが明らかになった。

本研究では、波力発電用ツイン衝動型タービンの性能に及ぼすロータ弦節比の影響を、定常流を用いたモデル試験により調査し、逆方向タービンにおける流量やトルクに及ぼすロータ弦節比の影響について考察した。

5.5.2 供試タービン

供試タービンは、図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて、翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： 0.7 の 2次元形状を有する衝動型ロータである。また、タービン性能に及ぼすロータ弦節比の影響を調べるため、平均半径 R における弦節比 σ_r は $1.0 \leq \sigma_r \leq 2.0$ の範囲で実験を行った。

供試案内羽根は、図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で、設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比： 2.27 である。

5.5.3 定常流における実験結果

図 5.21 に、正方向流れにおけるタービン性能に及ぼすロータ弦節

比 σ_r の影響を示す。また図 5.22 に、逆方向流れにおけるタービン性能に及ぼすロータ弦節比 σ_r の影響を示す。図 5.22(a)より、気流が逆方向の場合、 σ_r の大きさに関わらずトルクがほとんど得られず、大きな出力が期待できないことがわかる。また、図 5.21(a)と図 5.22(a)から気流方向に関係なくすべての σ_r において C_T - ϕ 特性は定性的にほぼ同じであるが、 C_T の大きさは σ_r とともに減少していることから、ツインタービンの起動特性において、 σ_r の増加とともに準定常の無拘束回転数は減少すると考えられる。図 5.21(b)と図 5.22(b)に示す入力係数 C_A に及ぼす σ_r の影響については、 σ_r の大きさに関わらず気流が逆方向のときの C_A は正方向のそれより大きく、気流方向に関係なく C_A の大きさは σ_r とともに増加している。また、逆方向タービンの流量に影響を及ぼす気流方向が正方向と逆方向のときの C_A の差については、 σ_r の影響はやや見られるが、 C_T - ϕ 特性に及ぼす σ_r の影響よりは小さいと思われる。図 5.21(c)と図 5.22(c)より、 σ_r の大きさに関わらず気流が逆方向のタービン効率 η は 0.03 以下と極めて低く、本タービンによる逆方向時のエネルギー取得はほとんど期待できない。気流が正方向のときの η は σ_r とともに増加し、その最大値は $\sigma_r=2.0$ のとき 0.72 である。

5.5.4 周期的往復流におけるタービン性能

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため、同様の条件でのタービン性能を求める必要がある。波力発電用ツイン衝動型タービンの往復気流中での性能を明らかにするため、定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾を行い、本タービンの平均効率を予測する。本シミュレーションでは周期的往復流として正弦波の速度変化を採用し、さらにタービンは定回転数制御のもとで作動すると仮定する。

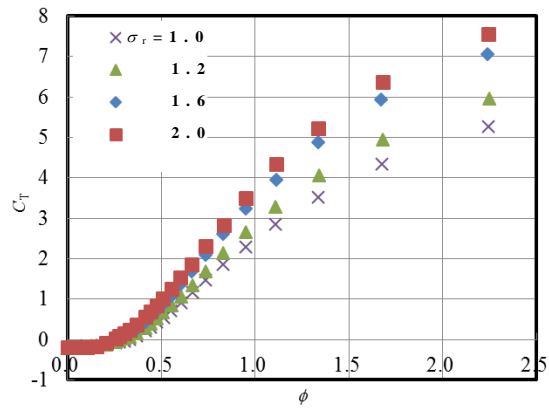
図 5.23 は周期的往復流におけるタービンの平均効率 η_m に及ぼす

ロータ弦節比 σ_r の影響を示す。図より， η_m は σ_r とともに大きくなり，そのピーク値は $\sigma_r=2.0$ のとき 0.45 である。

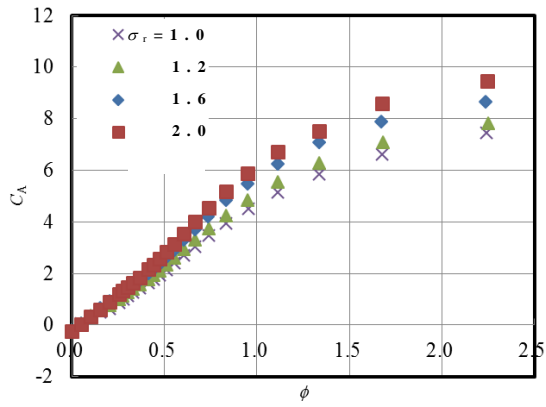
また図 5.24 は各ロータ弦節比における平均効率のピーク値を示す。図よりロータ弦節比 σ_r のピーク値が $\sigma_r=1.5$ から 2.0 付近でほぼ等しい値となっていることがわかる。このことから本研究の範囲ではロータ弦節比 σ_r は 1.5 から 2.0 付近が好適であると思われる。

5.5.5 まとめ

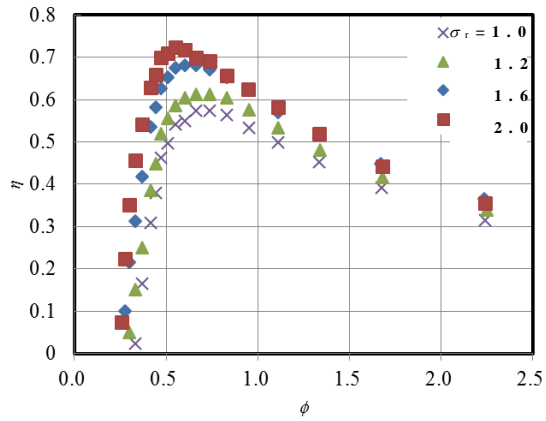
本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの性能に及ぼすロータ弦節比の影響を，定常流を用いたモデル試験により調査した。その結果，ロータ弦節比はツインタービンの流量特性に及ぼす影響より出力特性に及ぼす影響のほうが大きいと思われる。またロータ弦節比 σ_r は $1.5 \leq \sigma_r \leq 2.0$ が好適であると思われる。



(a) トルク係数

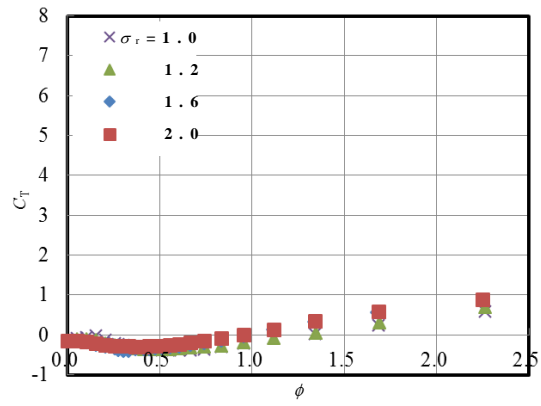


(b) 入力係数

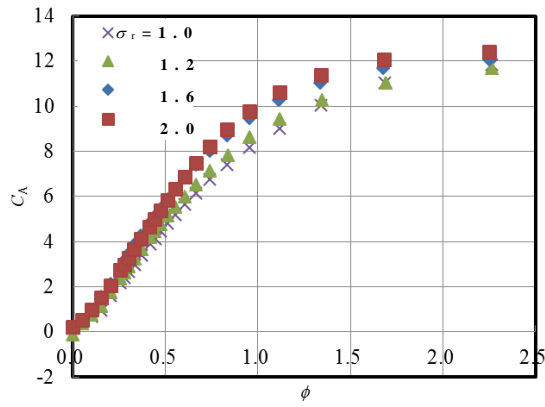


(c) 効率

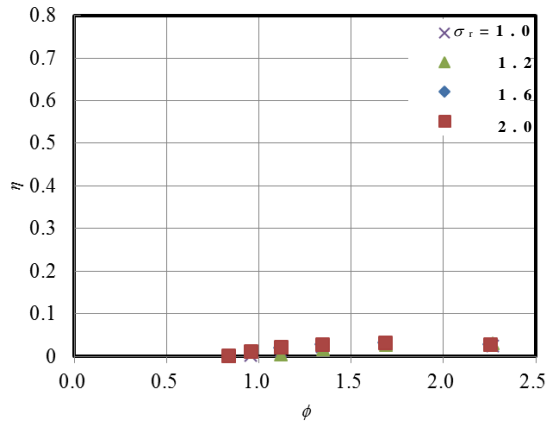
図 5.21 性能に及ぼすロータ弦節比の影響 (正方向流れ)



(a) トルク係数



(b) 入力係数



(c) 効率

図 5.22 性能に及ぼすロータ弦節比の影響 (逆方向流れ)

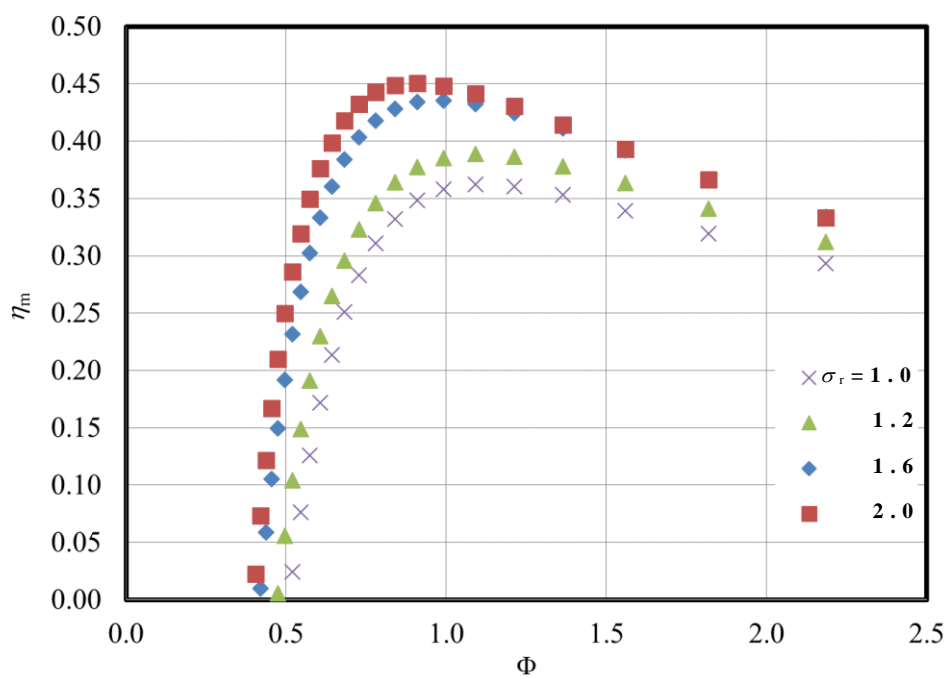


図 5.23 平均効率に及ぼすロータ弦節比の影響

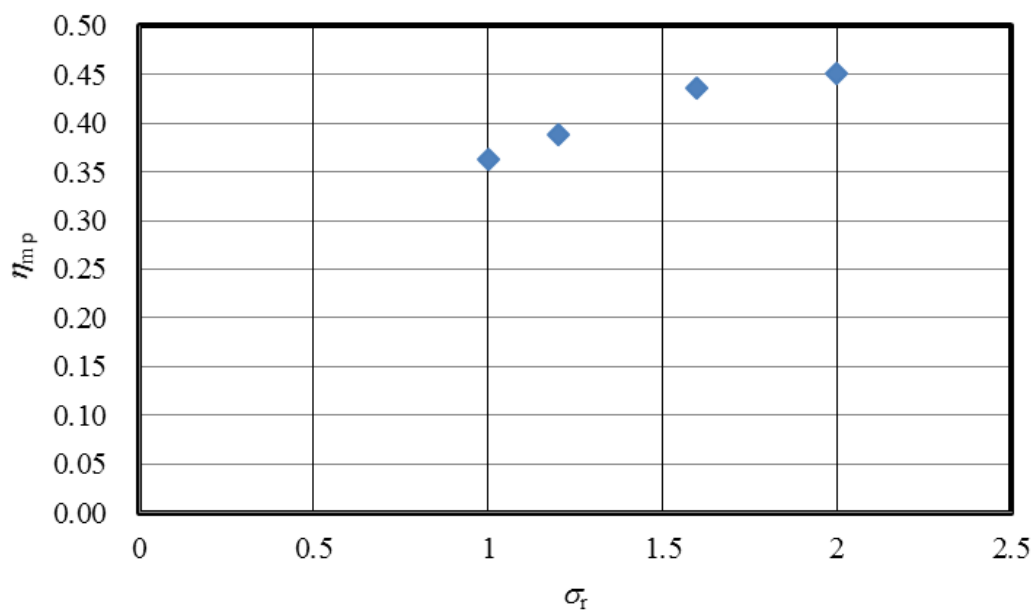


図 5.24 平均効率のピーク値に及ぼすロータ弦節比の影響

5.6 タービン性能に及ぼす案内羽根弦節比の影響

5.6.1 まえがき

本研究では，2台の衝動型エアータービンにより往復流を整流する波力発電用ツイン衝動型タービンについて，定常流を用いたモデル試験によりタービン特性に及ぼす案内羽根弦節比および気流方向の影響を明らかにした。さらに，得られたタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾により，往復気流における本タービンの平均効率を予測した。

5.6.2 供試タービン

供試タービンは，図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて，翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，平均半径 R における弦節比： 2.02 ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： $\nu=0.7$ の 2次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾である。

供試案内羽根は，図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で，設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比 σ_g は，その影響を調べるため $1.1 \leq \sigma_g \leq 2.8$ の範囲で実験を行った。

5.6.3 定常流における実験結果

図 5.25 は気流方向が正方向におけるタービン特性に及ぼす案内羽根弦節比 σ_g の影響を示す。図 5.25(a)，(b)より，気流が正方向の場合，弦節比とともに C_T ， C_A とも増加していることがわかる。

図 5.26 は気流方向が逆方向の場合のタービン特性に及ぼす σ_g の影響を示す。図 5.26(a)より，気流が逆方向の場合，弦節比に関わらずトルクがほとんど得られていないため，弦節比の変化による影響

はほとんどないと考えられる。また図 5.26(b)より、 C_A は気流が正方向の場合と同様、弦節比とともに増加している。

図 5.27 はタービン効率に及ぼす案内羽根弦節比の影響を示す。そして図 5.28 に各弦節比におけるピーク値を示す。これらの図より効率は案内羽根弦節比 σ_g が 2.3 のときに最も高く、0.723 であった。

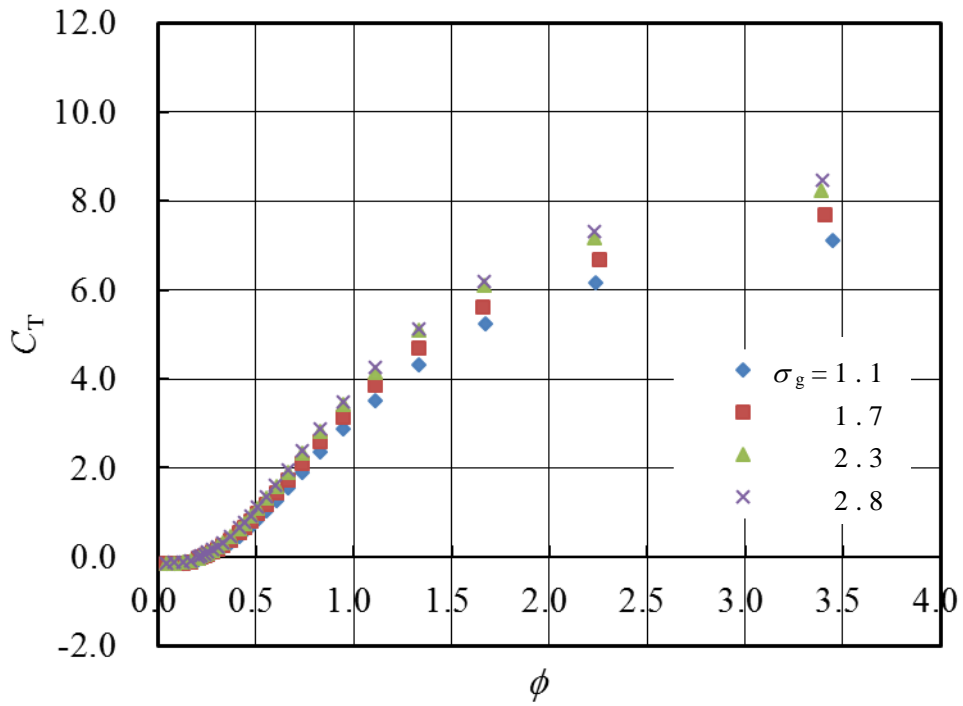
5.6.4 周期的往復流におけるタービン性能

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため、同様の条件でのタービン性能を求める必要がある。波力発電用ツイン衝動型タービンの往復気流中での性能を明らかにするため、定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾を行い、本タービンの平均効率を予測する。本シミュレーションでは周期的往復流として正弦波の速度変化を採用し、さらにタービンは定回転数制御のもとで作動すると仮定する。

