creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:21028-200000008496

공학석사 학위논문

30kW급 방파제 연계형 파력발전용 임펄스터빈 성능의 수치적 연구

A numerical Study on the Performance of Impulse Turbine for 30kW Wave Energy Converters Applicable to Breakwater

지도교수 현범수

2018 년 2 월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과
양 승 권

본 논문을 양승권의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 : 이 승 재 (인)

위 원 : 현 범 수 (인)

위 원 : 이 성 욱 (인)

2017 년 12 월 22 일

한국해양대학교 일반대학원

dCollection @ kmou

목 차

List of Tables ····· iv
List of Figures ····· v
Abstract ····· x

1. 서 론
1.1 연구배경 ····· 1
1.2 방파제 연계형 파력발전장치 소개 ····· 2
1.3 파력발전용 터빈 개발 현황 ····· 3
1.4 본 논문의 주요 연구내용 및 목표 ····· 7

2. 임펄스터빈 수치해석기법
2.1 터빈 성능 주요계수의 정의 ····· 8
2.2 ANSYS FLUENT를 이용한 수치해석의 개요 ····· 9
2.3 터빈 관련 기존 수치해석기법 조사 및 분석 ····· 10
2.4 기본 방정식 ····· 13

Collection @ kmou

3. 임펄스터빈 검증 및 기본설계

3.1 검증용 임펄스터빈 설계 ····· 14
3.2 터빈 성능해석 및 검증 ····· 15
3.2.1 작업과정, 격자생성 및 계산조건 ····· 15
3.2.2 터빈 격자민감도 Test ····· 16
3.2.3 2차원 계산 결과 ····· 21
3.2.4 3차원 격자 결과 ····· 24
3.3 30kW급 임펄스터빈 초기설계 및 성능 해석 ····· 31

4. CFD를 이용한 임펄스터빈 주요 설계인자 민감도 해석

4.1 날개수(z)에 따른 민감도 해석 ····· 27
4.2 가이드베인 각도(θ)에 따른 민감도 해석 ····· 32
4.3 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r)에 따른 민감도 해석 ····· 37
4.4 날개끝간극(t_c)에 따른 민감도 해석 ····· 43
4.5 허브비에 따른 민감도 해석 ····· 49

5. 30kW급 고효율 임펄스터빈 설계인자 민감도 해석

5.1 날개 뒤젖힘각에 따른 민감도 해석 ····· 54
5.2 링타입 임펄스터빈에 대한 설계인자 민감도 해석 ····· 67
5.2.1 Ring type터빈 축방향 링의 두께(C_p)에 따른 터빈성능 ····· 69
5.2.2 Ring type터빈 링의 두께(t_p*)에 따른 터빈성능 ····· 74
5.2.3 덕트형상(l_p*)에 따른 터빈성능 ····· 79
5.3 End-plate타입 임펄스터빈 성능 해석 ····· 83
5.4 링 및 뒤젖힘각 동시 적용형 터빈 성능 해석 ····· 86

Collection @ kmou

6. 30kW급 파력발전용 임펄스터빈 최종설계

6.1 30kW급 임펄스터빈 설계 및 성능 해석 ····· 90

6.2 Wave simulator를 이용한 모형터빈 성능 해석 ····· 98

6.2.1 시험장비 소개 ····· 98

6.2.2 모형터빈 소개 ····· 102

6.2.3 실험과정 및 계측결과 ····· 103

6.2.4 모형터빈 성능 비교 ····· 105

6.3 유량조건에 따른 30kW급 임펄스터빈 성능도표 도출 ····· 106

7. 결론 및 향후 연구내용

7.1 결론 ····· 107

7.2 향후 연구내용 ····· 109

참고문헌 ····· 110

감사의 글 ····· 113

Collection @ kmou

List of Tables

Table 1.3.1 Turbine types for various OWCs (Delmonte, 2016; Falcao and Henriques, 2016) ····· 6
Table 2.3.1 CFD studies of Wells and Impulse turbines ····· 12
Table 3.1.1 Specification of impulse turbine ····· 14
Table 3.2.1 Calculation condition ····· 16
Table 3.3.1 Specification of Impulse turbine selected ····· 24
Table 4.1.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0 ····· 28
Table 4.2.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0 ····· 36
Table 4.3.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0 ····· 43
Table 4.4.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0 ····· 44
Table 4.5.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0 ····· 51
Table 5.1.1 All cases for sweep angle ····· 57
Table 5.1.2 CFD results for all cases at ϕ=1.0 ····· 61
Table 5.2.1 Turbine performance ····· 69
Table 5.2.2 Conditions of calculation ····· 70
Table 5.2.2 Turbine performance(t_p*) ····· 76
Table 5.2.3 Turbine performance(l_p*) ····· 80
Table 6.1.1 Specification of Impulse turbine selected ····· 92
Table 6.1.2 Conditions of calculation ····· 93
Table 6.2.1 Dimension of wave simulator (mm) ····· 100
Table 6.2.2 Specification of ring type Impulse turbine selected (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 102

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 1.2.1 Principles of Wave Energy Conversion applicable to break water (Park et al., 2017) ····· 2
Fig. 1.3.1 Air turbines for WEC (Lopez et al., 2013) ····· 3
Fig. 1.3.2 Various types of Wells and Impulse turbines ····· 5
Fig. 1.3.3 Turbine efficiency for each types (Delmonte, 2016) ····· 6
Fig. 2.2.1 Structure of FLUENT ····· 9
Fig. 2.3.1 Examples of grid system for Wells and Impulse turbines ····· 11
Fig. 3.1.1 Configuration of turbine for validation (Setoguchi et al., 2001) ····· 14
Fig. 3.2.1 Boundary conditions and grid on blade ····· 15
Fig. 3.2.2 Results of y^+ dependency test ····· 17
Fig. 3.2.3 Mesh of turbine ····· 18
Fig. 3.2.4 Velocity magnitude of turbine ····· 18
Fig. 3.2.5 Streamlines nearby wing ····· 19
Fig. 3.2.6 Streamlines nearby guide-vane ····· 19
Fig. 3.2.7 Turbine performance ····· 20
Fig. 3.2.8 Pressure distribution on suction and pressure sides at ϕ=1.0 · 21
Fig. 3.2.9 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections at ϕ=1.0 ····· 22
Fig. 3.2.10 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections at ϕ=1.0 ····· 22
Fig. 3.2.11 Turbine performance ····· 23

Collection @ kmou

Fig. 3.3.1 Configuration of impulse turbine ····· 34
Fig. 3.3.2 3-D CAD model of impulse turbine ····· 25
Fig. 3.3.3 Performance of Impulse turbine ····· 26
Fig. 4.1.1 Performance of impulse Turbine ····· 29
Fig. 4.1.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model z=30 at ϕ=1.0 ····· 29
Fig. 4.1.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model z=30 at ϕ=1.0 ····· 30
Fig. 4.1.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model z=30 at ϕ=1.0 ····· 30
Fig. 4.1.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 31
Fig. 4.1.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0 ····· 31
Fig. 4.2.1 Performance of impulse Turbine ····· 33
Fig. 4.2.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model θ =35 at ϕ=1.0 ····· 34
Fig. 4.2.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model θ =35 at ϕ=1.0 ····· 34
Fig. 4.2.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model θ =35 at ϕ=1.0 ····· 35
Fig. 4.2.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 35
Fig. 4.2.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0 ····· 36
Fig. 4.3.1 Performance of Impulse Turbine ····· 38
Fig. 4.3.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model G/l_r =0.55 at ϕ=1.0 ····· 38
Fig. 4.3.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model G/l_r=0.55 at ϕ=1.0 ····· 39
Fig. 4.3.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model G/l_r=0.55 at ϕ=1.0 ····· 40

