浮遊式水平軸型海流発電の 安全性照査のため水槽模型試験

正会員 中 條 俊 樹* 正会員 羽 田 絢*
正会員 石 田 茂 資** 正会員 松 井 亨 介*
二 村 正* 正会員 井 上 俊 司*

Study on Safety Assessment of Floating Horizontal Axis Tidal Turbine with Tank Test

by Toshiki Chujo, *Member* Ken Haneda, *Member*
Shigesuke Ishida, *Member* Ryosuke Matsui, *Member*
Tadashi Nimura, *Member* Shunji Inoue, *Member*

Summary

The current power generation or the tidal power generation is considered to have high possibility for utilization of ocean renewable energy since the current speed or tidal speed is steady. Authors carried out scale model experiments of floating type horizontal axis tidal turbine for the study on safety assessment technology. The scale model consisted of 2 rotors on 1 crossbeam moored by 2 wires. The rotor thrust load, the rotor torque, the crossbeam load and mooring tension, and the floater motion was measured. The load conditions for the experiments were decided considering typical situation in actual sea, that is, the power generation condition, the standby condition and the accidental conditions. In the accidental conditions, a stop of a rotor, error of blade pitch angle, a loss of a blade, and a break of 1 mooring line were considered.

Numerical calculations were also carried out and the accuracy of BEM (blade element & momentum method) and CFD calculations were confirmed through the comparison with the tank test results.

1. 結 言

一般に、海洋再生エネルギー発電装置の研究開発においては、水槽試験は重要かつ有効なツールであり、様々なステージで様々な目的で実施される。

水槽試験の目的の類型化については、例えば ITTC (International Towing Tank Conference) によるガイドライン¹⁾がある。当ガイドラインにおいては、水槽試験の目的に応じた模型縮尺や取得パラメータに加え、極限状態の安全性照査について、外力条件の設定や発電装置の停止を試験条件に含むこと等の留意点が記述されているが、具体的な手法については言及がない。その他にも種々の検討例があると思われるが、ここでは参考文献²⁾により、下記の様に整理する。

- 安全性評価

- 構造物としての安全性
- 発電装置としての安全性
(全体模型の水槽試験ではなく、部品ごとの要素試験による場合も多い。)
- 性能評価 (発電性能評価)
 - 発電能力の評価
(最終的には実機での確認が必要となるが、水槽試験では1次変換に着目し評価する場合が多い。)
- 数値シミュレーションの精度検証
(上記に対応し、水中あるいは水面上の構造物としての挙動および1次変換に着目する場合が多い。)

これらの中で、本論文は構造物としての安全性評価を主眼とした水槽試験を検討する。後述する設計荷重ケース (DLC: Design Load Case) に基づく試験法 (試験の実施可能性) を実証的に検証するものである。

2. 試験目的および試験条件の考え方²⁾

2.1 基本思想

海洋再生可能エネルギー発電装置は、設置場所の気象条件等に基づいた安全性照査が行われるが、それに加えて、他

* (国研)海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所

** 佐賀大学 (研究当時海上・港湾・航空技術研究所)

の海洋構造物等と大きく異なるのは、発電装置から発生する荷重が全体荷重に及ぼす影響の大きさである。即ち、発電機構の状態によって、全体施設の挙動が大きく異なることがあるため、この点をきめ細かく照査する必要があると言える。

この点を踏まえた安全性照査の基本思想として、設計荷重ケース (DLC: Design Load Case) の考え方がある。これは、当該装置が寿命中に遭遇すると考えられる各状態の典型化して検討しようとするもので、骨子は下記の通りである。

- 設計で考慮すべき状態は、施設が寿命中に経験すると想定される有意な状態を網羅した状態群によって代表させることができる。
- 各々の上記状態においては、必要な種類の設計荷重ケースを考慮するものとする。
- 計荷重ケースは、発電および故障等の稼働条件、曳航、設置および保守等の施設条件、気象・海象条件、その他の外部条件を適切に組み合わせた条件群によって規定される。また、必要に応じて、制御システムおよび保護システムの挙動も考慮するものとする。
- 外部環境条件と故障条件等の発生確率の間に相互関係がある場合は、両者の適切な組合せを設計荷重ケースとして考慮するものとする。

2.2 想定する状態

これを具体的に検討する場合、以下の(1)~(10)の状態で典型化することも可能である。但し、その事象が全体構造の安全性に影響しないことが明らかであれば、検討を実施しない場合もあり得ると考えられる。なお、本論文では設置時やメンテナンス時を除き常に水中に位置することが想定される発電装置を浮遊式と称し、常に水面上に位置するものを浮体式と称し区別するものとする。