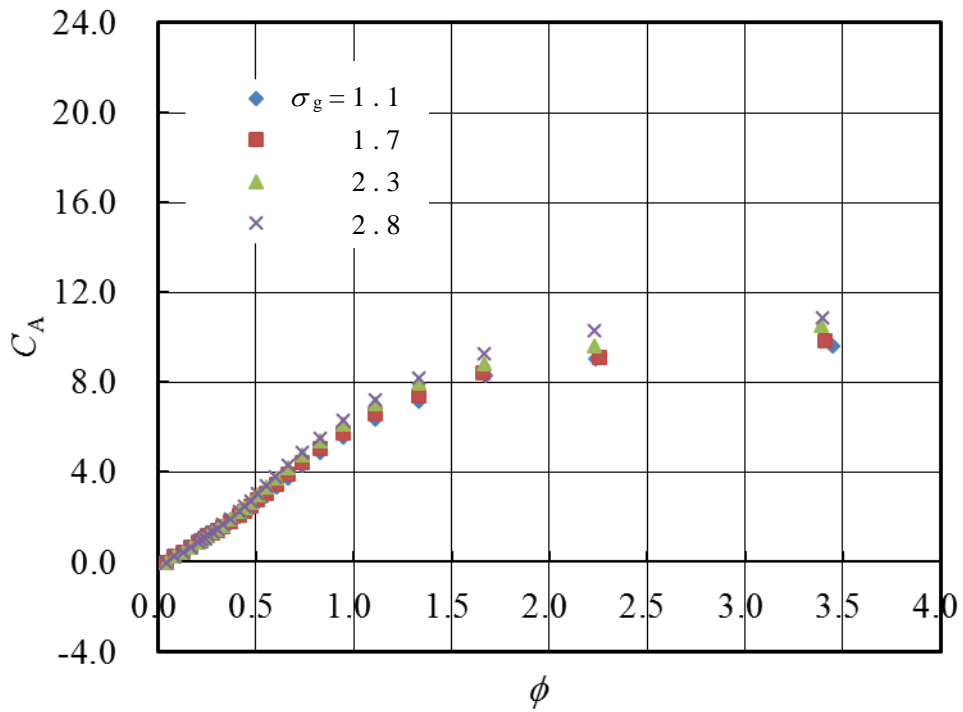
図 5.29 は周期的往復流におけるタービンの平均効率 η_m に及ぼす案内羽根弦節比 σ_g の影響を示す。図より、 η_m は σ_g とともに大きくなり、そのピーク値は $\sigma_g=2.8$ のとき 0.45 である。しかし、 $1.7 \leq \sigma_g \leq 2.8$ の範囲ではピーク値がほぼ等しいため、発電コストの観点より、好適な弦節比 σ_g は 2 程度であると考えられる。

5.6.5 まとめ

本研究では、波力発電用ツイン衝動型タービンを開発するため、定常流を用いた実験によりタービン単体の特性に及ぼす案内羽根弦節比 σ_g の影響を調べた。さらに、準定常解析手法を用いて往復気流における本タービンの性能を予測した。その結果、案内羽根弦節比 σ_g は 2 程度が好適であると思われる。

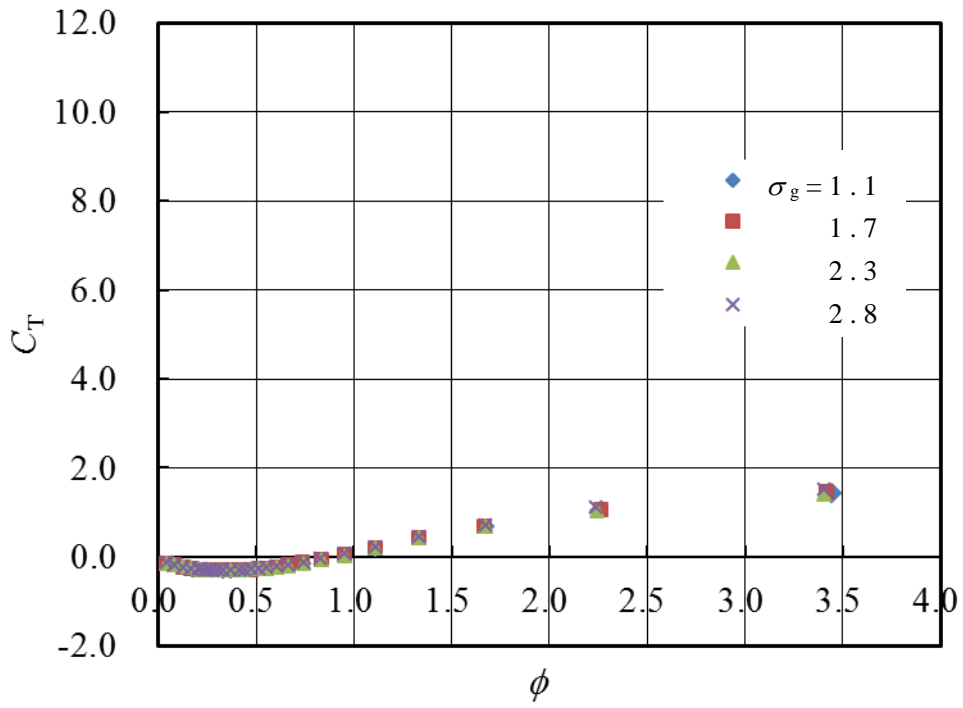


(a) トルク係数

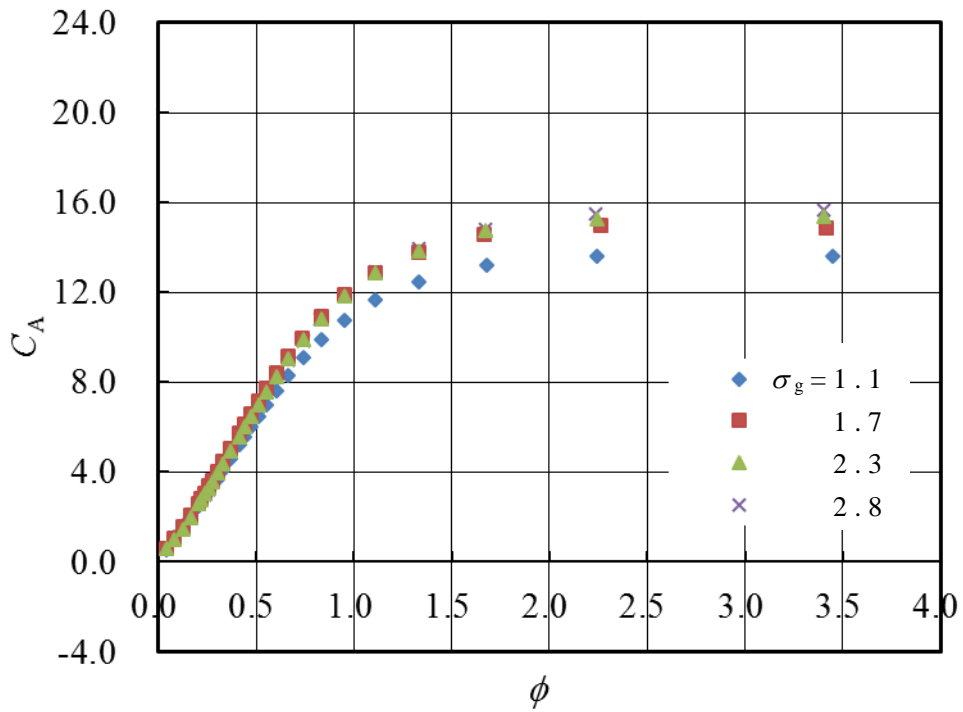


(b) 入力係数

図 5.25 案内羽根弦節比の影響（正方向流れ）

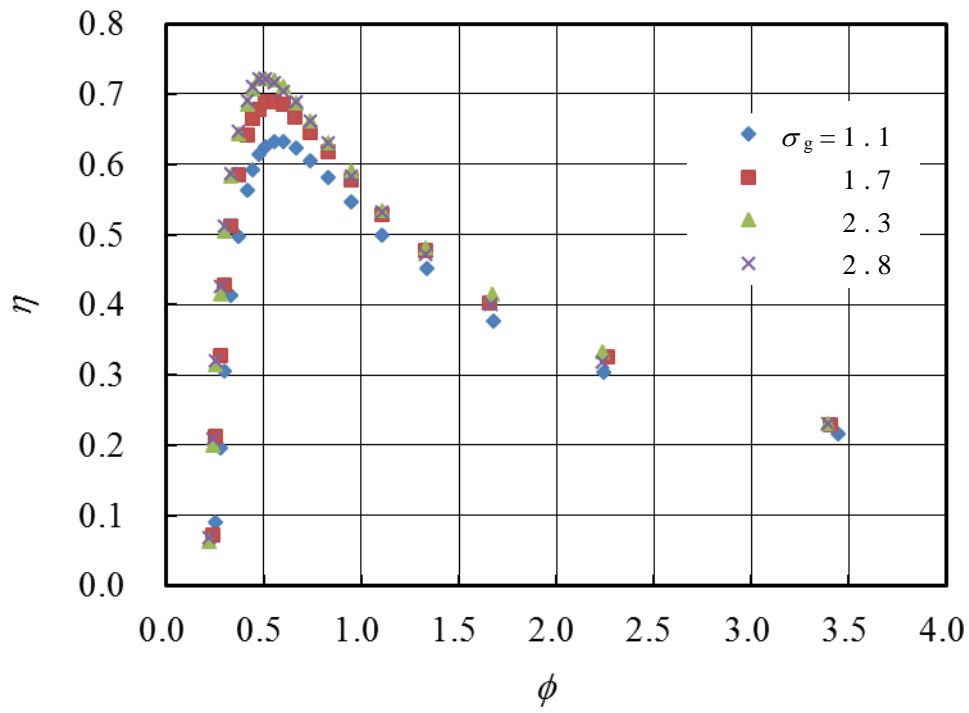


(a) トルク係数

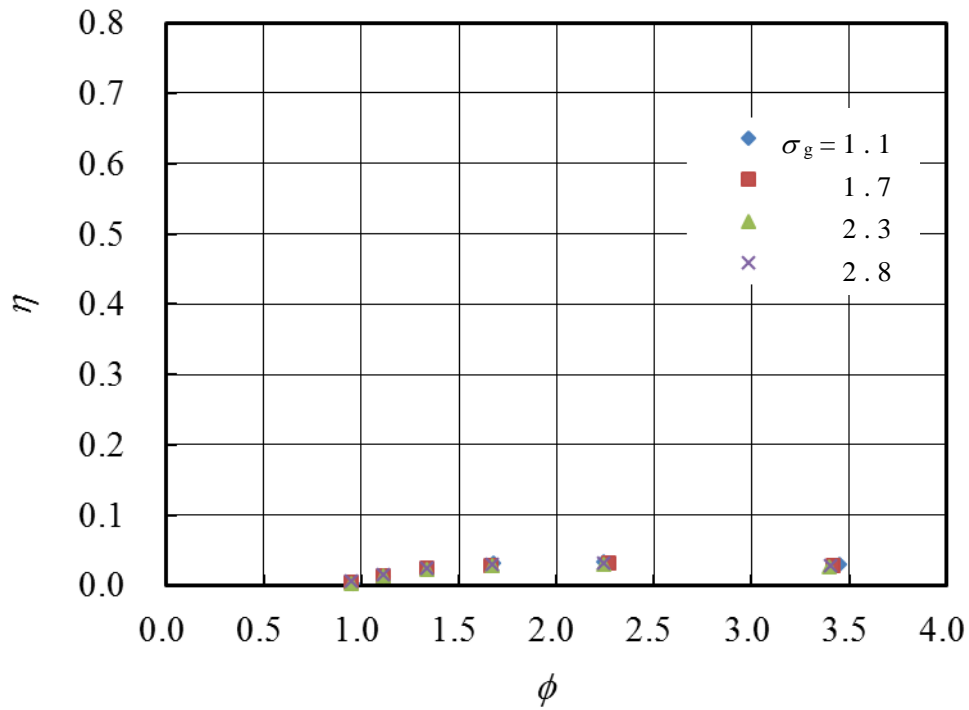


(b) 入力係数

図 5.26 案内羽根弦節比の影響 (逆方向流れ)



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.27 タービン効率に及ぼす案内羽根弦節比の影響

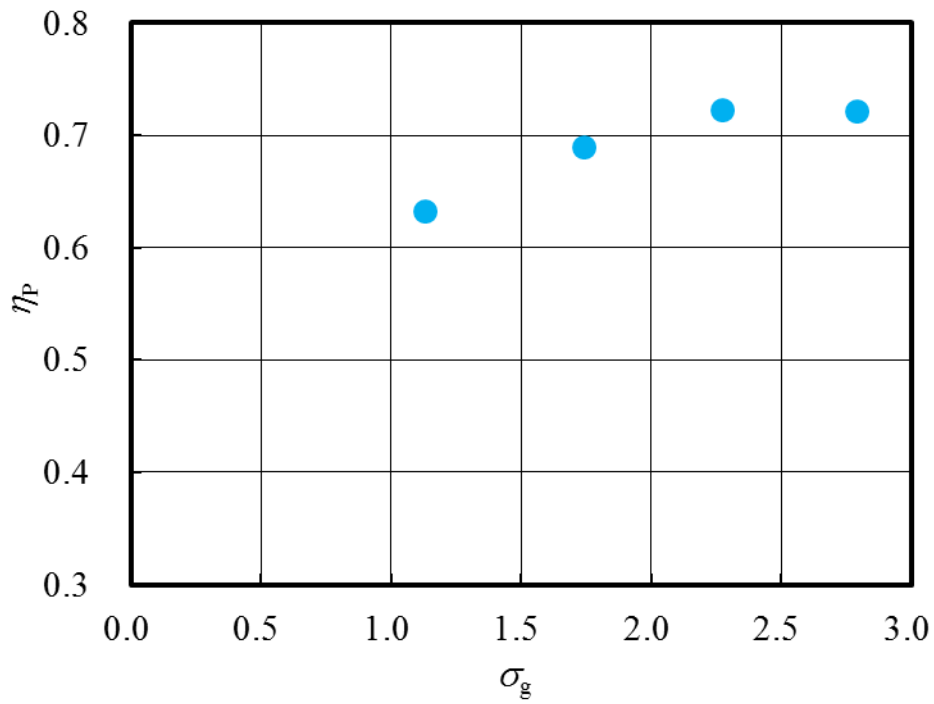


図 5.28 効率のピーク値に及ぼす案内羽根弦節比の影響

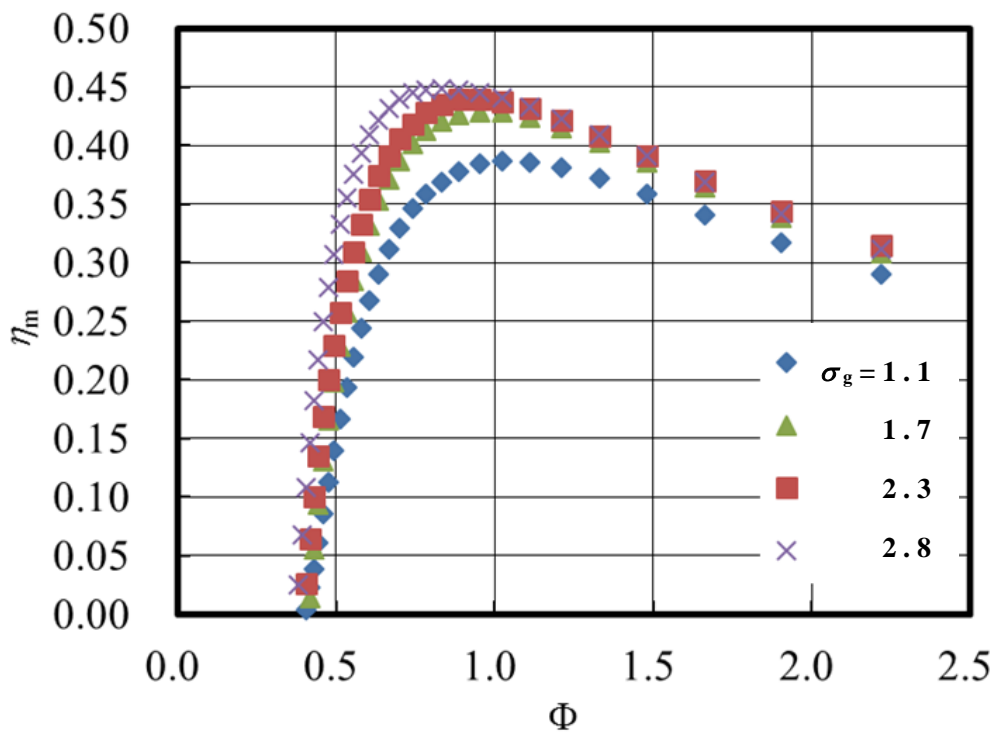


図 5.29 周期的往復流におけるタービンの平均効率

5.7 逆方向タービンへの気流の流入

5.7.1 まえがき

図 5.30 は、本シミュレーションにより得られた波力発電用ツイン衝動型タービンの η_m と Φ の関係である。図より、案内羽根設定角 $\theta=20^\circ$ における η_m が Φ の広い範囲において 14° のそれより高いことがわかる。しかし、 $\theta=20^\circ$ における η_m の最大値は 0.45 であり、定常流における η の最大値より 0.27 も低くなっている。この原因を調査する。