Collection @ kmou

Fig. 4.3.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 41
Fig. 4.3.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0 ····· 42
Fig. 4.4.1 Performance of Impulse Turbine ····· 44
Fig. 4.4.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model t_c* =0 at ϕ=1.0 ····· 45
Fig. 4.4.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model t_c^*=0 at ϕ=1.0 ····· 45
Fig. 4.4.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model t_c^*=0 at ϕ=1.0 ····· 46
Fig. 4.4.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 47
Fig. 4.4.6 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 48
Fig. 4.5.1 Performance of Impulse Turbine ····· 50
Fig. 4.5.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0 ····· 51
Fig. 4.5.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0 ····· 52
Fig. 4.5.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0 ····· 52
Fig. 4.5.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 53
Fig. 4.5.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0 ····· 53
Fig. 5.1.1 Schematics of blade sweep angle ····· 54
Fig. 5.1.2 Configuration of Impulse turbine ····· 55
Fig. 5.1.3 3-D CAD model of Impulse turbine ····· 55
Fig. 5.1.4 Comparison of blade shapes between the blade without sweep angle and with sweep angle ····· 56
Fig. 5.1.5 Pressure distribution of *RE* model on suction and pressure sides at ϕ=1.0 ····· 58
Fig. 5.1.6 Flow velocity contour and streamlines of *RE* model at blade tip section on ϕ=1.0 ····· 58

Collection @ kmou

Fig. 5.1.7 Pressure distribution on suction side under two kinds of blade models ····· 59
Fig. 5.1.8 Pressure distribution on pressure side under two kinds of blade models ····· 60
Fig. 5.1.9 Limiting streamlines on suction side for RE and A11 model ·· 60
Fig. 5.1.10 Limiting streamlines on pressure side for RE and A11 model ····· 60
Fig. 5.1.11 Comparison of C_A, C_T, η between RE and A01~A04 models ····· 63
Fig. 5.1.12 Comparison of C_A, C_T, η between RE and A05~A08 models ····· 64
Fig. 5.1.13 Comparison of C_A, C_T, η between RE and A09~A20 models ····· 65
Fig. 5.2.1 Ring type of the blade ····· 67
Fig. 5.2.2 Ring type model C_p=1.6625 ····· 67
Fig. 5.2.3 Ring type blade ····· 68
Fig. 5.2.4 Rectangle mesh on the ring surface ····· 68
Fig. 5.2.5 performance of turbine ····· 70
Fig. 5.2.6 pressure on suction side ····· 71
Fig. 5.2.7 pressure on pressure side ····· 72
Fig. 5.2.8 pressure on tip surface of blade ····· 73
Fig. 5.2.9 Definition of t_p ····· 74
Fig. 5.2.10 Turbine performance ····· 75
Fig. 5.2.11 Total pressure on suction side (t_p*) ····· 77
Fig. 5.2.12 Total pressure on pressure side (t_p*) ····· 78
Fig. 5.2.13 Definition of l_p ····· 79
Fig. 5.2.14 Total pressure on suction side (l_p*) ····· 80
Fig. 5.2.15 Total pressure on pressure side ····· 81

Collection @ kmou

Fig. 5.2.16 Turbine performance ····· 82
Fig. 5.3.1 Geometry of End-plate ····· 83
Fig. 5.3.2 Turbine performance ····· 84
Fig. 5.3.3 Total pressure on suction side ····· 84
Fig. 5.3.4 Total pressure on pressure side ····· 85
Fig. 5.3.5 Streamlines on suction side ····· 85
Fig. 5.4.1 Sweep angle type ····· 86
Fig. 5.4.2 Ring & Sweep angle type ····· 86
Fig. 5.4.3 Turbine performance ····· 87
Fig. 5.4.4 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0 ····· 88
Fig. 5.4.5 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0 ····· 89
Fig. 6.1.1 Three kinds of impulse turbines ····· 91
Fig. 6.1.2 2D-Impulse turbine ····· 92
Fig. 6.1.3 Ring type turbine ····· 92
Fig. 6.1.4 Turbine performance ····· 94
Fig. 6.1.5 Typical results of quasi-steady analysis ····· 96
Fig. 6.1.6 Comparison between mean and quasi-steady analysis ····· 97
Fig. 6.1.7 Turbine efficiency for various RPM ····· 97
Fig. 6.2.1 Wave simulator ····· 99
Fig. 6.2.2 System of equipment (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 99
Fig. 6.2.3 Measurement system for Torque, RPM, Generated power (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 101
Fig. 6.2.4 Integration of pressure sensors and pitot tube (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 101
Fig. 6.2.5 Turbine model (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 102
Fig. 6.2.6 Test results using equipment (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 104
Fig. 6.2.7 Turbine performance (대한민국 해양수산부, 2017) ····· 105
Fig. 6.3.1 Turbine performance ····· 106

Collection @ kmou

30kW급 방파제 연계형 파력발전용 임펄스터빈 성능의 수치적 연구

양 승 권

한국해양대학교 대학원 조선해양시스템공학과

초록

본 논문은 30kW급 파력발전용 임펄스터빈의 성능향상을 목적으로 터빈 설계변수에 따른 성능해석 연구에 대한 내용을 다루고 있다. 2016년부터 진행중인 해양수산부 주관의 방파제 연계형 파력발전 융복합 기술개발 사업에 참여하여, 터빈의 성능연구 내용을 바탕으로 추가 연구를 통해 얻은 결과임을 밝힌다. 수치해석은 유체해석 범용코드인 FLUENT를 이용하였다.

임펄스터빈 성능해석을 수행하기 위해 한 쌍의 가이드베인과 터빈날개를 대상으로 검증을 수행하였다. 터빈을 회전시키지 않고 회전영역에 상대속도를 부여하는 Moving Reference Frame기법을 적용하여 검증을 수행하였다. 검증결과를 바탕으로 30kW급 임펄스터빈의 성능해석을 수행하였다. 임펄스터빈 검증은 Setoguchi et al., (2001)의 터빈을 비교하였고, 축방향 유속을 고정한 상태에서 날개회전속도를 변경하는 방법으로 수치계산을 진행하였다. 3차원 수치계산으로 유동계수 0.5~2.5의 구간에서 터빈의 입력계수, 토크계수 효율값을 비교하였으며, 수치해석결과 실험값과 정성적, 정량적으로 잘 일치

Collection @ kmou

함을 확인하였다.

30kw급 파력발전용 임펄스터빈을 대상으로 주요 설계변수 날개수(z), 가이드베인 각도(θ), 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r), 날개끝간격(t_c), 허브비에 대하여 터빈성능을 알아보았다. 터빈날개의 형상을 변형시키는 링타입형, End-plate타입형, 뒤젖힘각형, 링 및 뒤젖힘각 동시적용형 터빈에 대해 성능해석을 수행하였다. 임펄스터빈 설계변수 연구를 통해 터빈 날개수가 30개일 때, 가이드베인각도 35도일 때, 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r)이 0.35일 때, 날개끝간극(t_c)가 작아질수록, 허브비가 0.7일 때 터빈성능이 가장 좋음을 확인하였다. 터빈날개 전단과 후단에 뒤젖힘각을 적용하였다. 총 20가지의 뒤젖힘각을 적용한 터빈을 분석한 결과 전단에(λ_m) -5°, 후단에(λ_t) +6°를 적용한 터빈이 약8%의 효율이 향상됨을 확인하였다. 터빈 날개 끝에 링형상의 띠를 적용한 링타입터빈의 경우 링형상의 입구축방향 길이(C_p)가 커짐에 따라 터빈성능이 향상되었다. 링의 두께(t_p)가 증가함에 따라 터빈의 입력계수값과 토크계수값은 점차 커지며 효율값은 점차 증가 하다가 t_p*가 10일 때를 기준으로 다시 감소함을 확인 하였다. End-plate형, 링 및 뒤젖힘각 동시적용형, 링타입형을 적용한 3가지 종류의 임펄스터빈이 일반형터빈보다 각각 5, 9, 10% 효율이 향상됨을 확인하였다.