(1) 発電

運転中であり電気負荷に接続されている。

(2) 発電中の故障または電力系統接続の喪失

当該事象から引き起こされる過渡的な事象を扱う。発電装置の荷重に大きく影響する制御保護システムの故障または電気システムの内部故障 (例えば、発電機の短絡)、あるいはブレードピッチ角の異常やブレードの脱落を考慮する。

(3) 起動

静止状態またはアイドリング状態から発電に至る過渡的な事象を扱う。発電装置が起動することにより生じる力およびモーメントの変動が、全体構造に及ぼす影響を評価する。

(4) 通常停止

発電状態から静止状態またはアイドリング状態に至る過渡的な事象を扱う。発電状態から静止状態またはアイドリング状態に通常通り移行することにより生じる力およびモーメントの変動が、全体構造に及ぼす影響を評価する。

(5) 緊急停止

何らかの要因により緊急停止して発電状態から静止状態に移行することにより生じる力およびモーメントの変動を評価する。

(6) 待機 (静止)

(7) 待機中の故障または電力系統接続の喪失

通常挙動から逸脱することについて、起こり得る全ての事態を評価する。

(8) 曳航、設置、保守および修理

装置の曳航、設置、アクセス、保守および修理で想定される海洋条件および設計条件を考慮する。

(9) 発電中の異常発生

発電時の健全状態から異常状態 (浮遊式あるいは浮体式の場合、係留 1 本破断および浸水) への過渡状態、異常状態について評価する。

(10) 待機中の異常発生

待機時の健全状態から異常状態 (浮遊式あるいは浮体式の場合、係留 1 本破断および浸水) への過渡状態、異常状態について評価する。

2.3 試験方法

模型試験においては、発電装置に働く環境条件として流れを模擬する必要がある。これには水槽の流れ発生機能を利用するか、曳引台車により模型を曳航して疑似的に流れを模擬する方法が考えられる。

本検討では、流れの均一性や一般的な水槽では流れを発生する機能を有しないことが多いことを考慮し、より普遍的な方法として曳引台車により模型を曳航する手法を採用した。なお、この手法は、均一な流れを模擬できる一方、計測時間が水槽長さおよび曳航速度による制約を受けることになる。

3. 供試模型および試験方法

3.1 供試模型

Fig. 1 に示す双発の水平軸型水中浮遊式の海流発電装置を供試例として検討した。

Fig. 1 Image of the tidal turbine system.

比較的大きな 2 基のロータを 1 本のクロスビームの両端に搭載し、2 本の係留索を 1 対にまとめ、1 基のアンカーのみで係留する。発電機等を搭載したポッドの下流側でロータは回転する。なお、この方式は、水槽模型試験³⁾に加え実海域試験⁴⁾⁵⁾が実施され、実現性の高い形式の候補として考えられている。ポッドとクロスビームをまとめ浮遊体と称する。

3.2 模型概要

模型の概要を Fig. 2, Fig. 3, Table 1 に示す。ポッド部、クロスビーム部はアルミニウム製、ブレードは CFRP 製である。係留索はステンレスワイヤーで製作され、浮遊体側で二股に分岐している。ワイヤーの分岐位置は X 方向に移動可能となっており、Fig. 1 はアンカー付近でワイヤーを分岐させた状態を図示したものである。浮遊体側の係留索取り付け位置も X 方向に移動可能であり、アンカー側は水槽の曳航台車に固定されている。

ブレードの仕様および形状を Table 2, Fig. 4 に示す。ブレードの弦長 C_r については、式(1)によってロータ半径位置に対する弦長 C_r を求めた後、製作を容易にするため、ロータ半径の 70%位置における値を用いて式(2)のように線形近似を行った。ブレード設計においては、周速比 $\lambda = 6$ を想定した。

$$C_r = \frac{8\pi R}{BC_L} (1 - \cos \varphi_r) \quad (1)$$

$$C_r' = -0.1852R + 0.1188 \quad (2)$$

ここで、 R はロータ半径、 B はブレード枚数、 C_L は揚力係数、 φ_r は局所流入角である。

なお、ブレードの有無により模型の水中位置や姿勢が変化しないよう、ブレードの比重は 0.99 とした。

Fig. 2 Dimension of scale model.

Fig. 3 Scale model.

Table 1 Specification of scale model.