5.7.2 逆方向タービンへの入力パワー

図 5.31 は、周期的往復流 1 周期における 2 台のタービンの全入力パワー P_i に占める気流が逆方向のタービンの入力パワー P_i' の割合を示す。ここで、 P_i と P_i' は、次式で定義される。

$$P_i = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta p q dt \quad (5.12)$$

$$P_i' = \frac{1}{T} \left\{ \int_0^{T/2} \Delta p q_2 dt + \int_{T/2}^T \Delta p q_1 dt \right\} \quad (5.13)$$

ここでは、実験結果を用いた準定常解析により P_i と P_i' を求める。

図より、2つの案内羽根設定角ともに、図 5.30 に示す最大効率点において全入力パワーの 3 割以上が逆方向のタービンで失われていることがわかる。さらに、その割合は流量係数 Φ とともに増加している。したがって、吐出し時の吸込み用タービンと吸込み時の吐出し用タービンに流入する気流に起因するエネルギー損失が大きな原因だと考えられる。

5.7.3 まとめ

計算結果より，ツイン衝動型タービンによる整流効果を向上させるためには，タービンの気流方向による圧力差が極めて大きくなる，気流方向の依存性が高いタービン幾何形状あるいは流体素子の開発が必要である。

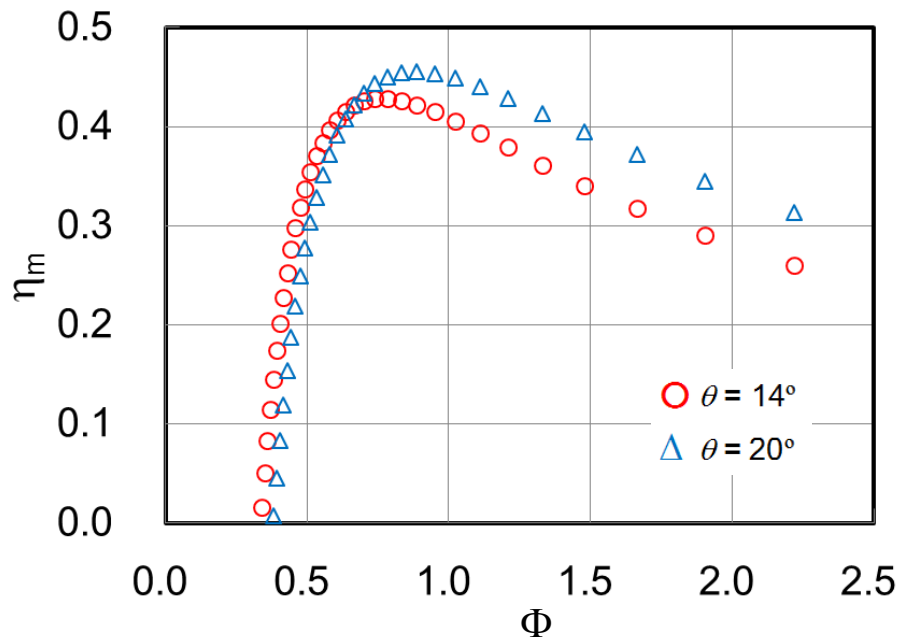


図 5.30 ツイン衝動型タービンの平均効率

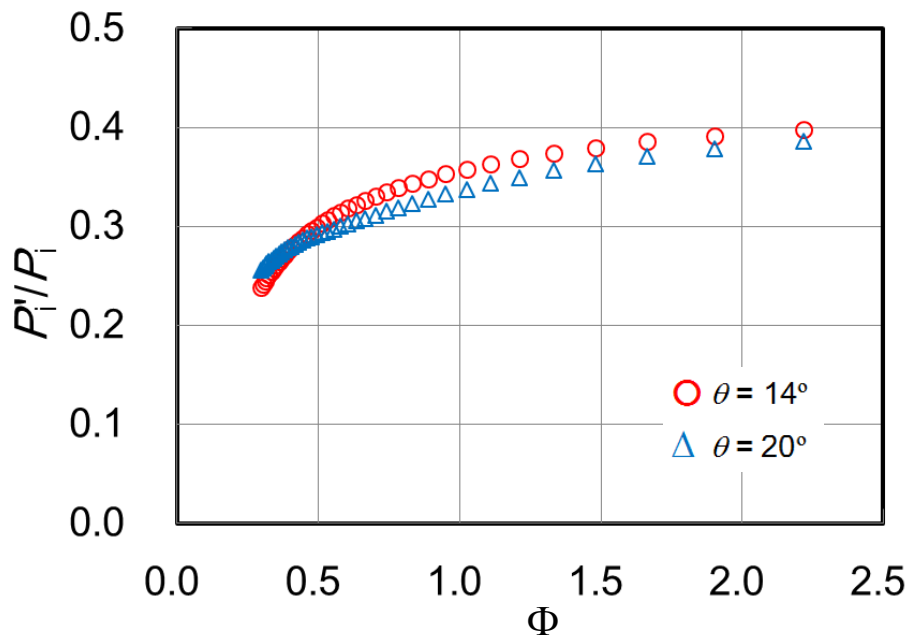


図 5.31 逆方向タービンに流入する入力パワー

5.8 逆方向タービンの回転数制御による流量制御

5.8.1 まえがき

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンにおける逆方向タービンの流量抑制を図るため，定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾により，逆方向タービンの回転数制御を試みた場合の流量を予測した。

5.8.2 供試タービン

供試タービンは，図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて，翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，平均半径 R における弦節比： 2.02 ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： $\nu=0.7$ の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾である。

供試案内羽根は，図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で，設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比： 1.7 である。

5.8.3 定常流における実験結果

本研究における定常流の実験結果は 5.2 節タービン性能に及ぼす発電機台数の影響と同様である。図 5.6 にタービン性能に及ぼす気流方向の影響を示す。図 5.6(a)より，気流が逆方向の場合，トルクがほとんど得られないことがわかる。図 5.6(b)に示す入力係数 C_A に及ぼす気流方向の影響については，逆方向のときの C_A が正方向のそれより極めて大きい。図 5.6(c)より，気流が逆方向のタービン効率 η はピーク値で約 0.03 と極めて低く，逆方向のときにはエネルギー取得が困難であることがわかる。一方，気流が正方向のときの η のピーク値は 0.72 である。

5.8.4 周期的往復流におけるタービン流量

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため、同様の条件でタービン流量を求める必要がある。波力発電用ツイン衝動型タービンの往復気流中での性能を予測するため、定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾を行う。本シミュレーションでは周期的往復流として図 5.7 に示す正弦波の速度変化（最大流量 $0.320\text{m}^3/\text{s}$ ，周期 $T=10\text{s}$ ）を採用し、さらにタービンは定回転数制御のもとで作動すると仮定する。また、本研究ではタービンの流量制御を行うため、正方向タービンの回転数を $n_f=600\text{rpm}$ とし、逆方向タービンの回転数 n_r を変化することで、それぞれのタービンの往復気流 1 周期あたりの平均流量 q_{mf} ， q_{mr} を算出する。

図 5.32 に計算結果を示す。図の縦軸は逆方向タービンと空気室の平均流量比 q_{rm}/q_m ，横軸は逆方向タービンと正方向タービンの回転数比 n_r/n_f である。図より、逆方向タービンの回転数 n_r の増加とともに逆方向タービンの平均流量 q_{rm} が減少している。これは、 n_r の増加とともにタービン前後の圧力差が増加しやすくなり、そのため q_{rm} が減少したものである。

5.8.5 まとめ

本研究では、波力発電用ツイン衝動型タービンにおける逆方向タービンの流量抑制を図るため、定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値シミュレーションにより、逆方向タービンの回転数制御を試みた場合の流量を予測した。その結果、逆方向タービンの回転数を正方向タービンのそれより大きくすることで、逆方向タービンの流量抑制が可能であると思われる。

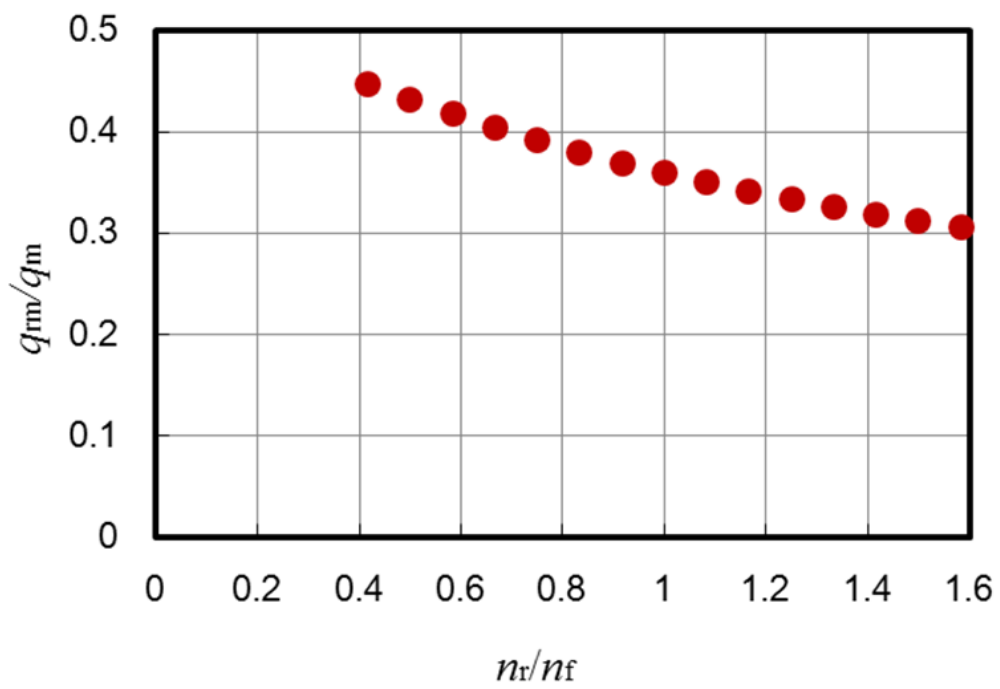


図 5.32 平均流量比に及ぼす回転数比の影響

5.9 タービン性能に及ぼす流体ダイオードの影響

5.9.1 まえがき

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンにおける逆方向タービンの流量を抑制するために流体ダイオード^{(76),(79)}を採用し，風洞試験と CFD により，タービン性能に及ぼす流体ダイオードの影響を調査した。また，定常流におけるタービン特性と準定常解析手法を用いた数値解析により，本タービン出力に及ぼす流体ダイオードの効果を調査した。

5.9.2 円錐型ノズルと特殊型の流体ダイオード形状

往復気流における逆方向タービンへの気流の流入を防ぐため，整流作用を有する流体素子である流体ダイオードを用いたタービン性能の改善法が提案されている。図 5.33 は，波力発電用ツイン衝動型タービンに流体ダイオードを用いた場合の概要である。

本研究では，円錐型ノズルを用いた流体ダイオードにより風洞試験と CFD を行い，両者の比較をした。そして新たに特殊型流体ダイオードを考案し，CFD を行った。

図 5.34 に本研究で採用した流体ダイオードを示す。図 5.34(a)は円錐型ノズルを用いた流体ダイオード (Type I と呼ぶ) で，本研究では突出長さ 125mm，大径部の直径 240mm とし，テーパ角 θ を変化させて風洞試験と CFD を行った。一方，文献(76)を参考に考案した特殊型流体ダイオード (Type II と呼ぶ) の形状を図 5.34(b)に示す。図 5.34(b)の流路は，後方にくぼみ(H)のある鈍頭物体(B)，ドーナツ状の領域(T)，ノズルの領域(N)によって構成される。本研究では，領域 N においてテーパ角 θ を変化させて，整流特性に及ぼす θ の影響を調査した。なお，本研究では Type I，Type II とともにテーパ角 θ の影響を調査するため，Type I は θ を $10^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ で 10° ずつ，Type II は

$10^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ で 20° ずつそれぞれ変化させて計算を行った。

5.9.3 CFD の解析条件

CFD について，解析ソフトに Cradle 社の SCRYU/Tetra を用いた。支配方程式はレイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式 (RANS) とし，乱流モデルには標準 $k-\varepsilon$ モデルを用いた。作動流体は 20°C における非圧縮性の空気とした。解析領域は円管と流体ダイオードで構成される流路となっており，Type I が約 50 万要素の格子，Type II が約 230 万要素の格子で構成されている。境界条件として，円管内壁と流体ダイオードを No-slip 条件とし，出口では一定流量を管内から流出させ，入口は大気開放とした。本研究では，流量の定常流における流れ場の流動状態を求める。そして，正方向，逆方向の両流れ方向について，それぞれの流体ダイオードから上流と下流に十分離れた位置でのダイオード前後の圧力差 Δp_f ， Δp_r を調べる。

また本研究では，CFD の妥当性を示すため，風洞試験により定常流における流体ダイオードの整流特性を求めた。風洞試験は，図 5.35 に示すように，遠心式送風機と内径 240mm の円管流路で構成される吸込み式試験装置を用いる。管路に流体ダイオード Type I を接続し，送風機により流体ダイオードに定常流を発生させて，ピトー管（岡野製作所，LK-0）により流量 $Q[\text{m}^3/\text{s}]$ を測定した。また，正方向，逆方向の両流れ方向にそれぞれ発生するダイオード前後の圧力差 $\Delta p_f[\text{Pa}]$ および $\Delta p_r[\text{Pa}]$ を求めるため，圧力検出器（岡野製作所，POP202）を用いてよどみ室の圧力を測定した。

なお，流体ダイオードは Δp_r と Δp_f の比が大きいほど整流作用が高いと考えられるため，本研究では流体ダイオードの圧力比 R_D を次式で定義し，その値により整流作用を評価した。

$$R_D = \Delta p_r / \Delta p_f \quad (5.14)$$

5.9.4 性能に及ぼす流体ダイオードの影響

図 5.36 は，流体ダイオード Type I の Δp - Q 特性について，数値計算と風洞試験の結果を示したものである。図より，テーパ角 θ および流量 Q の大きさに関わらず，風洞試験と数値計算の結果がよく一致していることがわかる。

図 5.37 は，Type I の正逆方向流れにおけるダイオード前後の圧力差 Δp_f ， Δp_r と圧力比 R_D に及ぼすテーパ角 θ の影響を示す。ここで，流量 $Q=0.320\text{m}^3/\text{s}$ である。図より， Δp_f ， Δp_r の両方とも θ とともに増加するが， R_D は θ とともに増加した後， $\theta=50^\circ$ で最大値の $R_D=2.00$ になることがわかる。しかし，本タービンに好適な翼列形状が示す C_A - ϕ 曲線により算出されるタービンの整流特性は，最大効率点において $R_D=2.63$ であり，Type I の R_D 値のほうが低いことがわかる（図 5.38）。これは，円錐型ノズルによる流体ダイオードの整流効果は，タービンのそれより低いことを意味する。

一方，図 5.39 は Type II の Δp_f ， Δp_r と圧力比 R_D に及ぼすテーパ角 θ の影響を示す。図より， Δp_f ， Δp_r の両方とも θ とともに増加するが， R_D は θ とともに増加した後， $\theta=40^\circ$ で最大値の $R_D=4.18$ になり，タービンの R_D 値より高いことがわかる（図 5.38）。これは，特殊型流体ダイオードの使用によりツイン衝動型タービンの整流特性を改善できることを示している。

図 5.40 と図 5.41 に各流れ方向における Type II， $\theta=40^\circ$ の内部における速度と圧力の分布図を示す。図において，正方向流れでは気流は左から流入し，逆方向流れでは気流は右から流入している。図 5.40(a) と図 5.41(a) に示す正方向流れでは，気流は鈍頭物体と緩やかに衝突し，領域 T と領域 H で発生する渦によりスムーズに流れ，最後にノズル部を通過する。一方，図 5.40(b) と図 5.41(b) に示す逆方向流れでは，気流は領域 N，H，T の順に衝突したのち，鈍頭物体に沿って流れて流体ダイオードを通過する。正方向，逆方向流れとも，

流れのはく離による渦の形成により，流れをうまく誘導していることがわかるが，正方向流れでは速度の大きい衝突がないことに対して，逆方向流れでは速度の大きい衝突が 2 度あることがわかる。