수치해석을 이용한 임펄스터빈 설계변수 연구를 바탕으로 최적의 성능을 가지는 링타입형 임펄스터빈을 도출하였다. 모형시험을 위한 직경 0.38m 모형터빈을 설계하였다. 선박해양플랜트연구소에서 Wave simulator장비를 이용하여 수행한 모형터빈 성능자료를 수치해석을 통해 비교하였다. 임펄스터빈의 최대효율은 약 50%임을 확인하였다. 또한, 최종 설계된 터빈을 대상으로 각각의 유량(1, 3, 6, 9 m^3/s)에 따른 터빈성능 도표를 도출하였다.

KEY WORDS: CFD 전산유체역학; Wave energy converter 파력에너지 변환장치; OWC 진동수주; Impulse turbine 임펄스터빈; Sweep angle 뒤젖힘각

Collection @ kmou

A numerical Study on the Performance of Impulse Turbine for 30kW Wave Energy Converters Applicable to Breakwater

Yang, Seung Kwon

Department of Naval Architecture and Ocean Systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

This paper is about the performance analysis according to turbine design variables to improve the performance of the impulse turbine for 30kW wave-power generation. We say that the findings were obtained through further research based on the performance study of the turbine through the participation of the breakwater-linked wave power generation fusion and convergence technology development project organized by the Ministry of Maritime Affairs and Fisheries which has been carried out since 2016. For the numerical analysis, FLUENT, a general purpose code of the fluid analysis, was used.

In order to perform the impulse turbine performance analysis, the verification was performed for a pair of guide vanes and turbine blades. We carried out the verification by applying the Moving Reference Frame method which gives relative velocity to the rotating region without rotating the turbine. Based on the verification results, the performance analysis of

Collection @ kmou

30kW impulse turbine was conducted. For the verification of the impulse turbine, the turbine of Setoguchi et al., (2001) was compared and numerical calculation was carried out by changing the blade rotation speed with the axial flow velocity fixed. The three - dimensional numerical calculation was used to compare the input coefficient and torque coefficient efficiency values of the turbine at 0.5 ~ 2.5 of flow coefficients and the numerical analysis result showed that they well match with the experimental values qualitatively and quantitatively.

For the impulse turbine for 30kw wave generation, the turbine performance was examined with respect to the number of main design variable wings (z), guide vane angle (θ), distance between guide vane and wing (G/l_r), wing tip clearance (t_c) and hub ratio. The performance analysis was performed for a ring type, an end-plate type, a back tilt angle, a ring and a back tilt angle simultaneous application type turbine which deform the shape of turbine blades. The impulse turbine design variable study showed that the turbine performance is the best when the number of turbine blades is 30, the guide vane angle is 35 $^\circ$, the distance between the guide vane and the wing (G/l_r) is 0.35 and the smaller the blade tip clearance (t_c) and when hub ratio is 0.7. The back tilt angle was applied to the front and rear of the turbine blade. The result of the analysis of the turbine applying a total of back tilt angles showed that the efficiency of the turbine applying (λ_m) -5 $^\circ$ at the front and (λ_t) +6 $^\circ$ at the rear was improved by approximately 8%. For a ring-type turbine applying a ring-shaped band at the end of the turbine blade, the turbine performance was improved as the ring-shaped mouth axial direction length (C_p) increases. It was found that as the ring thickness (t_p) increases, the input and output torque values of the turbine gradually increase and the

Collection @ kmou

efficiency value gradually increases and decreases again based on when tp* is 10. It was also found that the efficiency of three types of impulse turbines applying End-plate type, ring and back tilt angle simultaneous application type, ring type was more improved than that of general type turbine by 5, 9, 10%, respectively.

Based on the study on design variables of impulse turbine using the numerical analysis, a total of three turbines (general type, back tilt angle type, and ring type) were derived. It was found that the turbine performance is good in the order of ring type, sweep angle type, and general type turbines. In addition, a model turbine with 0.38 m of diameter for the model test was designed. Model turbine performance data performed by the Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering using Wave simulator equipment were compared through the numerical analysis. Finally, the ring type impulse turbine with best performance of 0.8m in diameter was designed. The maximum efficiency of the impulse turbine was found to be about 50%. Also, the turbine performance chart depending on each flow (1, 3, 6, 9 m^3/s) was derived for the final designed turbine.

KEY WORDS: CFD 전산유체역학; Wave energy converter 파력에너지 변환장치; OWC 진동수주; Impulse turbine 임펄스터빈; Sweep angle 뒤젖힘각

Collection @ kmou

NOMENCLATURE

b	:	Blade span length
C_A	:	Input coefficient
C_T	:	Torque coefficient
C_p	:	Nondimensional chord length of rotor blade
D	:	Diameter of turbine
E_a	:	Semi-major axis of ellipse
E_e	:	Semi-minor axis of ellipse
G	:	Gap between guide vane and rotor blade
l_g	:	Chord length of guide vane
l_r	:	Length of straight line of guide vane
l_p	:	Penetration length
Q	:	Flow rate
r_R	:	Mean radius of blade
R	:	Radius of turbine
R_a	:	Radius of camber of guide vane on exhalation side
Re	:	Reynolds number
S_r	:	Length between guide vanes
t_c	:	Tip clearance
T	:	Turbine torque
U_R	:	Rotational velocity of turbine at r_R
V_a	:	Mean axial flow velocity in sinusoidal flow
w	:	Angular velocity of turbine rotor
z	:	Number of blade
z_g	:	Number of guide vane
$\triangle P$	:	Pressure drop through turbine blade
η	:	Turbine efficiency
ϕ	:	Flow coefficient
θ	:	Angle of guid vane
λ	:	Sweep angle

Collection @ kmou

제 1 장 서론

1.1 연구배경

바다에는 다양한 형태의 풍부한 양의 에너지 자원이 존재한다. 빠른 경제 성장으로 인해 화석연료가 고갈되고 그로인한 문제가 발생하였다. 환경문제를 해결하면서 지속 유지 가능한 연료가 각광받고 있다. 파력에너지는 재생 가능하며 부존량이 풍부한 무공해 에너지로 알려져 있다. 우리나라는 제주, 동해안을 비롯하여 울릉도등 파력에너지를 이용하기에 좋은 지리적 조건을 보유하고 있으며 향후에 매우 발전할 가능성이 있다.