Item	Specification
Scale ratio	1/50
Length	0.64 m
Breadth	1.98 m
Rotor diameter	0.9 m
Breadth of cross beam	0.95 m
Weight in air	18.79 kg

Table 2 Specification of blade.

Item	Specification
Airfoil	NACA0015
Length	0.4 m
Cord (root)	0.11 m
Cord (tip)	0.04 m
Rotation center	25 %
Rotor Dia.	0.9 m

Fig. 4 Local mounting angle of the blade.

試験状態について Fig. 5 に示す。曳引台車に固定したロッド下端をアンカーとして係留索を固定し、水中カメラにより運動を計測した。また、ロータ回転軸の軸受けを水潤滑としたため、ポッド内に侵入する水を排水するためにビニールチューブとポンプを設置している。

Fig. 6 から Fig. 9 に、座標系、浮遊体の運動、クロスビームに働くモーメント、ブレードピッチ角の定義を示す。モー

メントはクロスビームを上方向に凸に曲げるモーメントとして M_{x+} , クロスビームを右側ポッド上流側と左側ポッド下流側を下方方向にねじるモーメントとして M_{y+} , クロスビームを上流側に凸に曲げるモーメントとして M_{z+} をそれぞれ定義した。浮遊体は浮遊状態では, 主にロータの発生するスラスト, 浮力および係留張力の均衡により水中位置を維持する機構となっている。

Table 3 に計測項目を示す。

Fig. 5 Setting of the tank test.

Fig. 6 Definition of coordinate system, horizontal angle and elevation angle.

Fig. 7 Definition of motion of the floater and relationship of force.

Fig. 8 Definition of moment at cross beam.

Fig. 9 Definition BPA (blade pitch angle).

Table 3 Measurement item.

Measurement Item	Sensor
Displacement	Optical motion sensor
Thrust	Strain gauge
Torque	Strain gauge
Rotor speed	Tachometer
Moment at cross beam	Load cell
Mooring tension	Tension meter

3.2 試験施設

試験は Fig. 10 および Table 4 に示す海上技術安全研究所の動揺試験水槽で実施した。

Fig. 10 Test tank.

Table 4 Specification of test tank.

Items	Specification
Dimension	Length 50 m
	Width 8 m
	Depth 4.5 m
Velocity of a carriage	Max. 2.0 m/s
Wave maker	Height Max. 0.5 m
	Period 0.5 ~ 3.5 s

3.3 試験条件

設計荷重ケース (DLC) の中で安全性照査面で重要な条件として、以下の 5 状態を選定した。

- 通常の発電
- 発電中の故障
- 通常停止
- 緊急停止
- 発電中の異常発生

なお、係留の V 型、Y 型は 2 本の係留索をアンカー一点で接続したものを V 型、中間点で接続したものを Y 型とした。計測のサンプリング周波数は 30 Hz、1 回の曳引台車の走行時間は 1 分から 2 分程度である。曳引台車の速度が一定になった後、模型を沈降させ計測を実施した。

Table 5 Test condition of floating test.

DLC	Test condition	Mooring	Current speed (m/s)
Power production	Power production	V	0.15/0.2/0.25
Fault in power production	Rotor fault (Idling)		0.2
	Rotor fault (halt)		0.2
	BPA error		0.2
	Blade lost		0.2
Error in power production	Mooring line break	Y	0.2
NA	Disturbance		0.2
Power production	Power production		0.2
Fault in power production	Rotor fault (Idling)		0.2
	Rotor fault (halt)		0.2
NA	Disturbance		0.2

4. 試験結果

4.1 通常の発電

通常発電状態として、ブレードピッチ角を 2 deg., ロータ回転方向を外回り、係留を V 型に設定し、流速 0.2 m/s における係留中の状態を計測した。さらにロータ回転方向を内回り、係留を Y 型、流速を 0.25 m/s にそれぞれ変えた状態を計測した。計測結果の平均値を Table 6 に示す。計測は 1 回の曳航中に 10 秒間程度、複数回実施した。

流速は先行研究³⁾に倣い、0.2 m/s を基準状態とした。仰角は 30 deg. となるよう設計されたが、計測用ケーブルや排水用パイプ等の重量により若干沈んでいる。想定した周速比近傍における値として、スラストは 7 N を、トルクは 0.25 Nm をそれぞれ定格値とした。また、ロータ特性および係留索張力について、左右の違いはほぼ見られなかった。

Table 6 Result of floating test (Normal condition).