5.9.5 供試タービン

数値解析に必要な定常流の実験に使用した供試タービンは，図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて，翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，平均半径 R における弦節比： 2.02 ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： $\nu=0.7$ の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾である。

供試案内羽根は，図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で，設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比： 2.27 である。

5.9.6 定常流における流体ダイオードの整流特性

図 5.42 は，文献(76)，(79)を参考に考案した流体ダイオードの子午面形状を示す。この流体ダイオードは，後方にくぼみ(H)を有する鈍頭物体(B)，ドーナツ状の領域(T)，ノズルの領域(N)によって構成される。

本研究では，まず CFD により定常流における流体ダイオードの整流特性を求める。解析ソフトには，Cradle 社の SCRYU/Tetra を用いた。解析領域は，円管と流体ダイオードで構成される流路となっており，約 230 万要素の格子で構成されている。境界条件として，円管内壁と流体ダイオードを No-slip 条件とし，出口では一定流量を管内から流出させ，入口は大気開放とした。本研究では，流量 $0.320\text{m}^3/\text{s}$ の定常流における流れ場の流動状態を求める。正方向，逆方向の両流れ方向における，それぞれの流体ダイオードから上流と

下流に十分離れた位置でのダイオード前後の圧力差 Δp_f , Δp_r を調べる。そして、非定常流におけるツイン衝動型タービンの性能を予測するために必要な圧力係数 C_{pf} , C_{pr} を算出する。

$$C_p = \frac{\Delta p}{\rho v^2 / 2} \quad (5.15)$$

ここで v は流体ダイオード入口における断面平均流速である。

図 5.43 と図 5.44 に各流れ方向における流体ダイオード内部の速度と圧力の分布図を示す。図中で気流は左から流入している。図 5.43(a) と図 5.44(a) に示す正方向流れでは、気流は鈍頭物体と緩やかに衝突し、領域 T と領域 H で発生する渦によりスムーズに流れ、最後にノズル部を通過する。一方、図 5.43(b) と図 5.44(b) に示す逆方向流れでは、気流は領域 N, H, T の順に衝突したのち、鈍頭物体に沿って流れて流体ダイオードを通過する。正方向、逆方向流れとも、流れのはく離による渦の形成により、流れをうまく誘導していることがわかるが、正方向流れでは速度の大きい衝突がないことに対して、逆方向流れでは速度の大きい衝突が二度あることがわかる。本計算の結果、正方向流れおよび逆方向流れにおける流体ダイオード前後の圧力差はそれぞれ $\Delta p_f = 352 \text{ Pa}$, $\Delta p_r = 1214 \text{ Pa}$, 圧力係数はそれぞれ $C_{pf} = 12.7$, $C_{pr} = 43.7$ であった。

5.9.7 タービン出力に及ぼす流体ダイオードの効果

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため、同様の条件でタービン流量を求める必要がある。波力発電用ツイン衝動型タービンの非定常流中での性能を評価するため、定常流におけるタービン特性と流体ダイオードの圧力係数 C_p を用いた準定常解析手法⁽⁷⁸⁾により、吐出し用、吸込み用の各タービン（図 5.33）における流量を

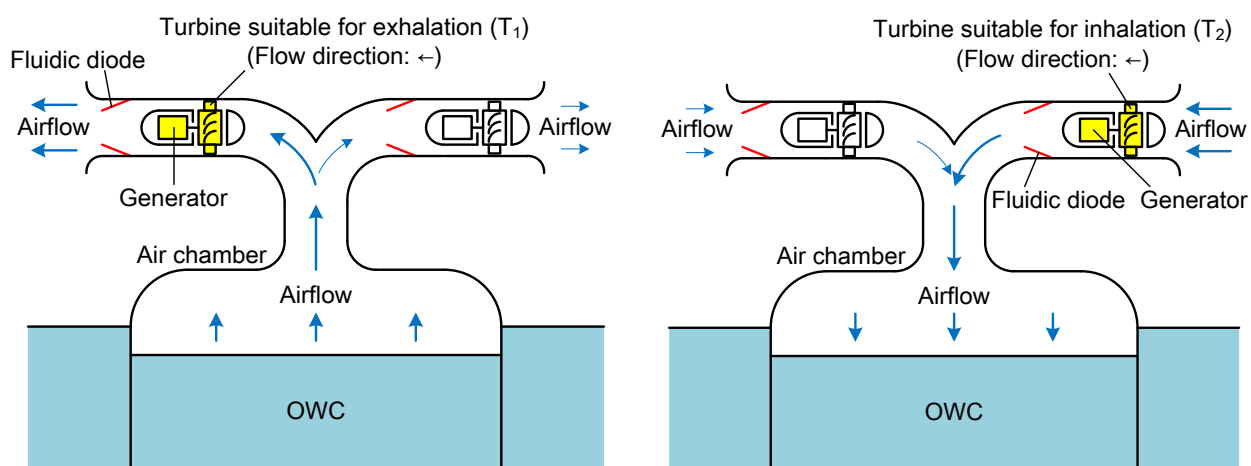
計算する。本計算では非定常流として正弦波の速度変化（最大流量 $0.320\text{ m}^3/\text{s}$ ，周期 10 s ）を採用し，さらにタービンは定回転数制御のもとで作動すると仮定する。

図 5.45 に解析結果を示す。図の縦軸について， $P_{im,fd}$ ， P_{im} はそれぞれ流体ダイオードの有無における両方向タービンの入力， $P_{ofm,fd}$ ， P_{ofm} はそれぞれ流体ダイオードの有無における正方向タービンの出力を示し，横軸はタービン回転数 n を表わす。図より，流体ダイオードの使用により，わずかではあるがタービン回転数が $n < 700\text{ rpm}$ では正方向タービンの出力が増加するが， $n \geq 700\text{ rpm}$ では流体ダイオードの使用により正方向タービンの出力が減少することがわかる。これは， $n < 700\text{ rpm}$ では流体ダイオードの整流効果により正方向タービンへの流量が増加するが， $n \geq 700\text{ rpm}$ では正方向タービンへの流量が減少したためと思われる。また， n の大きさに関わらず $P_{im,fd} > P_{im}$ となっており，流体ダイオードの使用により大気と空気室の圧力差が増加していることがわかる。

5.9.8 まとめ

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンの性能に及ぼす流体ダイオードの影響を調査した。CFD および風洞試験を用いて考察した結果，円錐型ノズルのみで構成される流体ダイオード（Type I）は本タービンには適さず，一方で特殊型流体ダイオード（Type II）はタービン性能改善の可能性を有することがわかった。

また波力発電用ツイン衝動型タービンに本研究で提案した流体ダイオードを設置することで，わずかではあるがタービン出力が増加する一方，大気と空気室の圧力差が増加し，効率が低下する。したがって，流体ダイオードの開発においては，正方向，逆方向の両流れの圧力差を大きくすると同時に，正方向流れにおける圧力を低く抑えることが重要である。



(a) 吐出し

(b) 吸込み

図 5.33 流体ダイオードを用いたツイン衝動型タービン

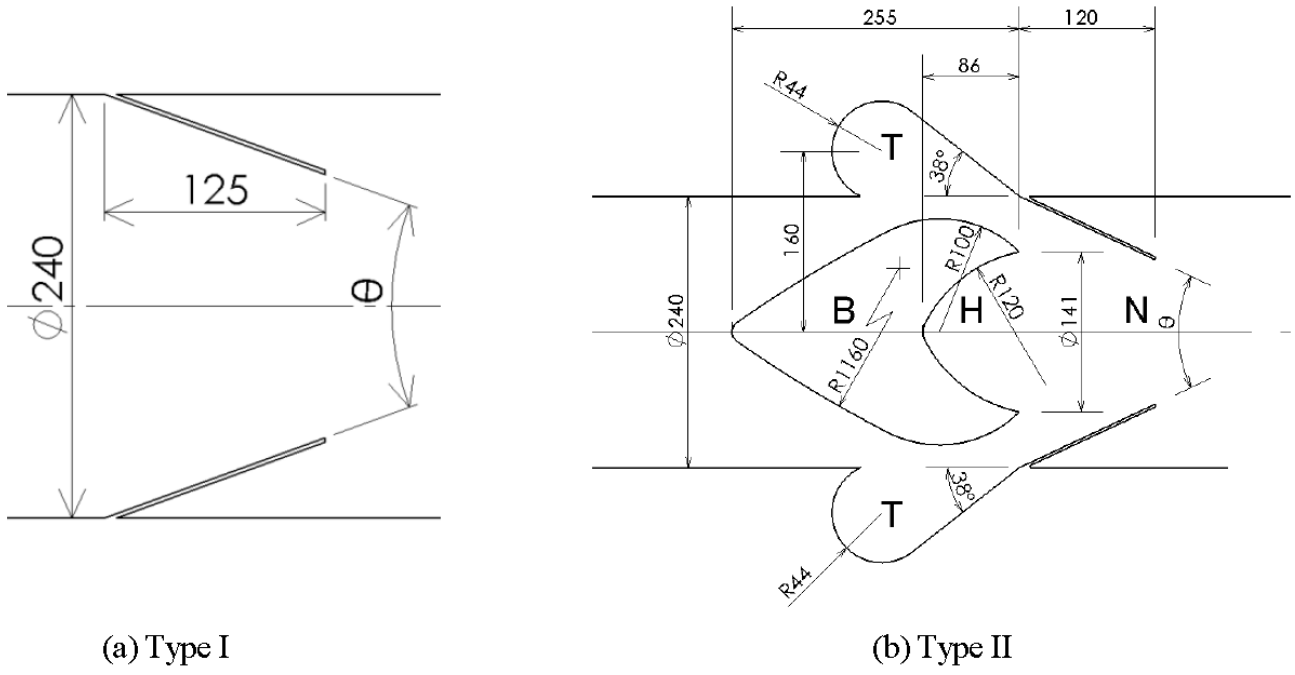


図 5.34 流体ダイオード

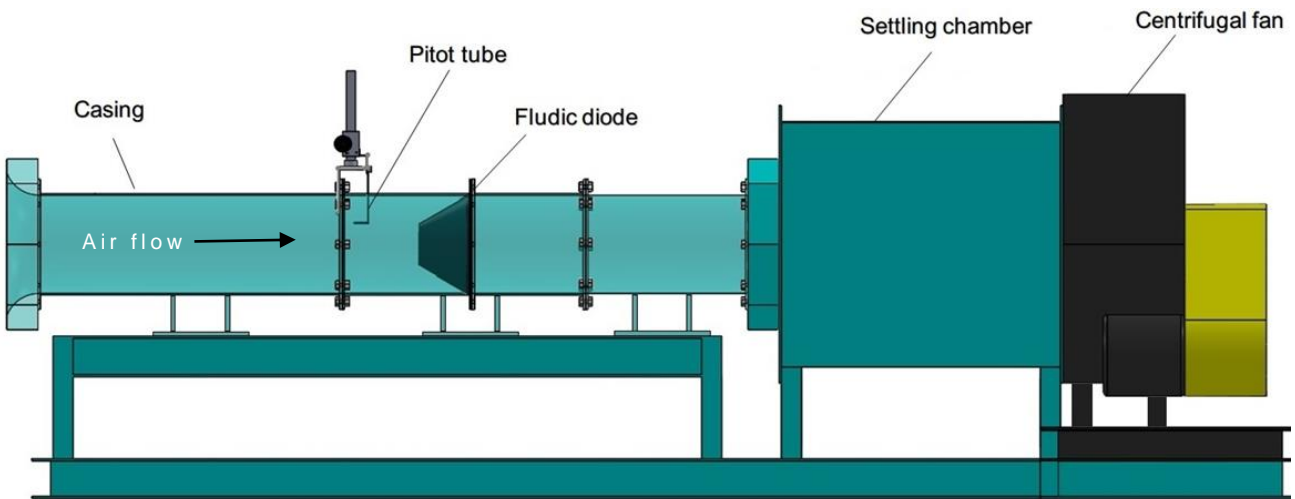


図 5.35 風洞試験装置

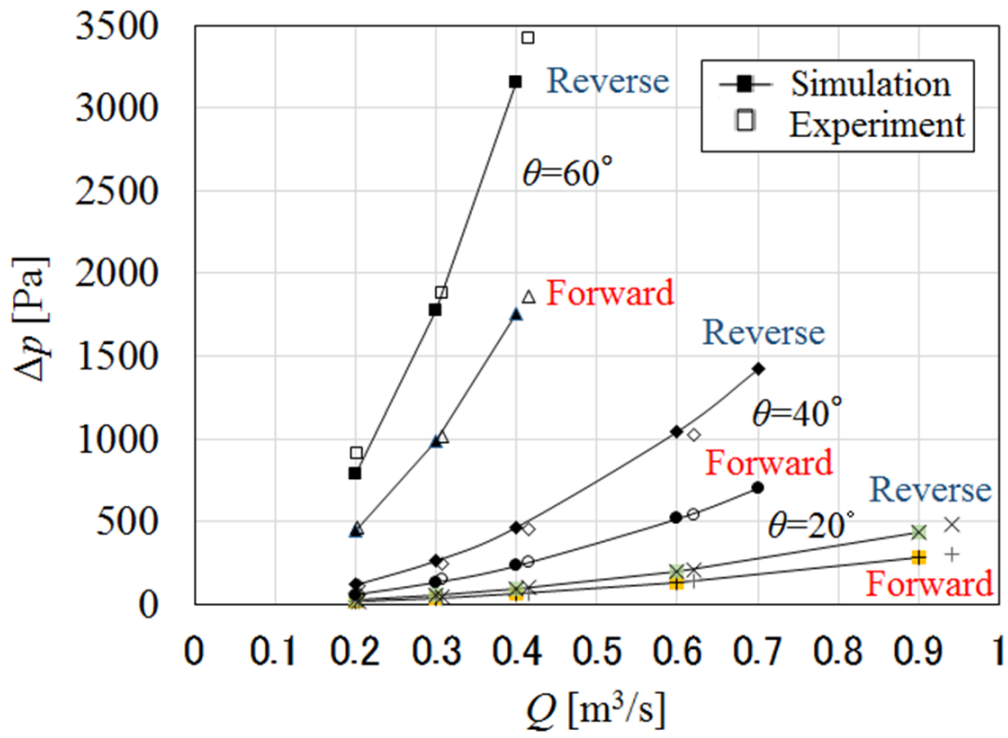


図 5.36 Δp - Q 特性 (Type I)

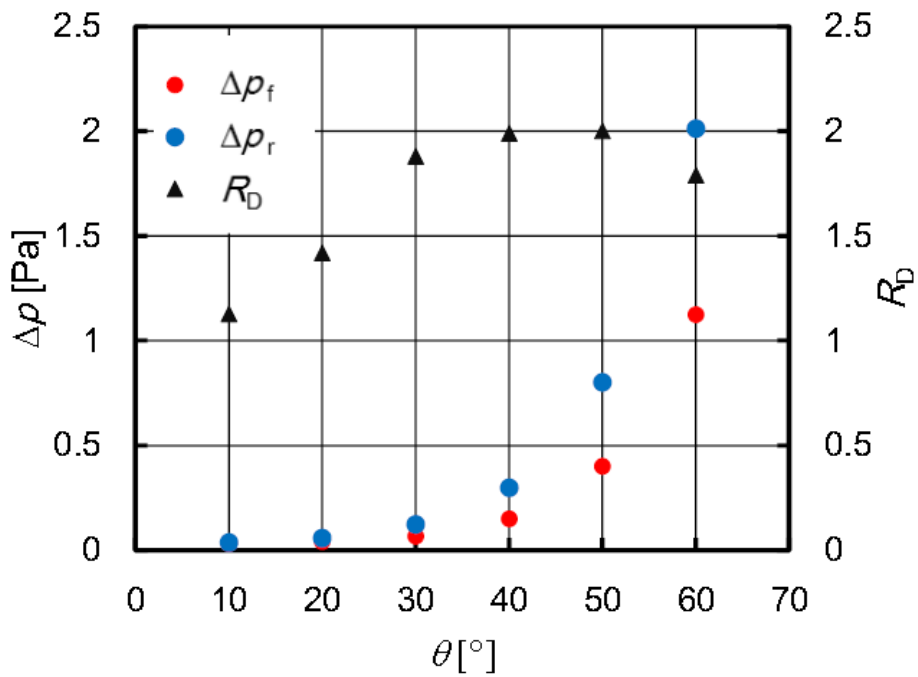


図 5.37 圧力差と圧力比に及ぼすテーパ角 (Type I, $Q=0.32\text{m}^3/\text{s}$)