이러한 추세에 맞춰 대한민국의 해양수산부는 2003년부터 2016년도까지 13년간 약255억원을 이용하여 500kW급 용수파력발전소 건설을 진행하였다. 2014년에 총 1만2천톤의 콘크리트 케이슨(크기 $37m \times 35.2m \times 29.5m$)을 제주 용수리 지역의 바다로부터 1.2km 위치에 설치하였다. 2016년 7월에 용수파력발전소가 준공되었으며 시운전을 시작하였다. 해양수산부는 용수파력발전소가 상용화되어 운행되면 연간 580MWh의 전력을 생산함을 예측하였고, 이로 인해 제주 용수리 지역의 약 120가구에 전력을 공급할 수 있을 것으로 예상하였다(Ministry of Oceans and Fisheries, 2016).

용수파력발전장치는 4면이 바다로 둘러싸여 있어 유지보수에 상당한 어려움이 있으며, 그 예로 2015년도에 해저케이블이 파손돼 복구공사로 인해 공사 기간이 약1년 연기되는 등의 어려움을 겪었다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위해 해양수산부는 기존 방파제에 진동수주형 파력발전 장치를 연계하는 방파제 연계형 파력발전장치 설치를 추진하였다 (Hong et al., 2016). 이러한 추세에 맞춰 파력발전의 2차변환장치인 터빈의 성능 연구를 시작하게 되었다.

Collection @ kmou

1.2 방파제 연계형 파력발전장치 소개

진동수주형 파력발전장치는 파도에 의한 입사파가 파력발전장치 구조물의 전면에서 반사되어 중복파가 발생되고, 이 때 생기는 수면의 상하운동에 의한 공기의 팽창과 압축의 반복 현상이 나타나게 된다. 이로 인하여 터빈의 날개가 회전을 하여 발전기에서 전기에너지를 생성하게 된다. 진동수주형 파력발전장치는 일반적으로 부유식과 고정식으로 분류할 수 있다. 또한, 적용 방식 및 설치위치에 따라 분류하는 방법이 다르다. 방파제형, 해안형, 부유식등의 형태로도 분류할 수 있다(Delmonte, 2016).

방파제형 파력발전장치는 파도로 인하여 해안 및 연안에서 선박과 인명 보호를 위한 기존의 방파제에 진동수주형 파력발전장치를 설치하는 방법이다. 파력발전장치 건설비용을 줄일 수 있고, 운용 및 유지보수, 건설을 위한 접근성 등이 쉬운 장점이 있다. Fig.1.2.1에 방파제 연계형 파력발전장치의 개념도를 나타내었다 (Park et al., 2017). 본 연구에서는 2차 변환장치인 터빈에 대한 연구를 수행하여 최적의 성능을 가지는 터빈을 설계하고자 하였다.

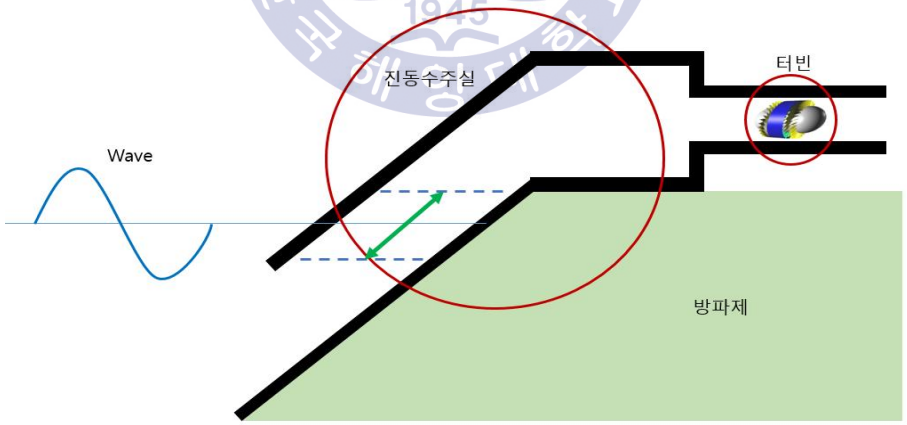


Fig. 1.2.1 Principles of Wave Energy Conversion applicable to breakwater (Park et al., 2017)

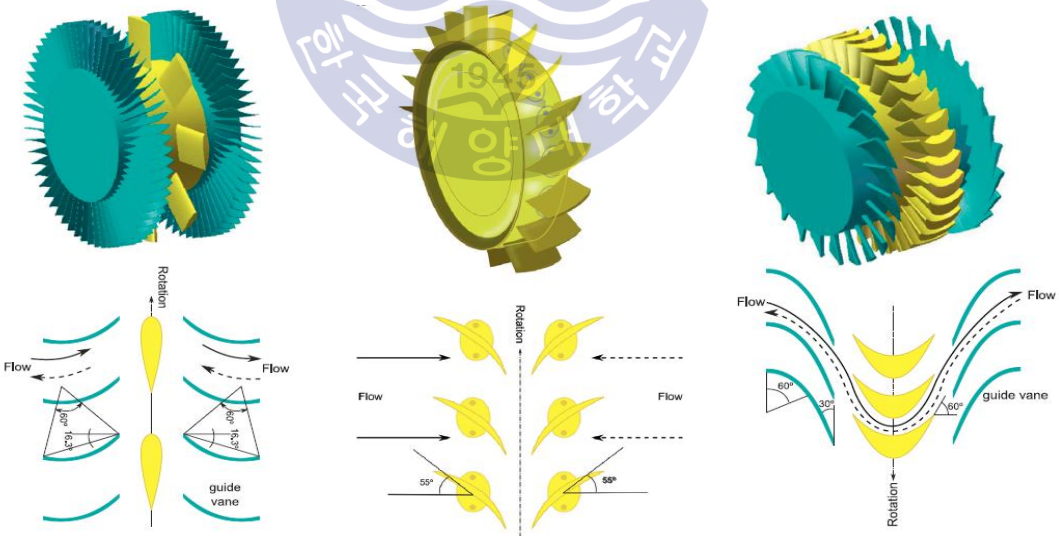
Collection @ kmou

1.3 파력발전용 터빈 연구 현황

일반적으로 진동수주형 파력발전장치로 사용되고 있는 터빈은 공기실 내부에서 수면이 높아짐으로 인해 공기 유동이 양방향성을 보인다. 이와 같은 조건에서 같은 방향으로만 회전하여야 한다.

진동수주형 파력발전장치에 주로 적용되고 있는 터빈은 임펄스터빈과 웰즈터빈으로 구분되고, Denniss-Auid 터빈은 호주 Oceanlinx사에서 개발되어 적용되고 있다. 앞서 설명한 터빈은 가변 피치형 터빈과 비슷한 형태를 보이고 있다(Lopez et al., 2013).

Fig.1.3.1 는 3가지 종류의 터빈을 나타내었다. 임펄스터빈과 웰스터빈의 경우에는 터빈 날개로 유입되는 유체유동을 안내하는 가이드베인이 터빈 양쪽으로 설치되어 있다. 하지만 Deniss-Auid 터빈은 가이드베인이 없고 날개의 피치각을 변화시켜 유체의 유동방향이 변하더라도 동일한 방향으로 회전이 가능하게 한다.