Test No.	No.1	No.2	No.3	No.4
Rotation direction	Outer	Inner	Outer	Outer
Mooring shape	V	V	Y	V
Current speed[m/s]	0.2	0.2	0.2	0.25
Displacement [m, deg.]	Heave	-1.32	-1.18	-1.41
	Pitch	-1.71	1.98	-2.21
	Elevation	24.62	26.36	23.96
Moment at cross beam [Nm]	Mx	0.31	-0.34	0.59
	My	-0.01	-0.03	1.07
	Mz	-0.04	-0.05	-0.35
Thrust [N]	Left pod	7.62	6.74	7.67
	Right pod	7.16	6.33	7.27
Torque [Nm]	Left pod	0.25	-0.22	0.25
	Right pod	0.24	-0.2	0.24
Mooring Tension [N]	Left line	8.22	7.52	8.85
	Right line	8.09	7.73	8.86

4.2 発電中の故障

発電中の故障発生を想定して、(1) ロータ遊転、(2) ロー

Table 7 Result of floating test (Abnormal condition) (Symbol A: Right pod was idling, Symbol B: Right pod was halt).

Test	Moment at cross beam						Thrust		Torque		Mooring Tension	
	Mx		My		Mz		L	R	L	R	L	R
	Min. Nm	Max. Nm	Min. Nm	Max. Nm	Min. Nm	Max. Nm	Min. N	Max. N	Min. Nm	Max. Nm	Min. N	Max. N
steady state (average)	0.31	0.31	-0.01	-0.01	-0.04	-0.04	7.62	7.16	0.25	0.24	8.22	8.09
(1) 1 pod idling	0.04	0.47	-0.12	0.14	-0.22	0.34	8.48	7.55	0.26	0.25	9.17	8.74
(1) 2 pod idling	-0.05	0.37	-0.15	0.13	-0.23	0.46	8.33	7.68	0.26	0.25	9.09	8.89
(2) 1 pod halt by rod A	-0.65	-0.06	-0.69	0.43	-0.99	0.30	3.85	8.00	0.06	0.24	5.18	10.31
(2) 1 pod halt by rod B	-0.63	-0.19	-0.16	0.07	-0.38	0.05	2.97	5.81	0.09	0.24	4.08	6.71
(2) 2 pod halt by rod	-0.52	-0.20	-0.09	0.09	-0.38	0.00	2.45	1.92	0.06	0.05	3.56	3.55
(2) 1 pod halt by breaking A	-0.65	0.18	-0.26	0.19	-0.36	0.50	7.90	7.79	0.40	0.25	9.03	10.26
(2) 1 pod halt by breaking B	-0.65	0.20	-0.14	0.20	-0.38	0.20	8.01	7.40	0.37	0.25	8.80	8.75
(3) BPA error (1 blade)	-0.49	0.36	-0.28	0.48	-0.65	0.14	1.20	6.87	-0.03	-0.04	3.44	8.99
(3) BPA error (2 blade)	-0.38	0.41	-0.29	0.59	-0.69	0.23	0.09	6.85	0.07	-0.03	1.85	9.47
(4) 1 blade lost	-0.35	0.07	-1.24	1.02	-1.29	0.56	4.33	7.02	-0.06	-0.04	7.68	9.76
2 pod halt by breaking	-0.71	0.17	-0.18	0.16	-0.41	0.28	7.70	7.15	0.36	0.34	8.78	8.39
1 line break A	-0.82	-0.28	-0.30	0.38	0.24	1.25	3.12	7.47	0.20	0.21	-0.30	10.95
1 line break B	-0.85	-0.24	-0.41	0.10	0.05	1.05	1.98	8.47	0.22	0.25	0.01	12.85

タ停止, (3) ブレードピッチ角異常, (4) ブレード欠損を模擬した試験を実施した. 試験結果から各データの最大値と最小値を Table 7 に示す. なお, 曳航開始直後からロータの先端が水面付近に達するまで計測した. Table 7 には, 次節以降の停止および発電中の異常発生の結果も併せて示している.

ここで遊転とは, ポッド内部の直流制動モータを動作させていない, いわゆる空回りの状態を意味する. ロータ停止については, 曳航開始後に浮遊体変位, ロータ回転ともに安定状態に入った後, 左側ポッドのブレードを水上から棒により直接止める方法と, モータ負荷を変化させて停止する方法の 2 方式を実施した. この際, 残る右側ポッドのロータが遊転状態となっているケースを A, 停止状態となっているケースを B として Table に示す. また, ブレードピッチ角異常については予め左側ポッドのブレードの 1 本または 2 本のピッチ角をフェザリング状態である 90 deg に設定した状態で曳航を開始した. ブレード欠損についても予め左側ポッドのブレード 1 本を取り外した状態で曳航を開始した.