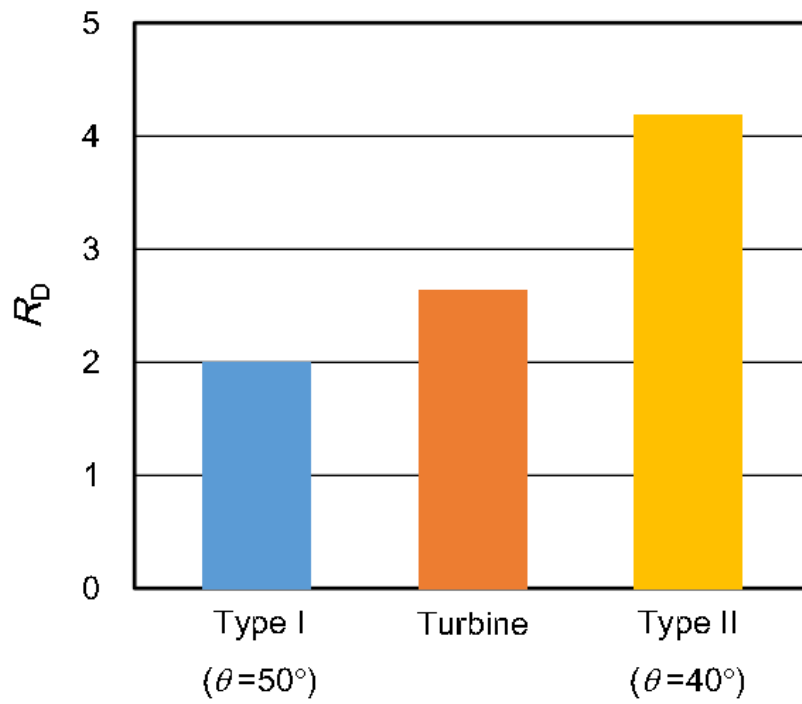


図 5.38 圧力比の比較

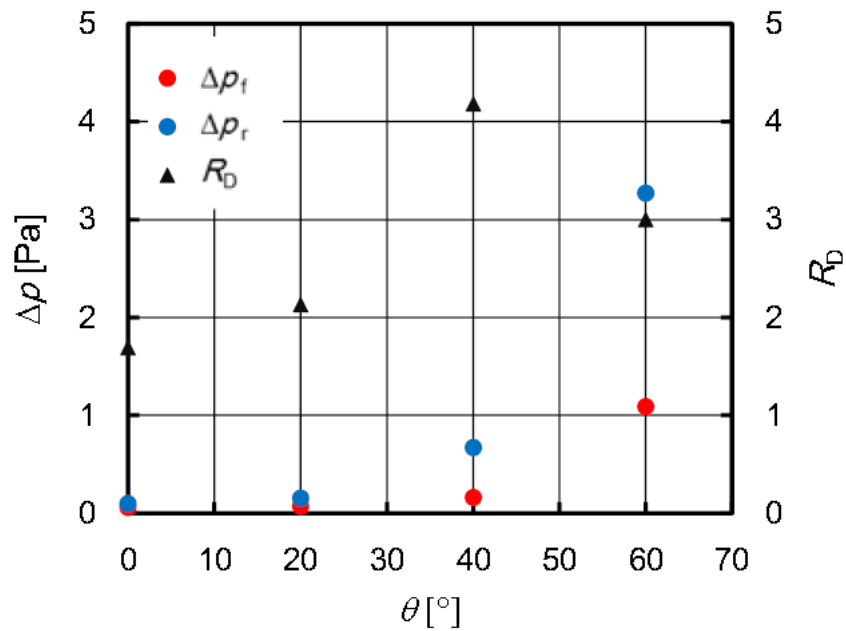
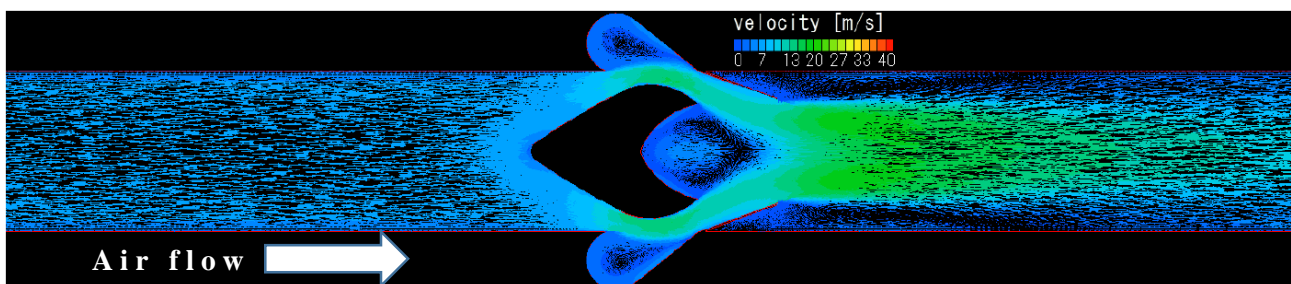
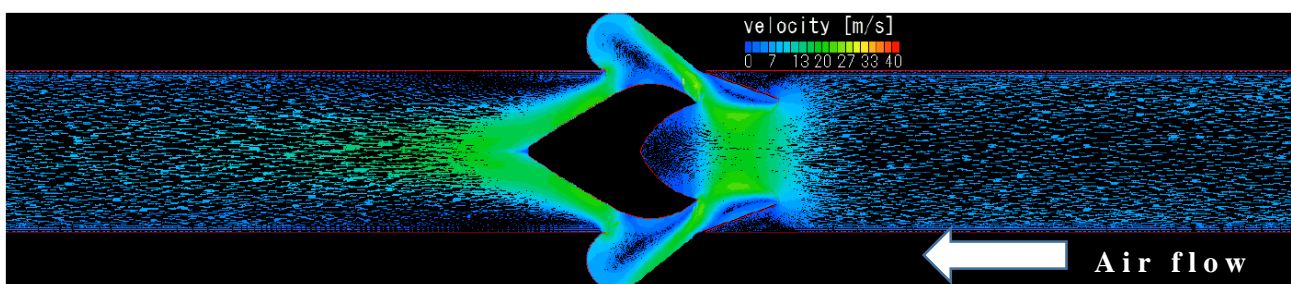


図 5.39 圧力差と圧力比に及ぼすターパ角 (Type II, $Q=0.32\text{ m}^3/\text{s}$)

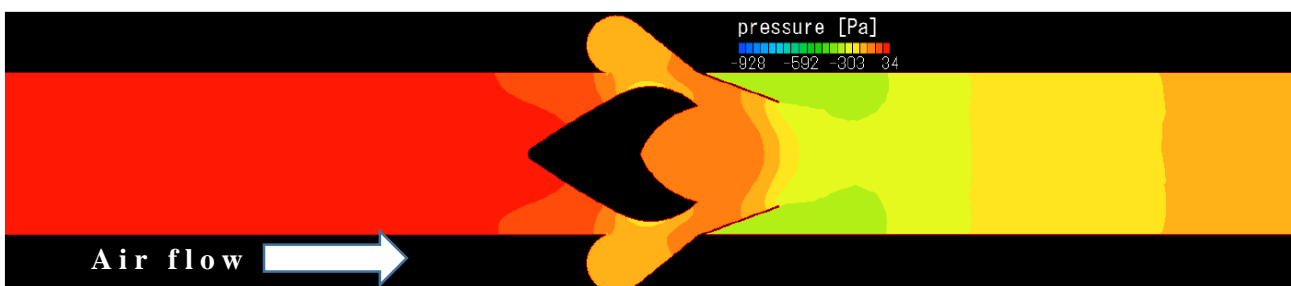


(a) 正方向流れ

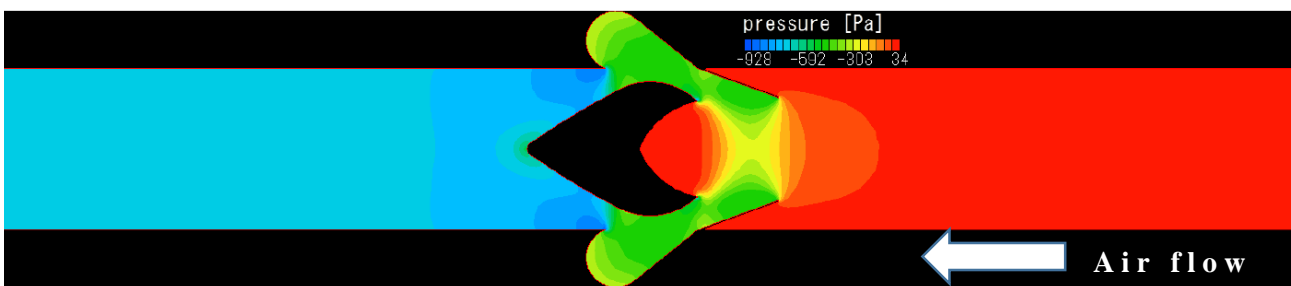


(b) 逆方向流れ

図 5.40 流体ダイオード内の速度分布 (Type II, $\theta=40^\circ$)



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.41 流体ダイオード内の圧力分布 (Type II, $\theta=40^\circ$)

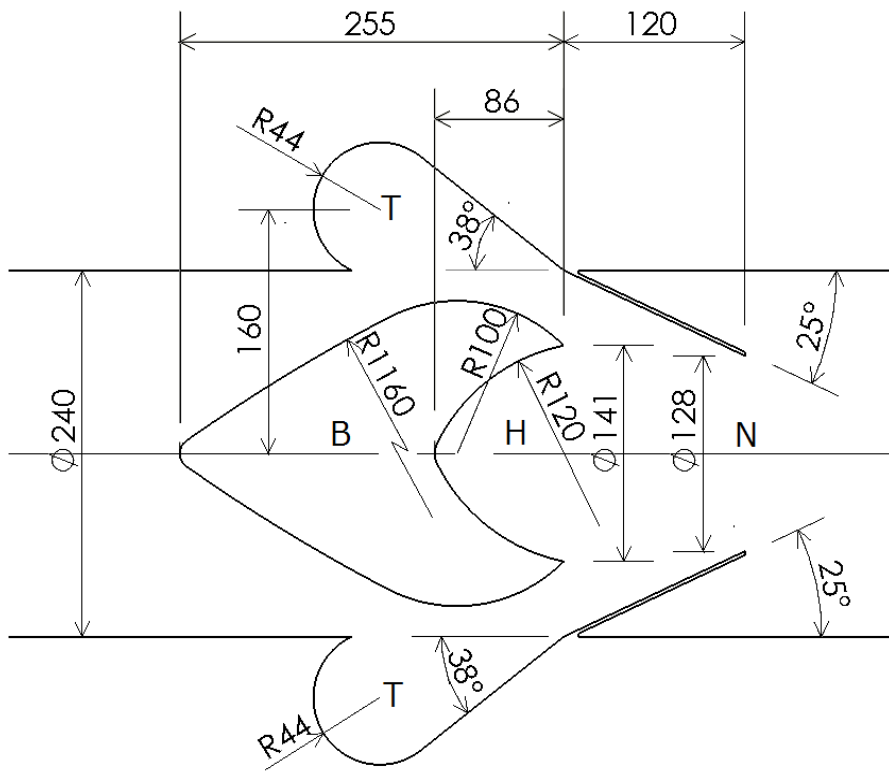
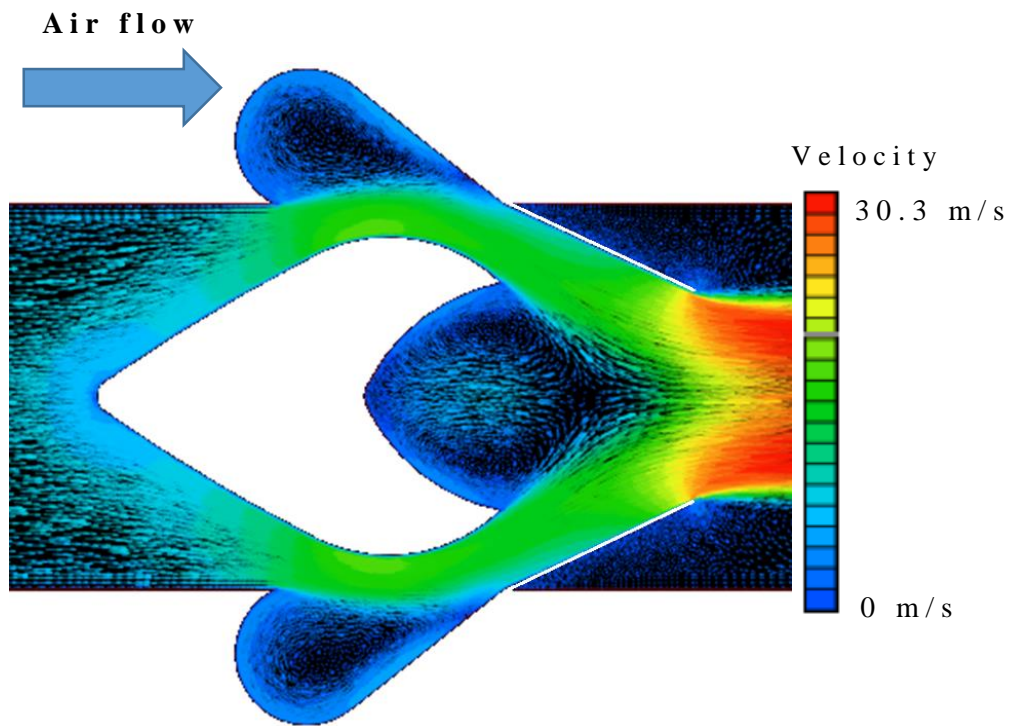
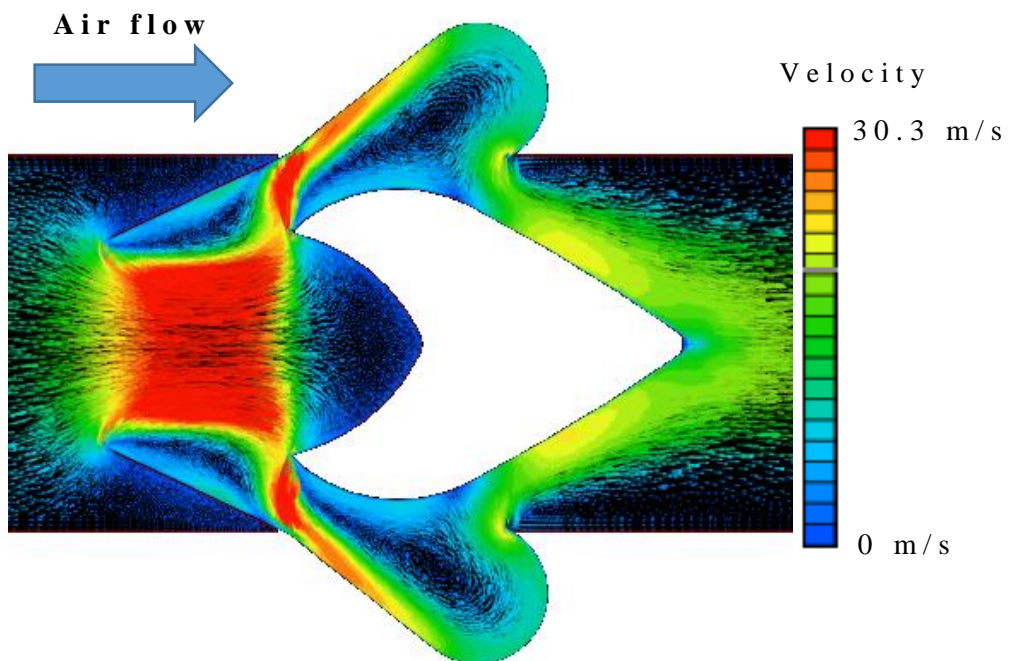