(a) Wells turbine (b) Denniss-Auid turbine (c) Impulse turbine

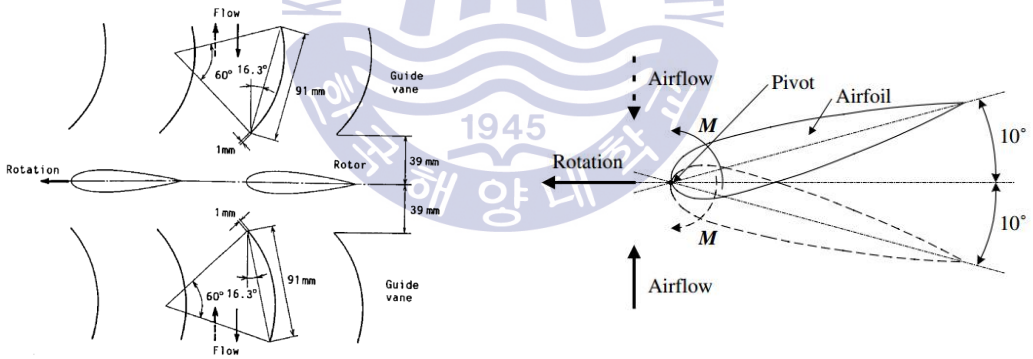
Fig. 1.3.1 Air turbines for WEC (Lopez et al., 2013)

Collection @ kmou

임펄스터빈보다 앞서 개발된 웰즈터빈의 경우 진동수주형 파력발전소에 흔히 적용되고 있으며, Muturiku, LIMPET 파력발전소에 설치되었다. 웰즈터빈은 유체의 유동방향에 따른 로터의 토크가 민감하지 않고, 낮은 유속상태에도 빠르게 회전하고, 비용이 적은 장점이 있다. 그러나 작은 유량에서는 음의 토크 또는 낮은 토크를 발생시키며, 실속이 발생하여 터빈 발전량 감소시키며, 소음이 발생하게 되고, 특히, 작동범위가 임펄스터빈에 비해 좁다.

1975년에 제안된 임펄스터빈은 웰즈터빈 보다 넓은 작동범위를 가지며, 입력조건이 갑자기 변화하는 상태에서도 작동이 가능하며, 자기기동성능이 상대적으로 좋다.

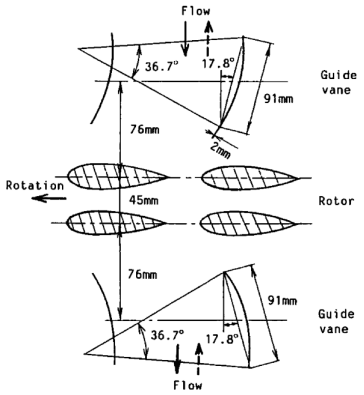
지금까지 사용되고 있는 임펄스터빈과 웰즈터빈은 가이드베인 각도변경, 로터 날개 피치각 변경 등에 따라 다음과 같이 터빈의 종류를 나눌 수 있다 (Setoguchi and Takao, 2006), 각각의 터빈 형태의 작동 개념을 Fig.1.3.2에 나타내었고, 실제 해역에서 작동되고 있는 터빈 형태를 Table1.3.1에 나타내었다.



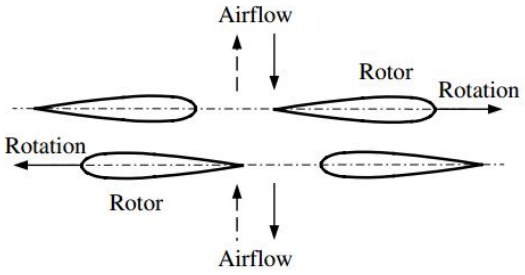
(a) WTGV (Wells turbine with guidevanes)

(b) TSCB (Turbine with self-pitch-controlled blades)

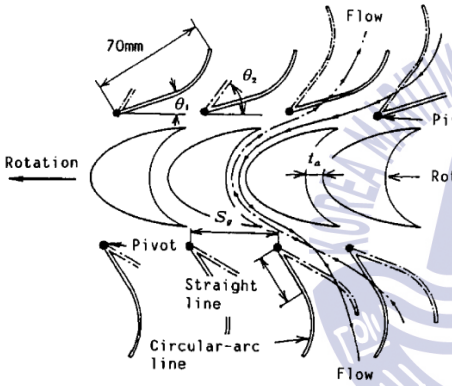
Collection @ kmou



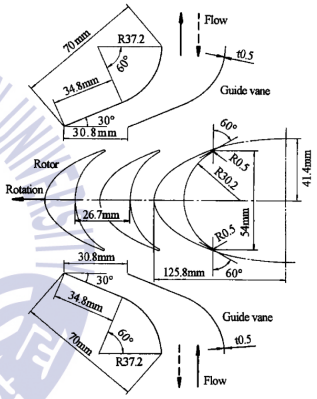
(c) BWGV (Biplane Wells turbine with guidevanes)



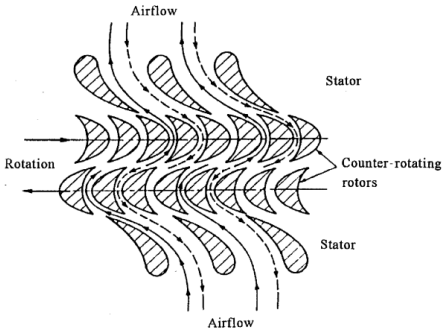
(d) Contra-rotating Wells turbine



(e) ISGV (Impulse turbine with self-pitch-controlled guidevanes)



(f) IFGV (Impulse turbine with fixed guidevanes)



(g) McCormick counter-rotating turbine

Fig. 1.3.2 Various types of Wells and Impulse turbines

Collection @ kmou

Table 1.3.1 Turbine types for various OWCs (Delmonte, 2016; Falcao and Henriques, 2016)

Plant	Turbine type	Subtype
Sakata	Wells turbine	Monoplane, Guidevanes
Islay		Biplane
OSPREY		Contra-rotating
Mighty Whale		Monoplane, Guidevanes
Pico(1999)		Monoplane, Guidevanes
Pico(2001)		Variable pitch
LIMPET		Contra-rotating
Muturiku		Biplane
Vozhinjam	Impulse turbine	Self-pitch controlled guidevanes
Vozhinjam(BBDB)		Guidevanes
OE Buoy		Movable guidevanes
Kaimei		McCormick counter-rotating
Yongsu		Guidevanes

각각의 터빈 종류들 중에는 McCormick counter-rotating, Contra-rotating 터빈 외에 다섯 종류의 터빈의 성능을 Fig.2.2.3에서 확인할 수 있다(Delmonte, 2016). 그림과 같이 웰즈터빈은 임펄스 터빈에 비해 터빈의 작동구간이 상대적으로 좁은 것을 알 수 있으며, 낮은 유동계수 구간에서는 임펄스터빈 보다 효율이 높지만, 높은 구간에서는 실속으로 인하여 터빈 효율이 낮은 단점이 있다.

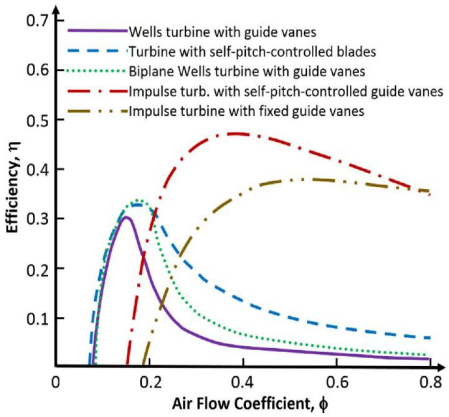


Fig. 1.3.3 Turbine efficiency for each types(Delmonte, 2016)

Collection @ kmou

1.4 본 논문의 주요 연구내용 및 목표

파력발전 1차 변환장치인 공기실에서 생성된 파도에 영향으로 2차 변환장치인 덕트로 유입되는 축방향 유속은 파도와 같은 주기를 가지고 변화하는 왕복유동의 형태를 보이지만, 파도의 주기가 터빈의 회전주파수와 비교하여 무시할 정도로 작기 때문에, 일반적인 작동상태에서 터빈 주위의 유동은 정상유동해석 또는 준정상해석이 가능하다(Hyun et al., 1993). 따라서 본 연구에서는 축방향 유속을 상수로 설정하여 터빈 성능해석을 수행하였다. 3D CAD프로그램을 이용하여 3차원 형상의 터빈 날개와 가이드베인 한 쌍을 설계하였고, 격자프로그램 Gambit을 이용하여 격자를 생성하였으며, 전산유체해석 프로그램인 FLUENT를 이용하였다.