(1) ロータ遊転状態においては, スラストおよび係留索張力に若干の増加が見られた.

(2) ロータ停止状態においては, 片側のロータが回転を停止するとスラストが失われるため, 回転を停止させたポッドを上側にした状態で浮上を開始した. その際, 正常なポッドは姿勢変化により流入角が変化し, それに伴いロータ回転は停止状態になった. クロスビームに働くモーメントは, 定常値に対し絶対値が大きく増加する場合があることが確認された. 係留索張力は正常なロータ側の増加が見られるケースと両方の係留索において増加が見られるケースが確認された. 一例として, モータ制御により左側のロータをモータ負荷により停止させ, 右側ポッドは遊転状態となったケースの時系列データを Fig. 11 および Fig. 12 に示す.

Fig. 11 Result of moment in 1 pod halt by breaking "A" condition.

Fig. 12 Result of tension in 1 pod halt by breaking "A" condition.

(3) ブレードピッチ角異常状態においては, 特に流速方向に沿ってクロスビームを曲げるモーメント(M_z)において, 定常値に対し絶対値が大きく増加する場合があることが確認された他, ブレードピッチ角が正常な側の張力に増加が見られた.

(4) ブレード欠損状態においては, クロスビームをねじるモーメント(M_y), および流速方向に沿ってクロスビームを曲げるモーメント(M_z)に大きな増加が見られた. 係留索張力は正常なロータ側において増加が確認された.

4.3 通常停止・緊急停止

停止については, 2 基のロータをモータ負荷により同時に停止させたが, 大きな影響は見られなかった.

4.4 発電中の異常発生

発電中に発生が懸念される重大な異常として係留索が 1 本破断したと仮定し, 計測を実施した. 試験においては定常安定状態から, 左側の係留索を浮遊体から 1.5 m の位置で切断した. Fig. 13 および Fig. 14 に結果の一例としてクロスビームにおけるモーメント, スラストと係留張力の時系列データを示す. 全体挙動としては, 係留索の破断により浮遊体は大きく変位し, 流入角が大きく変化する. それによりロータの回転は停止し, スラストが減少し浮遊体は浮上した. クロスビームに働くモーメントは定常値に対し絶対値が大きく増加する場合があることが確認された. 係留索張力は若干の増加が確認されたが, 増加量は発電時故障状態よりも大きくなった.

また, 漂流物等との衝突による発電時の異常外乱を想定し, 定常状態において, 水上から棒により浮遊体に変位を与えた. Fig. 15 および Fig. 16 にヒープ変位を与えた際の浮遊体の挙動およびロータ回転数の変動を示す. 浮遊体の姿勢は大きく乱れることなく, 定常位置に復帰した.

Fig. 13 Result of moment in 1 mooring line break condition.

Fig. 14 Result of tension in 1 mooring line break condition.

Fig. 15 Result of motion in heave disturbance.

Fig. 16 Result of rotor speed in heave disturbance.

5. 結 言

海流発電施設の構造物としての安全性評価を主眼とした水槽試験に関して、双発式の水平軸型浮遊式海流発電施設を供試例として体系的な試験を実施し、以下の結果を得た。

- 主要な設計荷重ケース（DLC : Design Load Case）を想定した水槽試験が実施可能であることを確認した。
- 安全性評価において、発電時の故障や発電時の異常で発生しうる事象の重要性を以下の通り確認した。
 - 安全性評価に係る項目として、クロスビームに働くモーメント、係留索張力、浮遊体運動を計測した。その結果、係留索の破断等の発電時の異常、ロータ停止やブレードピッチ角異常等の発電時の故障では、クロスビームや係留索において、通常発電状態を大きく上回る、安全性評価上留意すべき荷重が発生する可能性があることが確認された。特にクロスビームに働くモーメントは通常発電時に対し非常に大きな計測値が確認された。