図 5.42 流体ダイオード子午面形状

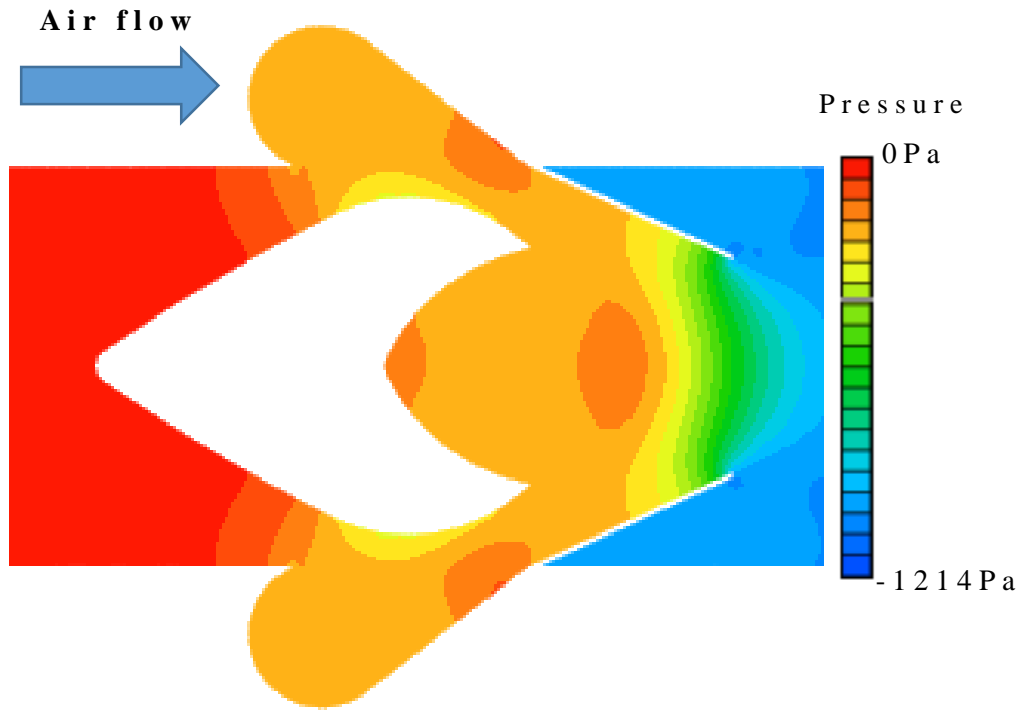


(a) 正方向流れ

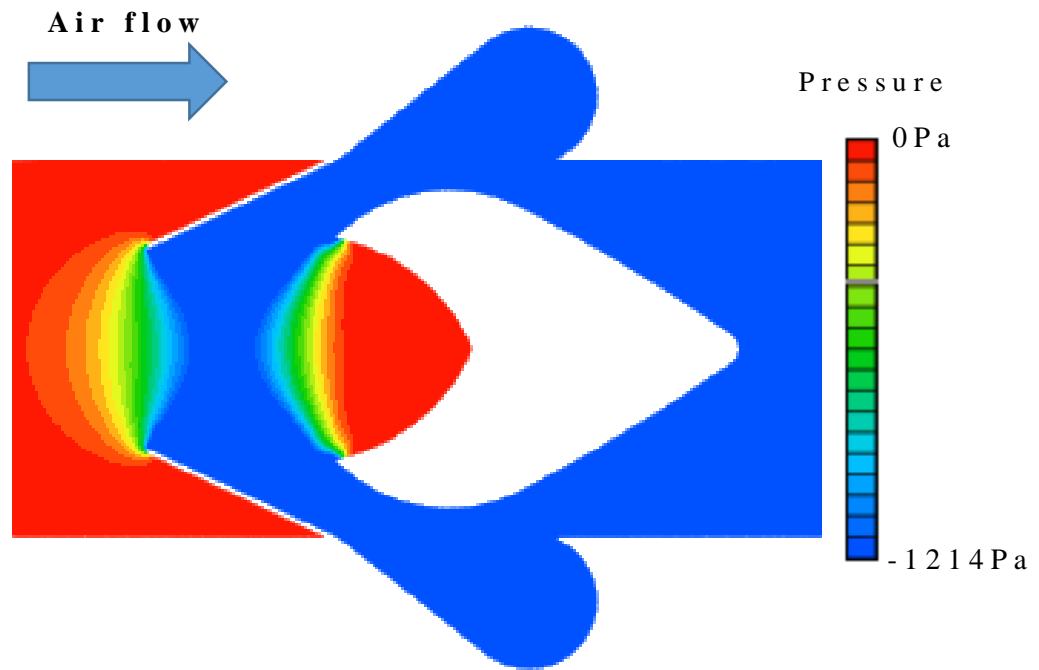


(b) 逆方向流れ

図 5.43 流体ダイオード内部の速度分布



(a) 正方向流れ



(b) 逆方向流れ

図 5.44 流体ダイオード内部の圧力分布

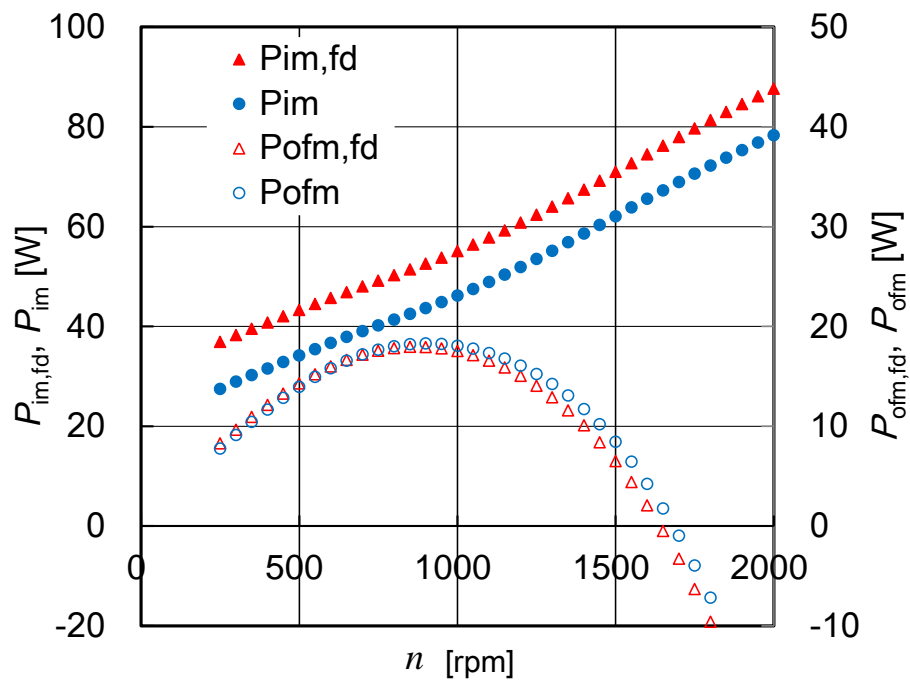


図 5.45 各流れ方向における流体ダイオードの効果

5.10 起動特性に及ぼす流体ダイオードの効果

5.10.1 まえがき

本研究では，波力発電用ツイン衝動型タービンにおける逆方向タービンの流量を抑制するために流体ダイオードを採用し，定常流におけるタービン特性と CFD により求める流体ダイオードの圧力特性を用いた準定常解析手法を用いた数値解析⁽⁷⁸⁾により，本タービンの起動特性に及ぼす流体ダイオードの効果を調査した。

5.10.2 供試タービン

数値解析に必要な定常流の実験に使用した供試タービンは，図 5.2 に示す衝動型ロータの前に固定案内羽根を有するものである。ロータについて，翼弦長： $l=54\text{mm}$ ，翼高さ： 44mm ，翼先端すき間： 1mm ，平均半径 R における弦節比： 2.02 ，前縁半径： 1.5mm ，後縁半径： 0.5mm ，ハブ比： $\nu=0.7$ の 2 次元形状を有する衝動型ロータ⁽⁷¹⁾である。供試案内羽根は，図 5.4 に示されるように円弧と直線からなる弦長： 70mm ，厚さ： 0.5mm の薄翼で，設定角： 20° ，ロータと案内羽根の間隔は 10mm ，平均半径 R における弦節比： 2.27 である。

5.10.3 CFD の解析条件

本研究では，CFD により定常流における流体ダイオードの整流特性を求める。解析ソフトには，Cradle 社の SCRYU/Tetra を用いた。支配方程式はレイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式 (RANS) とし，乱流モデルには標準 $k-\varepsilon$ モデルを用いた。解析領域は，円管と流体ダイオードで構成される流路となっており，約 230 万要素の格子で構成されている。境界条件として，円管内壁と流体ダイオードを No-slip 条件とし，出口では一定流量を管内から流出させ，入口は大気開放とした。

5.10.4 非定常流におけるタービンの起動特性

波力発電用ツイン衝動型タービンの非定常流中での性能を評価するため、定常流におけるタービン特性（図 5.6）と流体ダイオードの圧力係数 C_p を用いた準定常解析手法により、吐出し用、吸込み用の各タービン（図 5.33 参照）における流量を計算した⁽⁷⁸⁾。本計算では非定常流として図 5.7 に示す正弦波の速度変化（最大流量 $Q=0.32\text{m}^3/\text{s}$ ，周期 $T=10\text{s}$ ）を採用する。タービンの起動特性は、回転軸まわりのロータの運動方程式を初期値問題として、ルンゲ・クッタ・ギル法で解くことにより得られるタービンの挙動によって評価する⁽⁸⁰⁾。ここで、タービンは無負荷状態とし、図 5.6(a)のトルク特性を利用して 2 つのタービンの無次元角速度 $\omega^*(=\omega T, \omega: \text{タービン角速度})$ と無次元時間 $t^*(=t/T, t: \text{時間})$ の関係を求めた。また、ロータ 1 個の慣性モーメントは $I=0.116\text{kgm}^2$ である。

図 5.46 は、タービンの起動特性に及ぼす流体ダイオードの効果を示す。図より、吐出し用タービン T_1 ，吸込み用タービン T_2 とともに、わずかではあるがダイオードありのタービンが早く加速していることがわかる。これは、流体ダイオードの効果により、逆方向タービンの流量が抑制され、正方向タービンのトルクが増加したためである。

5.10.5 まとめ

本研究の結果、流体ダイオードの使用により波力発電用ツイン衝動型タービンにおける逆方向タービンへの気流流入が抑制され、わずかではあるがタービンの起動特性が向上することが明らかになった。

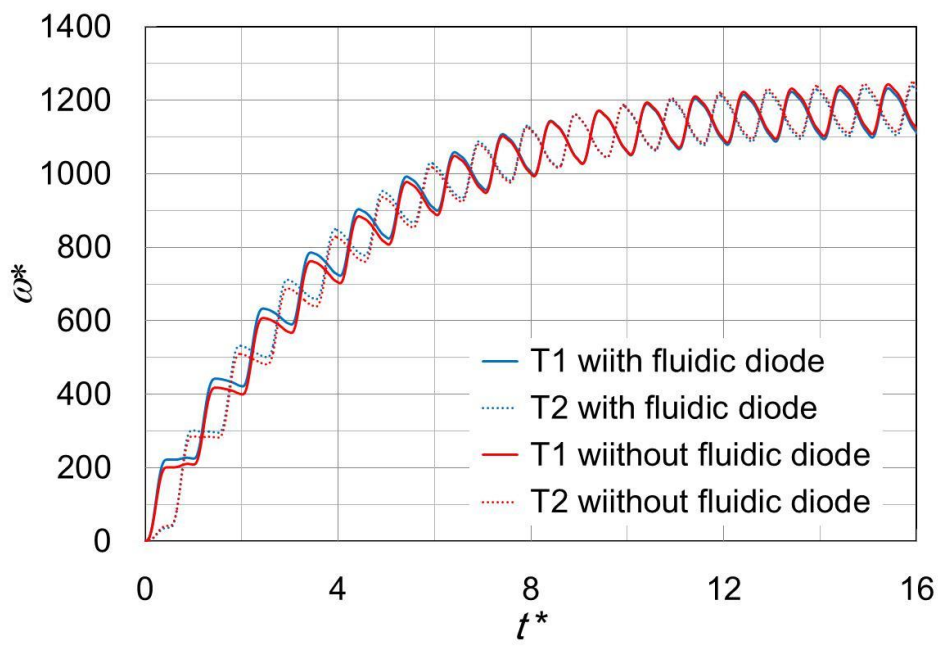


図 5.46 起動特性に及ぼす流体ダイオードの影響

第 6 章 ツイン往復流型タービン

6.1 まえがき

2.5 節 ツイン往復流型タービンで述べたように現在の空気タービンの主流であるウエルズタービンは低い流量係数では比較的高い効率を示すが、高い流量係数では激しい失速現象が発生し、トルクが著しく低下するため、起動性が悪いという欠点を有する^{(82)~(85)}。したがって、有用性の高い波力タービンを開発するためには、この欠点を克服する必要がある。

一方、新しい波力タービンとして、失速現象が発生せず高い流量係数で高いトルクが得られる往復流型衝動タービン⁽⁷⁸⁾が開発されている。このタービンは、ウエルズタービンに比べて構造が複雑で製造コストが高いと考えられているが、起動性が極めて高いという利点を有する。そこで、ウエルズタービンの起動特性を改善するため、図 6.1 に示すようなブースタータービンとして小型の往復流型衝動タービンを利用した新しい波力発電用タービンシステムを提案し、その特性について調査することを目的とする。

本章では、ツイン往復流型タービンに関して、実験的および解析的に特性を解明した。

6.2 供試タービン

定常流を用いた性能試験で採用したウエルズタービンの概要を図 6.2 に示す。ケーシング直径 300mm、弦長 $l=90\text{mm}$ 、翼型 NACA0020、翼枚数 6、平均半径 R における弦節比 0.67、ハブ比 $\nu=0.7$ 、アスペクト比 0.5、翼端直径 299mm、翼先端すき間 0.5mm、平均半径 $R=127.5\text{mm}$ 、翼高さ 45mm である^{(83)・(84)}。

往復流型衝動タービンの概要を図 6.3 に示す。このタービンは、

ケーシング直径 300mm,ロータ翼型は正圧側が半径 30.2mm の円弧,負圧側が半長軸 125.8mm,半短軸 41.4mm の楕円により構成され,弦長 54 mm,翼枚数 30,平均半径 R における弦節比 2.02,翼入口(出口)角 60° ,厚み比 0.298,翼先端直径 299mm,ハブ比 $\nu=0.7$,翼先端すき間 0.5mm,平均半径 $R=127.5\text{mm}$ である。案内羽根はロータの上流側と下流側に 10mm の間隔をあけて設置され,弦長 70mm,羽根枚数 26,平均半径における弦節比 2.27,厚み比 0.0071,設定角 30° ,反り角 60° ,直線部長さ 34.8mm,円弧部半径 37.2mm である⁽⁸⁶⁾。

6.3 定常流におけるタービン性能

図 6.4 は,定常流におけるタービン特性を示す。図 6.4(a)より,低い流量係数の範囲で両タービンともトルク係数は上昇している。しかし,ウエルズタービンの C_T は失速により $\phi=0.34$ で急激に減少し,失速後に再びわずかに上昇している。衝動タービンの C_T は,低い流量係数の範囲で緩やかに上昇しているがウエルズタービンの失速後,ウエルズタービンに比べ極めて高い値を示している。図 6.4(b)に示す入力係数 C_A もまた流量係数とともに上昇している。ウエルズタービンの C_A は失速点でわずかに減少しているが,衝動タービンの C_A は全ての ϕ の範囲で ϕ とともに上昇し, $\phi>1.3$ においてほぼ一定の値となっている。図 6.4(c)より,ウエルズタービンの効率は失速点より低い ϕ の範囲では衝動タービンより高い。しかし,失速後は衝動タービンの η がウエルズタービンに比べて高く,ウエルズタービンの η は 0.04 未満である。最高効率は,両タービンともほぼ同様に 0.48 である。

6.4 数値解析によるタービン性能の予測

6.4.1 作動特性

波力発電用タービンは往復気流中で作動するため、同様の条件でのタービン性能を求める必要がある。ウエルズタービンの往復気流中での性能に及ぼすブースタータービンの影響を明らかにするため、6.3節で得られた $C_T-\phi$, $C_A-\phi$ 特性により準定常解析を用いた数値シミュレーション⁽⁷⁸⁾を行う。本シミュレーションでは非定常流として、図 5.7 に示すような正弦波の速度変化を採用する。さらに本タービンは、気流の方向や速度によりトルクは変動するが、本研究ではタービンは定回転数制御のもとで作動し、タービン角速度は一定であると仮定する。

空気室における流量 q およびタービン角速度 ω を次式で表す。

$$q = Q_0 \sin(2\pi t/T) \quad (6.1)$$

$$\omega_w = \omega_i = \omega = \text{const.} \quad (6.2)$$

ここに、 Q_0 , t , T は、それぞれ最大流量、時間、波の周期であり、添字“W”と“i”はそれぞれウエルズタービン T_w と衝動型タービン T_i を意味する。本シミュレーションでは、 $Q_0=0.640\text{m}^3/\text{s}$, $T=10\text{s}$ として計算する。

2つのタービンを通過する流量 q_w , q_i は、図 6.4 に示す $C_T-\phi$, $C_A-\phi$ 特性と次の4つの式を連立して解くことで求める。

$$q = q_w + q_i \quad (6.3)$$

$$\Delta p_w = \Delta p_i = \Delta p \quad (6.4)$$

$$\phi_w = v_{aw}/u_w = (q_w/A_w)/(R_w \omega) \quad (6.5)$$

$$\phi_i = v_{ai}/u_i = (q_i/A_i)/(R_i \omega) \quad (6.6)$$

ここに， A はタービン単体の流路面積である。

周期的往復流における本タービンシステムの作動特性は，次式で計算される波の一周期における平均効率 η_m と流量係数 Φ との関係で評価した。

$$\eta_m = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (T_w + T_i) \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta p q dt} \quad (6.7)$$

$$\Phi = (Q_0 / A_w) / u_w \quad (6.8)$$

6.4.2 起動特性

タービンの起動特性は，次式で与えられる回転軸まわりのロータの運動方程式を初期値問題として，ルンゲ・クッタ・ギル法で解くことにより得られるタービンの挙動によって評価する。

$$I' \frac{d\omega}{dt} + T_L = T_0 \quad (6.9)$$

ここで， I' と T_0 は，それぞれウエルズタービンと衝動型タービンの慣性モーメントの和 ($=I_w + I_i$) と出力トルクの和 ($=T_{0,w} + T_{0,i}$)， T_L は負荷トルクである。本シミュレーションでは，タービンは無負荷状態 ($T_L = 0$) で作動すると仮定し，図 6.4(a) の結果を利用してタービンの無次元角速度 ω^* ($=\omega T$) と無次元時間 t^* ($=t/T$) の関係を求める。