터빈날개와 가이드베인에 작용하는 압력, 속도, 유선분포를 분석하여 각각의 설계변수가 터빈에 어떠한 영향을 미치는지 알아봄을 목표로 하였다. 또한, Setoguchi et al., (2001)의 터빈모델을 대상으로 실험값과 수치해석을 이용한 성능결과를 비교하여 검증 하였다.

본 연구의 주요 고려사항으로는 설계인자에 따른 터빈 성능 민감도해석인데, 임펄스터빈의 주요 설계변수인 날개수, 가이드베인 각도, 날개와 가이드베인 사이거리, 날개끝간극, 허브비의 변화에 따른 터빈성능을 분석하였다. 또한, 날개형상에 변형을 주는 설계변수에 대해 연구 하였다. 임펄스터빈 날개끝부분에 링형상의 띠와 End-plate를 배치한 터빈과, 최근 Halder et al., (2016)가 웰즈터빈날개에 적용한 뒤젖힘각을 임펄스 터빈에 적용하여 각각의 설계변수가 터빈성능에 미치는 영향에 대하여 연구 하였다.

다양한 임펄스터빈 설계변수에 대한 분석을 통하여 최종적으로 30kw급 임펄스터빈을 설계하였고 성능해석을 하였으며, 선박해양플랜트연구소가 Wave simulator장치를 이용하여 수행한 모형터빈 성능자료를 참고하여, 수치해석을 통한 터빈 성능자료와 비교하여 신뢰성을 높였다. 이와 같은 과정을 통하여 최종적으로 30kW급 방파제 연계형 파력발전용 임펄스터빈을 제안하였다.

Collection @ kmou

제 2 장 임펄스터빈 수치해석기법

2.1 터빈 성능 주요계수의 정의

식 (1~3)은 입력계수(Input coefficient, C_A), 토크계수(Torque coefficient, C_T), 효율(Efficiency, η)이다.

$$C_A = \frac{2\triangle pQ}{\rho_a(v_a^2 + {U_R}^2)bl_r z v_a} \tag{1}$$

$$C_T = \frac{2T}{\rho_a({v_a}^2 + {U_R}^2)bl_r z r_R} \tag{2}$$

$$\eta = \frac{T\omega}{\triangle pQ} = \frac{C_T}{C_A\phi} \tag{3}$$

여기서 $\triangle p$, Q, T는 각각 압력강하, 유량, 토크를 나타내며, v_a, U_R, b, l_r, z, r_R은 각각 축방향 평균유속, $r = r_R$에서의 회전방향유속, 날개 스팬길이, 날개 코드길이, 날개수, 날개의 평균반경(0.85R)을 의미한다. 그리고, 식 (4)와 같이 정의되는 ϕ는 유동계수를 의미하며, 이것은 축방향 유입속도와 터빈 회전방향 속도의 비를 나타내는 것이며, 날개이론에서 받음각에 상응하는 물리량이다. 이상에서 정의된 변수들은 터빈이 정상상태에서 작동된다는 가정을 포함하고 있다.

$$\phi = \frac{v_a}{U_R} \tag{4}$$

Collection @ kmou

2.2 ANSYS FLUENT를 이용한 수치해석의 개요

본 연구에서는 임펄스터빈 주위 유동 해석 및 성능 해석을 위해서 널리 쓰이는 범용 전산유체해석코드인 Fluent 6.3.26을 이용하여 3차원 계산을 수행하였다. Fluent는 유한체적법에 기반을 둔 전산유체해석코드로써 열전달과 유동흐름 등의 복잡한 현상을 모델링하기 위한 프로그램이다. 일정하지 않은 유동을 해석하는데 있어서 복잡한 모양을 비교적 쉽게 해결할 수 있게 mesh의 유연성을 가지고 있다. 지원되는 mesh의 종류는 3차원일 때 4면체, 5면체, 6면체 그리고 혼합 mesh가 있다. 이러한 격자의 배치는 특히 경계층과 같이 큰 변화의 유동 영역을 예측하는데 유용하다. 프로그램 구조는 Fig.2.2.1 와 같다.

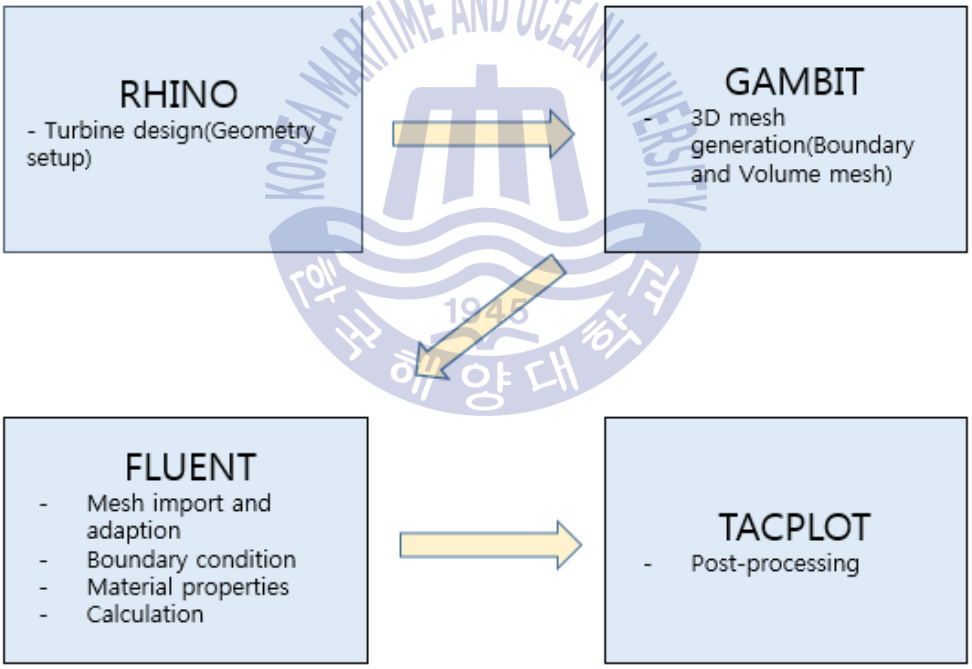


Fig. 2.2.1 Structure of FLUENT

Collection @ kmou

3차원 터빈 설계는 3차원 CAD프로그램 RHINO를 이용하였다. 격자생성은 GAMBIT 2.4.6을 이용하였다. GAMBIT은 GUI(Graphical user interface)의 기능을 통해 아주 이용이 간편하며, 정확도 높은 격자생성 기술을 제공한다. 부분적으로 자동화되어 있는 격자생성 기능을 이용하여 격자생성 시간을 줄여준다. 그리고 실시간 graphical feedback기능을 통하여 격자의 분포 상태를 확인할 수 있다. 이와 같이 GAMBIT을 활용하여 격자를 적용하고 FLUENT에서 import하여 해석을 진행한다. 유동을 해석하기 위한 지배방정식을 선택하고, 유체의 밀도와 점성에 대한 정보를 입력하고, 경계조선 및 초기조건 등을 선택하여 iteration을 이용한 해석을 수행한다. FLUENT는 모델링한 구조물의 계산결과를 다양하게 볼 수 있는 Post-Processor의 기능을 이용해 해석결과를 쉽게 확인할 수 있다.