謝 辞

この研究は平成 27 年度国土交通省海事局受託研究「潮流・海流等海洋エネルギー発電施設の安全対策のための調査研究」の一部として実施された。関係各位に深く謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) ITTC(International Towing Tank Conference) : ITTC – Recommended Guidelines 7.5-02-07-03.9 Model Tests for Current Turbines, 2014.
- 2) Inoue, S.: Basic consideration on model test for confirmation of safety of marine energy converter, Conference Proceedings The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, November 2017 Volume 25. (in Japanese).
- 3) Taketa, K., Sakata, S., Takagi, K.: Motion Simulation of a Twin-Type Ocean Current Turbine, Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Volume 18, pp.55-61, 2013. (in Japanese).
- 4) New Energy and Industrial Technology Development Organization: Press release “World First sea trial test of 100 kw tidal turbine”, 2017.7.7.
国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構：世界初、実海域において海流発電の 100kW 級実証試験を実施へ、NEDO ニュースリリース。2017.7.7.
- 5) Nagaya, S.: Development of Floating Tidal Turbine and Sea Trial Test, Bulletin of The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Volume 86, pp17-19. 2019. (in Japanese).

長屋茂樹：水中浮遊式海流発電システムの開発と実海域実証試験，日本船舶海洋工学会誌，第86号，pp.17-19, 2019.

Appendix 供試ロータの基本特性

ロータの基本特性を取得するために浮遊体が固定された状態で台車に曳航される，いわゆる拘束試験を実施した．試験条件を Table A-1 に示す．

Table A-1 Test condition of restraint test.

Test	BPA (deg.)	Current Speed (m/s)	Attack angle (deg.)
Wake condition	2	0.2/0.25	0
Open condition (for basic perimeter)	2/0/2/4/6	0.2/0.25	0
Open condition (with attack angle variation)	2	0.2/0.25	5/10/15/20/25/30/35

拘束試験により計測されたロータ特性について Fig. A-2(1)から Fig. A-2(3)に示す．拘束試験では，流速とブレードピッチ角を変化させて計測を行った．

Fig.A-2(1) Rotor property (thrust coefficient) in tank test.

Fig.A-2(3) Rotor property (torque coefficient) in tank test.

Fig.A-2(3) Rotor property (power coefficient) in tank test.

スラスト係数 C_T ，トルク係数 C_Q ，パワー係数 C_P は以下の式 (A-1)から式(A-3)の定義による．

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \quad (A-1)$$

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2}\rho S V^2 R} \quad (A-2)$$

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho S V^3} \quad (A-3)$$

ここで T はスラスト， ρ は水の密度， S はロータ面積， R はロータ半径， V は流速である．

さらに，流速の流入角を変化させた斜流中のロータ性能を計測した．ブレードピッチ角は 2 deg.で固定した．この際，実効周速比という概念を導入して整理した．実効周速比は式 (A-1)，(A-2)における流速に，実効流速としてロータ軸方向成分（流速 $\times \cos$ （斜流角））を適用したものである．スラスト係数およびトルク係数は Fig. A-3(1)および Fig. A-3(2)中の破線に示す流入角の余弦の 2 乗で近似できている．

Fig. A-3(1) Rotor property (thrust coefficient) in diagonal flow.

Fig. A-3(2) Rotor property (torque coefficient) in diagonal flow.

試験に加えて，一般的な数値計算手法を用い，計算結果を水槽試験結果と比較した。

計算手法は，翼素運動量理論と CFD とした．翼素運動量理論の数値計算には DNV GL Tidal Bladed を，CFD には Ansys Fluent を用いた．CFD 解析においては，粘性モデルには $k-\omega$ SST モデルを用い，翼性能算出に 2 次元定常解析を，ロータ性能算出に 3 次元定常解析を実施した．3 次元定常解析においては直交流中および斜流中の解析を実施し，斜流中解析においては流れ場を回転させて角度を付与し，解析領域を拡大した．

Table A-2 Simulation condition of CFD.

	Crossflow	Mixed flow
Viscosity model	$k-\omega$ SST model	
Analysis area	4.0 m ϕ $\times$ 5.0 m L	14.0 m ϕ $\times$ 25.0 m L
Number of lattices	About 3.5×10^6	About 5.4×10^6

Fig. A-4 Simulation area for rotor property simulation.

試験結果と数値計算の比較を Fig. A-5(1)から Fig. A-6(2)に示す．周速比 5 以上の領域において，両者とも十分に良い一致を示した．

Fig. A-5(1) Comparison of rotor property between test & simulation (thrust coefficient).

Fig. A-5(2) Comparison of rotor property between test & simulation (torque coefficient).

Fig. A-6(1) CFD results with test in diagonal flow (thrust coefficient).

Fig. A-6(2) CFD results with test in diagonal flow (torque coefficient).