6.5 起動特性の改善

本シミュレーションでは，タービン直径比 D_i/D_w を 0.2 から 1 まで変化させて，その起動特性への影響を調査する。なお，次式に示

すように，直径比を変化させても 2 台のタービンの流路面積の和は常に等しいと仮定する。

$$A_w + A_i = \pi(1 - \nu^2)(D_w^2 + D_i^2)/4 = A_0 = \pi D_0^2/4 \quad (6.10)$$

本シミュレーションで用いた各タービンの直径と慣性モーメントを表 6.1 に示す。

図 6.5 は，シミュレーションで得られた起動特性に及ぼすタービン直径比 D_i/D_w の影響を示す。図より，全ての D_i/D_w とウエルズタービン単体について，タービンは静止状態から準定常の無拘束回転に達しているが，ブースタータービンを採用したほうがウエルズタービン単体より早く起動することがわかる。さらに， D_i/D_w が大きいほうが早く起動し，無拘束状態の回転数が低いことがわかる。

6.6 性能に及ぼすブースター直径の影響

本計算では，ウエルズタービンのケーシング直径を $D_w=300\text{mm}$ ，ブースターである衝動タービンのケーシング直径 D_i を 0mm （ブースターなし）から 300mm までの 5 種類を採用することで， η_m に及ぼす直径比 D_i/D_w の影響を調査する。

図 6.6 は，本計算で得られた本タービンの作動特性に及ぼすタービン直径比 D_i/D_w の影響を示す。図より，ブースター付きタービンの場合，全ての D_i/D_w においてウエルズタービン単体（ $D_i/D_w=0$ ）より高流量係数における効率が低いことがわかる。これは，高流量係数において，ウエルズタービンに代わり衝動タービンによりトルクが得られたためと思われる。一方，低い流量係数では， $D_i/D_w=0.167$ のブースター付きタービンの効率がウエルズタービン単体より高い値を示している。これは，低い流量係数でもウエルズタービンに加えてブースターでもトルクが得られたためと思われる。

6.7 まとめ

本研究では，ウエルズタービンの起動特性を改善するため，小型の往復流型衝動タービンをブースタータービンとして採用した新しい波力発電用タービンシステムを提案するとともに，周期的往復流における本タービンの起動特性と平均効率を準定常解析により予測した。その結果，以下の結論を得た。

- (1) 小型の往復流型衝動タービンをブースターとして使用することで，ウエルズタービンの起動特性を改善できる。
- (2) 本タービンシステムの起動特性は，ウエルズタービンと衝動タービンの直径比に強く依存する。
- (3) ブースターを使用することでタービンの効率が向上し，その程度はウエルズタービンとブースターの直径比に大きく依存する。

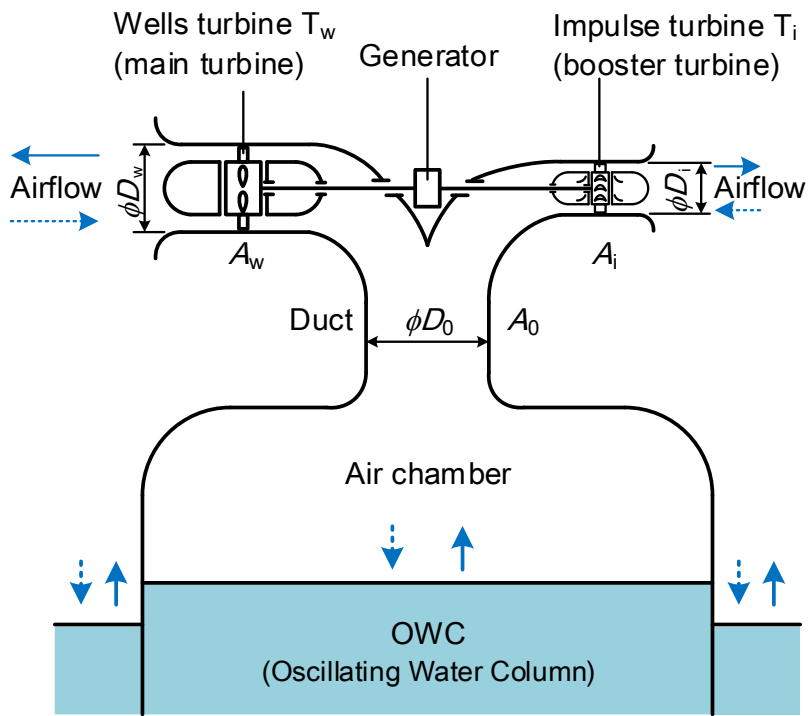


図 6.1 ツイン往復流型タービン

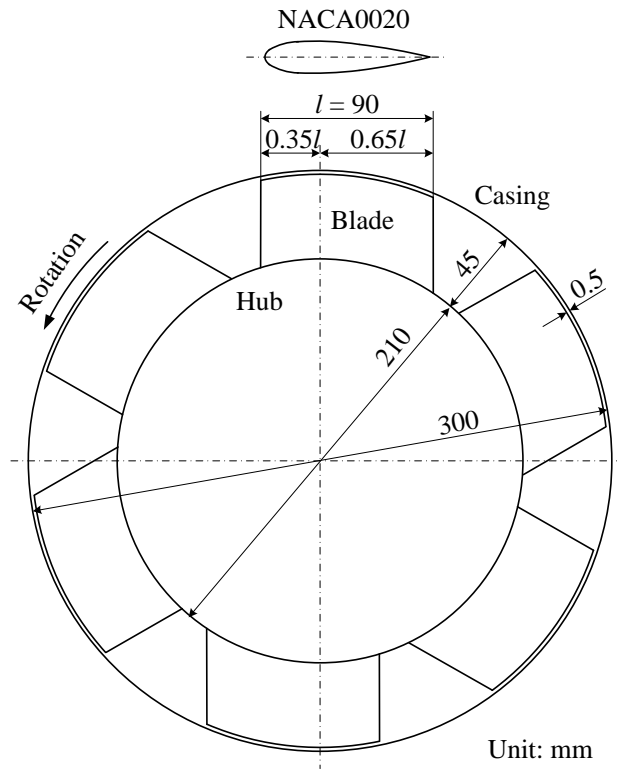


図 6.2 供試ウェルズタービン

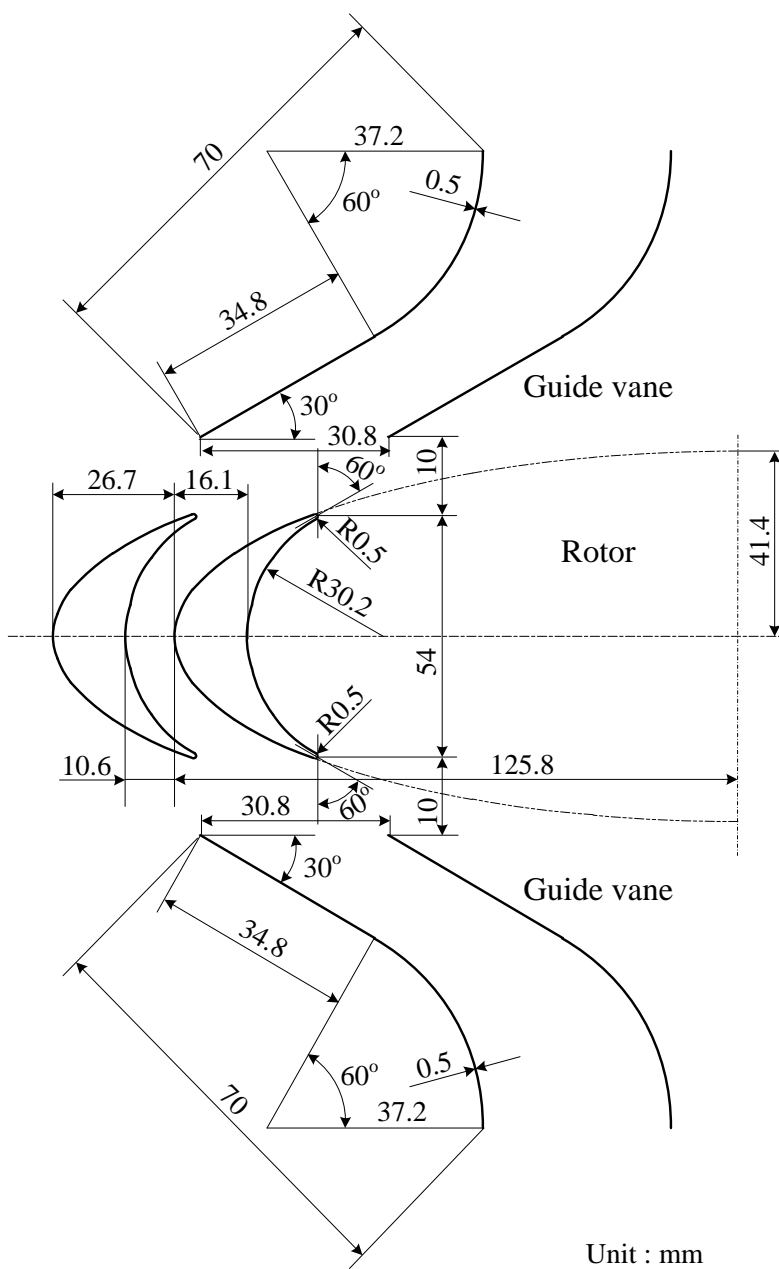
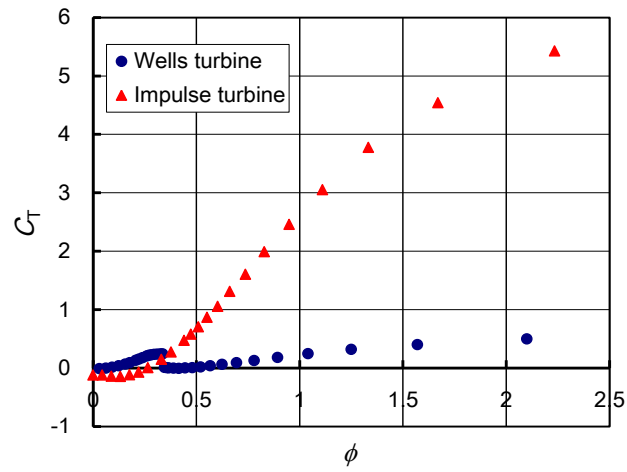
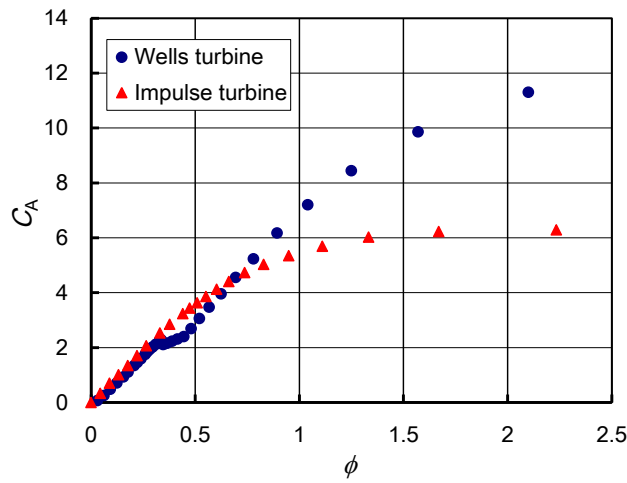


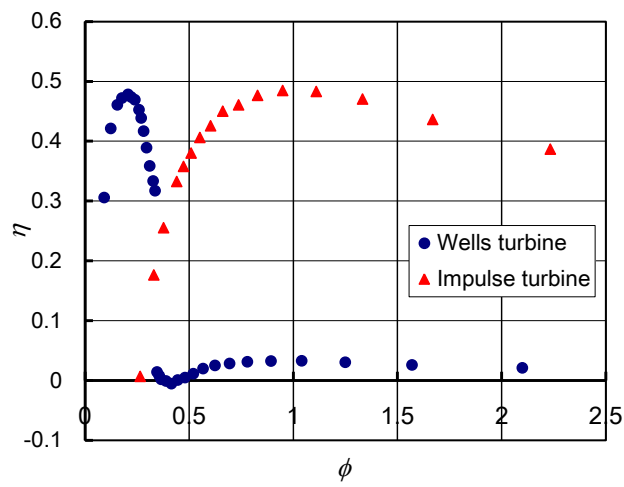
図 6.3 供試衝動型タービン



(a) トルク係数



(b) 入力係数



(c) 効率

図 6.4 定常流におけるタービン特性

表 6.1 タービン直径と慣性モーメント

D_i/D_w	D_w [m]	D_i [m]	I_w [kgm ²]	I_i [kgm ²]	I [kgm ²]
1.0	0.300	0.300	0.0193	0.1159	0.1353
0.833	0.326	0.272	0.0292	0.0705	0.0998
0.667	0.353	0.235	0.0436	0.0344	0.0780
0.5	0.379	0.190	0.0626	0.0117	0.0743
0.333	0.402	0.134	0.0840	0.00207	0.0861
0.2	0.416	0.083	0.0991	0.00019	0.0993
Single	0.424	0	0.1093	0	0.1093

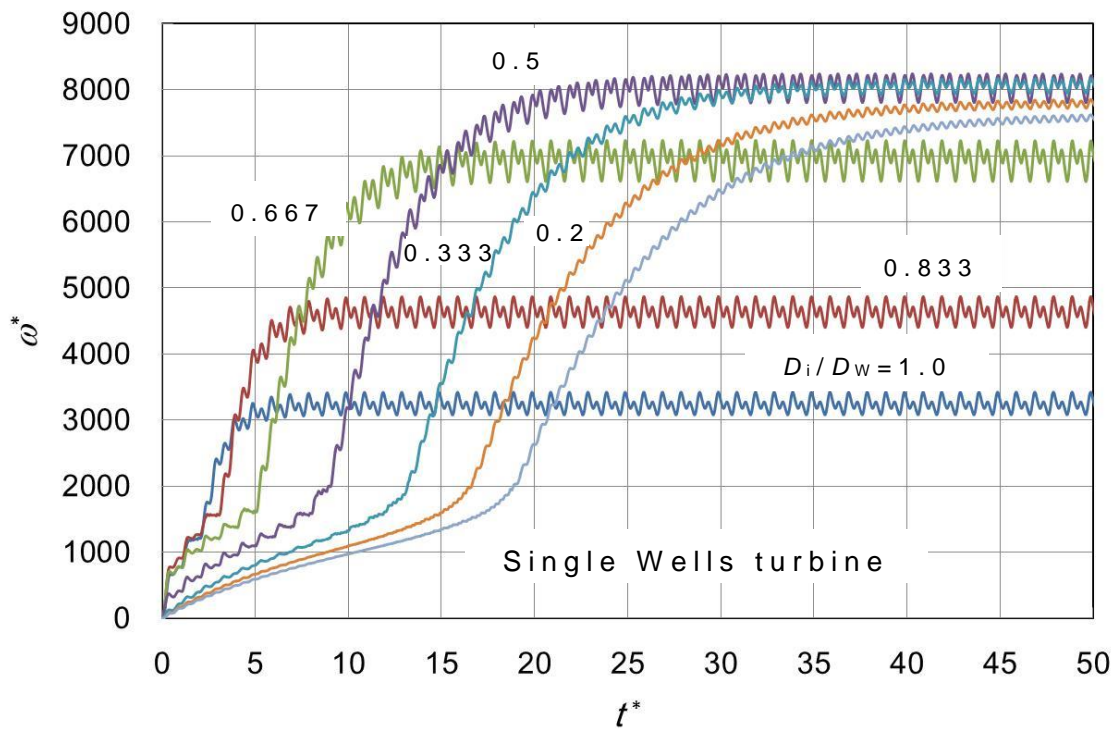


図 6.5 起動特性に及ぼすタービン直径比の影響

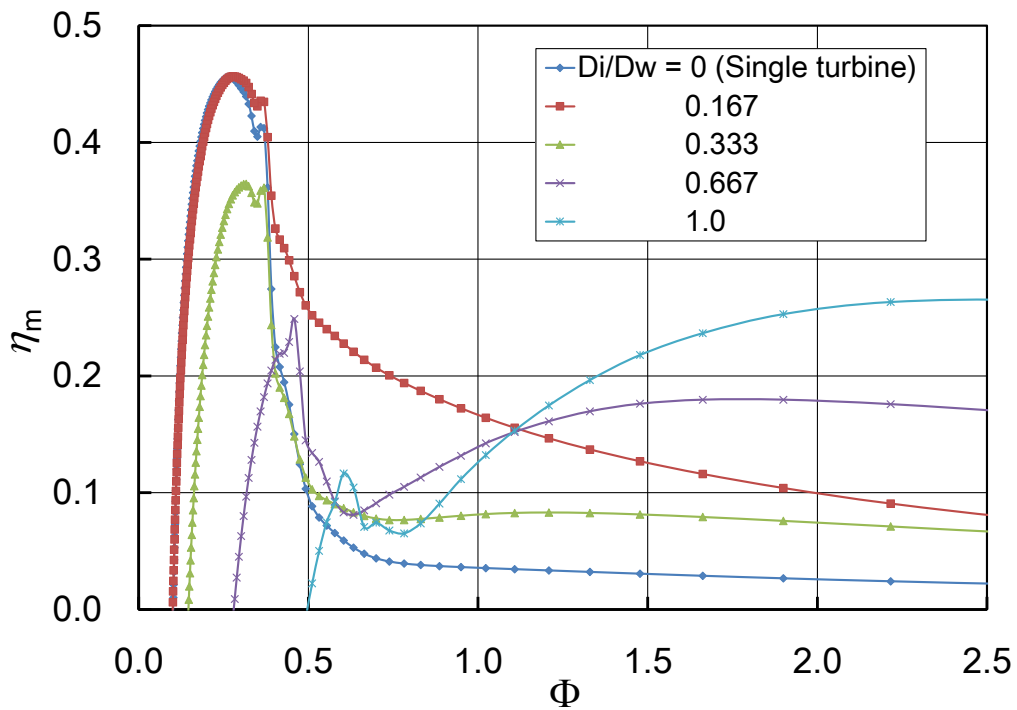


図 6.6 作動特性に及ぼすタービン直径比の影響

第 7 章 波力発電用ツインタービンの性能比較

本研究で対象とした 2 つのタービン，すなわちツイン衝動型タービンおよびツイン往復流型タービンの有用性を評価するため，それぞれの好適な幾何形状を有するタービンの周期的往復気流における平均効率を，従来使用されている波力発電用タービンと比較する。ここで，比較対象の波力タービンとしてウエルズタービン（図 6.2）および往復流型衝動タービン（図 6.3）を採用する。