2.3 터빈 관련 기존 수치해석기법 조사 및 분석

일반적으로 진동수주형 파력발전장치의 수치해석은 파도에너지를 변환하는 장치인 공기실과 운동에너지를 회전에너지로 변환하는 장치인 터빈으로 분류되어 수행된다. 본 연구에서는 파력발전장치의 2차 에너지 변환장치인 터빈 성능을 알아보기 위한 수치해석기법을 분석하였다.

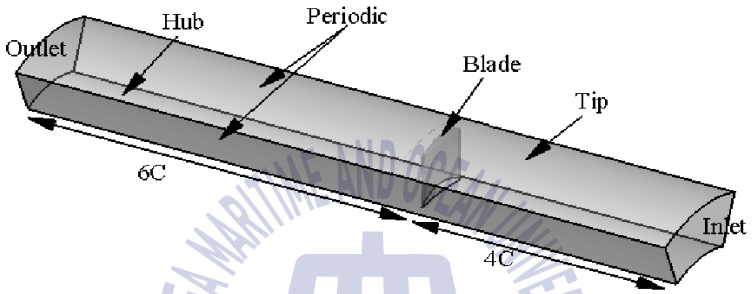
웰즈터빈은 1990년대 중반부터 최근까지 수치해석 연구가 계속하여 진행되어 왔다(Shehata et al., 2016). 임펄스터빈도 과거 연구자들이 2, 3차원 준정상상태 해석을 이용하여 터빈의 효율 및 토크를 도출하였다. 이는 파력발전장치 공기실로부터 터빈으로 들어오는 유체의 유량이 공기실 내부의 수면이 상승함에 따라 공기실에서 출구로 유출될 때와 출구에서 공기실로 흐를 때 시간에 따라 다르지만(Setoguchi et al., 2001), 터빈으로 유입되는 유량이 일정한 조건이라고 가정한 상태에서 해석되는 것을 말한다.

Fig. 2.3.1는 임펄스터빈 및 웰즈터빈에서 계산영역을 보여주는 것으로 터빈 날개 1매와 가이드베인 한 쌍에 대해서만 수치계산 하였으며, 터빈의 전체 계산영역의 형상은 차이가 있지만, 경계조건 및 전체 계산영역 크기는 비슷함을 알 수 있다.

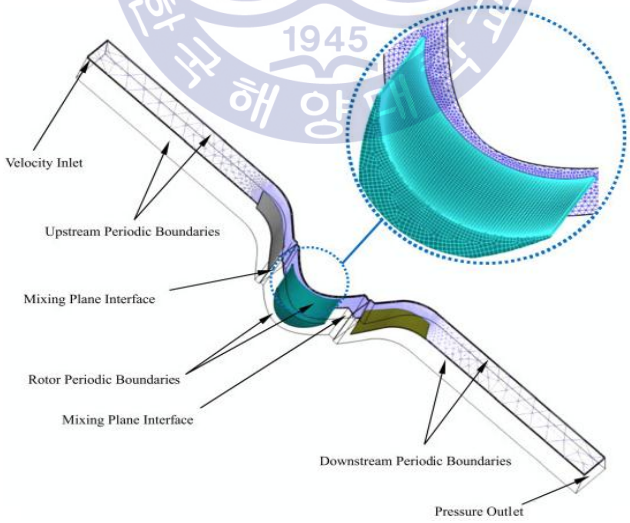
Collection @ kmou

터빈 축방향의 입구와 출구 경계조건은 Velocity inlet 및 Pressure outlet을 지정하였고, Periodic 조건을 부여하여 회전방향을 설정하였다. 로터의 회전을 고려하기 위해 MRF(Moving Reference Frame)기법을 사용하였다.

터빈 수치해석은 주로 RANS(Reynolds-Averaged Navier Stokes)모델이 사용되었다. 특히 $k-\epsilon$ 모델이 사용되었으며 $k-w\ SST$ 모델 및 Spalart-Allmaras 모델 등 많은 종류의 난류모델이 사용되었다(Table 2.3.1).



(a) Wells turbine (Halder et al., 2016)



(b) Impulse turbine (Liu et al., 2016)

Fig. 2.3.1 Examples of grid system for Wells and Impulse turbines

Collection @ kmou

Table 2.3.1 CFD studies of Wells and Impulse turbines

Researchers	Blade profile	Turbulence model	Condition	Type
Taha et al(2011)	NACA0020	Realizable $k-\epsilon$(FLUENT)	3D steady	Wells
Carija et al(2012)	NACA0021	Realizable $k-\epsilon$ RNG $k-\epsilon$ $k-\omega$ SST	3D steady	Wells
Shaaban(2012)	NACA0015(Biplane)	Realizable $k-\epsilon$ (FLUENT)	3D steady	Wells
Starzmann and Carolus(2014)	Hub:NACA0018-63 Midspan:NACA0015-63 Tip:NACA0012-63	Standard fully turbulent SST(CFX)	3D steady	Wells
Halder et al.(2015)	NACA0015	$k-\omega$ SST(CFX)	3D steady	Wells
Shehata et al.(2016)	NACA0012,0015, 0020, 0021	Realizable $k-\epsilon$ (FLUENT)	2D unsteady	Wells
Halder et al.(2016)	NACA0015	$k-\omega$ SST(CFX)	3D steady	Wells
Ying and Hyun(2016)	NACA0020	Realizable $k-\epsilon$(FLUENT)	3D quasi steady	Wells
Hyun and Moon(2006)		Standard $k-\epsilon$(FLUENT)	2, 3D steady	Impulse
Liu et al.(2013)		RNG $k-\epsilon$(FLUENT)	3D steady	Impulse
Pereiras et al.(2014)		Realizable $k-\epsilon$(FLUENT)	3D steady	Impulse
Liu et al.(2016)		Standard $k-\epsilon$(FLUENT)	3D steady	Impulse

Collection @ kmou

2.4 기본방정식

유체 유동의 해석은 연속방적식과 나비에-스토크스 방정식으로 나타낼 수 있다. 상기 방정식들은 다음과 같이 식 (5~6)으로 표현 된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \qquad (5)$$

연속방정식은 유체의 운동 안에서 새롭게 생성되거나 사라지는 것이 없는 경우에 질량이 보존된다는 이론을 말한다. 식 (5)는 미분방정식에 의해 나타낸 식이다. ρ, ∇, t, v 는 각각 유체의 밀도, 시간, 유체의 속도, 3차원 델연산자를 의미한다.

$$\sum f = f_{grav} + f_{press} + f_{visc} = \rho g - \nabla \cdot P + \nabla \cdot \sigma_{ij} = \rho \frac{d\vec{v}}{dt} \qquad (6)$$

나비에-스토크스 방정식은 점성이 있는 유체에 대한 일반적인 운동방정식이다. f_{grav}, f_{press}, f_{visc}, ρ, g, ∇, P, σ_{ij}, $\vec{v}$, t 는 각각 중력에 의한 힘, 압력에 의한 힘, 점성에 의한 힘, 유체밀도, 3차원 델연산자, 압력, 응력텐서, 속도벡터, 시간을 의미한다.