図より，ツイン衝動型タービンの最大効率が最も高く 0.483 であり，このタービンの有用性を確認することができた。一方，ツイン往復流型タービンであるブースターを有するウエルズタービンについては，小型の往復流型衝動タービンにより失速領域の効率を大きくするため，安価でウエルズタービンの性能を改善することが可能である。

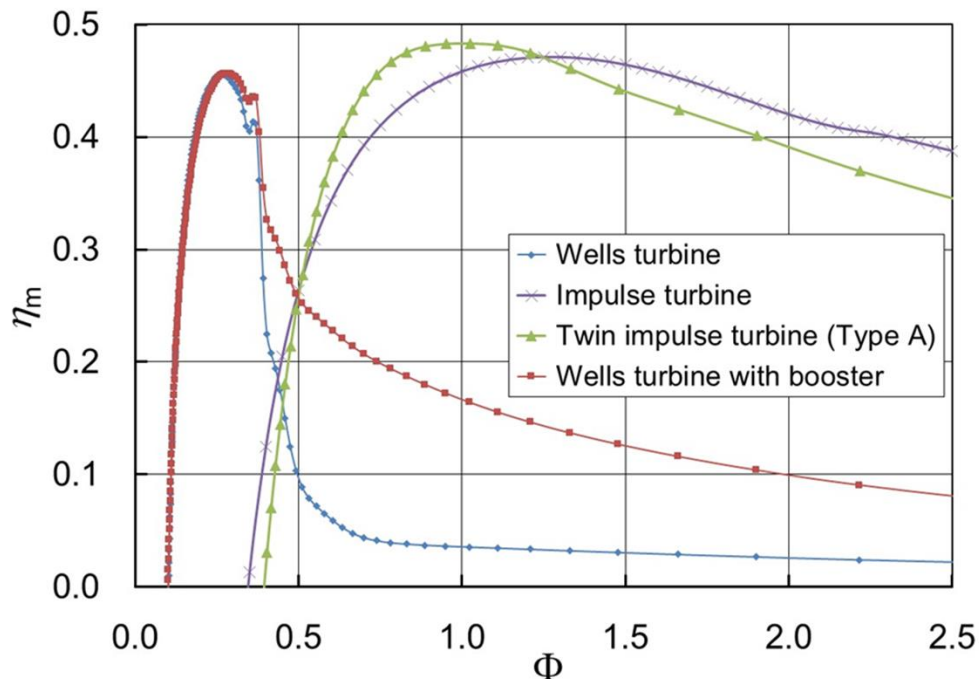


図 7.1 各波力タービンの周期的往復気流における平均効率

第 8 章 結論

高性能の波力発電プラントを実現するため，定常流によるモデル試験および CFD，準定常解析手法を用いた数値解析により，波力発電用ツインタービンの性能を調査するとともに，好適な幾何形状を提案した。

本研究で得られた結論を要約すると，以下の通りである。

ツイン衝動型タービン

- (1) 2つのタービンを発電機 1 台で統合した場合，非定常流におけるタービンの平均効率は 2 台の場合に比べて大きく低下する。
- (2) ロータ形状は，効率の観点からは Type A，整流効果の観点からは Type B がそれぞれ好適なタービンと考えられる。
- (3) ロータ弦節比 σ_r は $1.5 \leq \sigma_r \leq 2.0$ 近傍が好適であると思われる。
- (4) 案内羽根設定角 θ は $20^\circ \leq \theta \leq 23^\circ$ 近傍が好適であると思われる。
- (5) 案内羽根弦節比 σ_g は 2.0 程度が好適であると思われる。
- (6) ツイン衝動型タービンの最大効率点において，全入力パワーの 3 割以上が逆方向のタービンで失われ，タービンの平均効率が大きく低下する。
- (7) 逆方向タービンの回転数を正方向タービンのそれより大きくすることで，逆方向タービンの流量抑制が可能であると思われる。
- (8) 円錐型ノズルのみで構成される流体ダイオード (Type I) は本タービンには適さず，一方で特殊型流体ダイオード (Type II) はタービン性能改善の可能性を有することがわかった。
- (9) 流体ダイオードを設置することで，わずかではあるがタービン出力が増加する一方，大気と空気室の圧力差が増加し，ター

ビン効率が低下する。

- (10) 流体ダイオードの使用により逆方向タービンへの気流流入が抑制され，わずかではあるがタービンの起動特性が向上する。

ツイン往復流型タービン

- (11) 小型の往復流型衝動タービンをブースターとして使用することで，ウエルズタービンの起動特性を改善できる。
- (12) 本タービンの起動特性は，ウエルズタービンと衝動タービンの直径比に強く依存する。
- (13) ブースターを使用することで，ウエルズタービンの失速領域における効率が大きく向上し，その程度はウエルズタービンとブースターの直径比に大きく依存する。

波力発電用ツインタービンの性能比較

- (14) 周期的往復流における平均効率の比較により，ツイン衝動型タービンの有用性が確認された。
- (15) ツイン往復流型タービンは，小型の往復流型衝動タービンにより失速領域の効率を大きくするため，安価でウエルズタービンの性能を改善することが可能である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり，常に適切なお指導をいただき，また本論文の取りまとめに至るまでの全般にわたり，終始変わらぬご教示とご鞭撻を賜りました佐賀大学海洋エネルギー研究センターの瀬戸口俊明教授に対し，厚く御礼申し上げます。

そして，本論文をまとめるにあたり佐賀大学の松尾繁教授，木上洋一教授および塩見憲正准教授より，貴重なご意見をいただきました。ここに心より感謝の意を表します。

また，本研究の実施においては，松江工業高等専門学校機械工学科の高見昭康教授および高尾学准教授には，厳しくも優しくご指導をいただき，そして終始変わらぬご教示を賜りました。心より感謝いたします。

さらに，本研究における実験装置の製作および実験の遂行においては，佐賀大学理工学部機械システム工学科環境流動システム学講座の皆様にも多大なるご協力を頂きました。心より感謝の意を表します。

最後に，この度の学位取得をお許し頂きました松江工業高等専門学校，そしていつも温かく励まして頂きました同校実践教育支援センターの皆様にも深く感謝いたします。

2015年3月 奥原真哉

参考文献

- (1) (独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構編, NEDO 再生可能エネルギー技術白書第 2 版, 森北出版, (2014).
- (2) (社) 日本海洋開発建設協会海洋工事技術委員会, 21 世紀の海洋エネルギー開発技術, 山海堂, (2006).
- (3) 清水編著, 自然エネルギー利用学, パワー社, (1990).
- (4) R. Bhattacharyya and M. E. McCormick, *Wave Energy Conversion*, Elsevier, (2003).
- (5) 渡部, 実用化に向かう波力発電(面白くなる海のエネルギー), パワー社, (2009).
- (6) 渡部・近藤, 21 世紀のクリーンな発電として波力発電(原理から応用まで), パワー社, (2005).
- (7) 渡部, 日本精密機械学会論文集, 50 巻, 7 号, (1984), 1166.
- (8) 佐賀大学海洋エネルギー研究センター, <http://www.ioes.saga-u.ac.jp/jp/>.
- (9) 永田, *Journal of Japan Institute of Energy*, Vol.88, (2009), 532.
- (10) 永田, *Journal of the JIME*, Vol.47, No.4, (2012), 127.
- (11) 前田・山下, 日本造船学会誌, 637 号, (1982), 306.
- (12) A. F. de O. Falcao, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, (2010), 899.
- (13) A. F. de O. Falcao, *IEA-OES Annual Report*, (2008), 30.
- (14) EMEC:European Marine Energy Center, <http://www.emec.org.uk/>.
- (15) Wave Energy Center, <http://www.wavec.org/en>.
- (16) Pelamis Wave Power, <http://www.pelamiswave.com/>.
- (17) 近藤編著, 海洋エネルギー利用技術, 森北出版, (1996).
- (18) 本間・ほか 2 名, 海洋エネルギー読本, オーム社, (1980).

- (19) 勝原・ほか 3 名, 第 2 回波浪エネルギーシンポジウム, 海洋科学技術センター, (1987), 83.
- (20) 工藤, 流れの可視化, Vol.6, No. 21, (1986), 34.
- (21) 工藤, 日本造船学会論文集, 第 156 号, (1984), 245.
- (22) 森・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 54 巻, 503 号, (1988), 1685.
- (23) Wave Dragon, <http://www.wavedragon.net/>.
- (24) OCEAN POWER TECHNOLOGIES, <http://phx.corporate-ir.net/phoenix.zhtml?c=155437&p=irol-IRHome>
- (25) JAMSTEC, 波浪エネルギー利用技術の研究開発—沖合浮体式波力装置「マイティール」の開発—, (2004).
- (26) Y. Washio, et al., Proc. of the Tenth Int. Offshore and Polar Engineering Conf., Vol.1, (2000), 373.
- (27) 豊田, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 4 号, (2007), 65.
- (28) 豊田, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 6 号, (2007), 247.
- (29) 福富・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 61 巻, 582 号, B 編, (1995), 572.
- (30) A. F. de O. Falcao and L. M. C. Gato, Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences, from Comprehensive Renewable Energy, Vol.8, (2012), 111.
- (31) T. Setoguchi and M. Takao, Energy Conversion and Management 47, (2006), 2382.
- (32) M. Takao and T. Setoguchi, Int. Journal of Rotating Machinery, Vol.2012, (2012), Article ID717398.
- (33) 瀬戸口・ほか 5 名, 日本機械学会論文集, 65 巻, 634 号, B 編, (1999), 2063.
- (34) 瀬戸口・ほか 3 名, 機械の研究, 40 巻, 12 号, (1988), 1282.
- (35) 瀬戸口・ほか 1 名, フルードパワーシステム, 42 巻, 4 号, (2011), 232.

- (36) 丹・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 61 巻, 583 号, B 編, (1995), 1023.
- (37) 小宮, 三井造船技報, 160 号, (1997), 16.
- (38) A. N. Neal, European Wave Energy Symposium, (1993).
- (39) S.Raghunathan, Prog. Aerospace Sciences, Vol.31, No.4, (1995), 335.
- (40) 井上, ターボ機械, 13 巻, 5 号, (1985), 278.
- (41) 井上・ほか 3 名, 機械の研究, 39 巻, 2 号, (1987), 275.
- (42) M. Takao, et al., Proc. Instn Mech Engrs, Vol.216, Part A, (2002), 223.
- (43) 井上・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 50 巻, 459 号, B 編, (1984), 2592.
- (44) 井上・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 50 巻, 459 号, B 編, (1984), 2599.
- (45) 井上・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 51 巻, 461 号, B 編, (1985), 338.
- (46) 井上・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 51 巻, 468 号, B 編, (1985), 2746.
- (47) 高尾・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 63 巻, 606 号, B 編, (1997), 577.
- (48) 高尾・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 66 巻, 642 号, B 編, (2000), 475.
- (49) M. Takao, et al., Int. Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol.7, No.4, (1997), 308.
- (50) 井上・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 54 巻, 498 号, B 編, (1988), 419.
- (51) 金子・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 55 巻, 509 号, B 編, (1989), 171.

- (52) 金子・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 53 卷, 487 号, B 編, (1987), 950.
- (53) 瀬戸口・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 55 卷, 512 号, (1989), 1159.
- (54) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 56 卷, 532 号, (1990), 3763.
- (55) 高尾・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 72 卷, 722 号, (2006), 2375.
- (56) K. Kaneko and S. Raghunathan, Proc. of the First Int. Offshore and Polar Engineering Conf., Vol.1, (1991), 385.
- (57) K. Kaneko and S. Raghunathan, Int. Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol.2, No.3, (1992), 238.
- (58) J. A. C. Kentfield, Wind/ Ocean/ Nuclear/ Hydrogen, Alternative Energy Sources VI, Vol.3, (1985), 169.
- (59) M. E. McComick, et al., Proc. of Mastering the Oceans Through Technology, Vol.2, (1992), 866.
- (60) M. E. McComick and B. Cochran, Proc. of 1993 European Wave Energy Symposium, (1993), 443.
- (61) T. Setoguchi, et al., Renewable Energy, Vol23, No.2, (2001), 261.
- (62) T. Setoguchi, et al., Int. Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol.10, No.2, (2000), 145.
- (63) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 65 卷, 629 号, B 編, (1999), 255.
- (64) 金子・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 55 卷, 514 号, B 編, (1989), 1618.
- (65) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 57 卷, 541 号, B 編, (1991), 3105.

- (66) 井上・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 58 巻, 555 号, B 編, (1992), 3347.
- (67) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 59 巻, 567 号, B 編, (1993), 3482.
- (68) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 61 巻, 586 号, B 編, (1995), 2173.
- (69) 高尾・ほか 5 名, ターボ機械, 36 巻, 12 号, (2008), 766.
- (70) M. Takao, et al., Proc. ASME 27th Int. Conf. OMAE2008, (2008), 57535.
- (71) 前田・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 66 巻, 646 号, B 編, (2000), 1421.
- (72) M. Takao, et al., Int. Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol.12, No.2, (2002), 142.
- (73) V. Jayashankar, et al., Renewable Energy, Vol.34, No.3, (2009), 692.
- (74) T. Setoguchi, et al., Int. Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol.3, No.1, (1993), 73.
- (75) M. Takao, et al. Journal of Thermal Science, Vol.20, No.5, (2011), 394.
- (76) Prasad V. Dudhgaonkar, et al., ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conf. 2011, (2011), paper NO.AJK2011-07035.
- (77) 高尾・ほか 3 名, 第 65 回ターボ機械協会講演論文集, (2011), 61.
- (78) 高見・ほか 3 名, ターボ機械, Vol.39, No.10, (2011), 56.
- (79) 竹林・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 51 巻, 465 号, B 編, (1985), 1672.
- (80) 瀬戸口・ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 57 巻, 541 号, B 編, (1991), 3105.

- (81) 浜島, ガスタービン—理論と設計—, コロナ社, (1973), 178.
- (82) M. Takao, et al., Proc. of the 16th Int. Journal of Offshore and Polar Engineering Conf., (2006), 480.
- (83) K. Kaneko, et al., Proc. of the Current Practices and New Technology in Ocean Engineering, Vol.2, ASME, (1986), 447.
- (84) T. Setoguchi, et al., Proc. of 3rd Symposium on Ocean Wave Utilz, JAMSTEC, (1991), 141.
- (85) H. Osawa, et al., Proc. of the 12th Int. Journal of Offshore and Polar Engineering Conf., (2002), 595.
- (86) T. Setoguchi, et al., Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 126, No.2, (2004), 137.