식 (6)은 미소체적에 대한 평형식을 만족시킨다는 의미이며, 미소체적에 작용하는 중력에 의한 힘, 압력에 의한 힘, 점성에 의한 힘을 모두 합한 힘은 뉴턴 제2법칙을 만족시킨다는 의미이다. 점성이 없는 완전유체와 연관된 문제부터 경계층의 난류현상까지 광범위한 현상에 응용된다.

Collection @ kmou

제 3 장 임펄스터빈 검증 및 기본설계

3.1 검증용 임펄스터빈 설계

검증용 임펄스터빈은 자료조사를 참고하여 우수하다고 생각되는 Setoguchi et al.(2001)의 날개 형상을 선택 하였다. Table 3.1.1 과 Fig.3.1.1에 터빈 제원 정리 하였으며 표와 2차원단면 형상으로 나타내었다.

Table 3.1.1 Specification of impulse turbine

Designation	Symbol	Value
Diameter(mm)	D	300
Number of blades	z_r	30
Number of guide vane	z_g	26
Hub ratio		0.7
Tip clearance(mm)	t_c	0.5

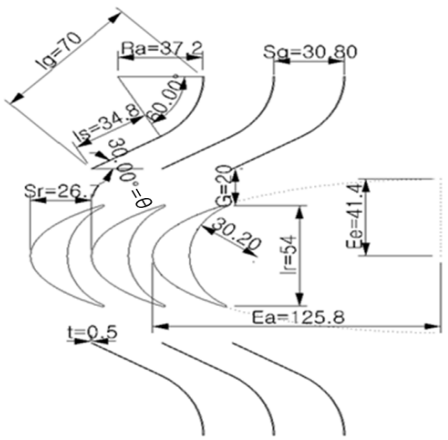


Fig. 3.1.1 Configuration of turbine for validation (Setoguchi et al., 2001)

Collection @ kmou

3.2 터빈 성능해석 및 검증

3.2.1 작업과정, 격자생성 및 계산조건

임펄스터빈의 성능해석은 유한체적법 기반의 CFD 상용 코드인 FLUENT를 이용하여 가이드베인 한 쌍, 날개 1매에 대해 3차원 준정상상태로 계산을 수행하였다. 또한, 로터의 회전을 위해 MRF기법을 적용하였다. 난류모델은 Realizable $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

전체 계산영역은 회전하지 않는 영역과 회전영역으로 구분하였고, 터빈 날개의 압력면과 흡입면은 정렬격자를 이용하고, 나머지 영역은 비정렬격자를 이용한 혼합격자계로 적용하였다. 총 격자수는 총 2,000,000개이다. 날개 회전효과를 적용시키기 위해 periodic 경계조건을 적용하였으며, 출구 및 입구 경계조건으로 Pressure outlet 및 Velocity inlet을 각각 적용하였다. 터빈 날개 및 경계조건의 격자분포를 Fig. 3.2.1에 나타내었다.

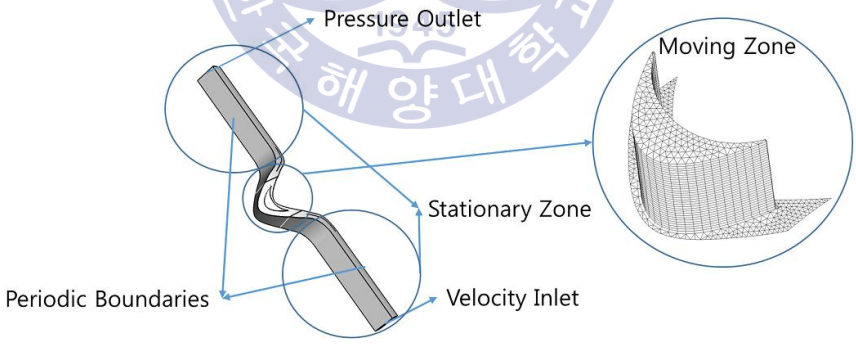


Fig. 3.2.1 Boundary conditions and grid on blade

Collection @ kmou

3.2.2 터빈 격자민감도 Test

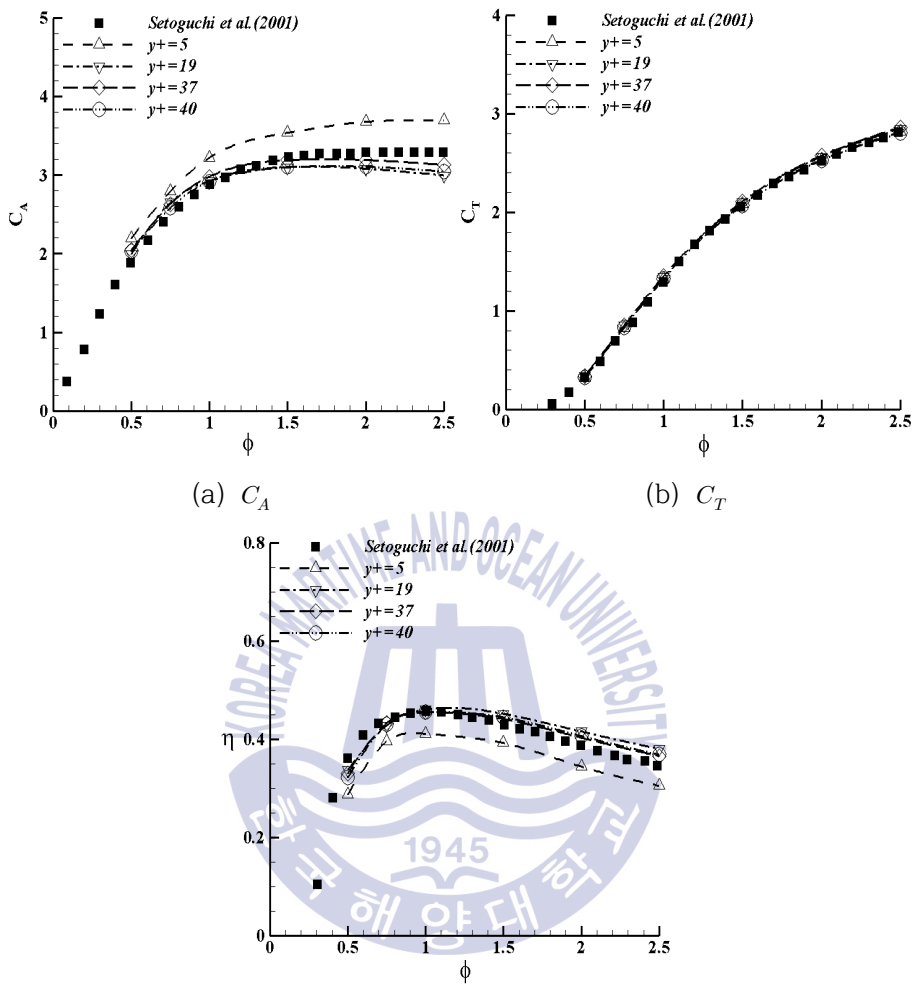
임펄스터빈의 성능해석기법 검증을 위하여 Setoguchi et al.(2001)의 터빈을 대상으로 연구결과와 비교하였다. 축방향 유속(V_a)을 고정한 상태에서 날개회전속도(U_R)를 변경하는 방법으로 수치계산을 진행하다. 계산조건은 Table 3.2.1 에 나타내었다.

Table 3.2.1 Calculation conditions

ϕ	$V_a(m/s)$	$U_R(m/s)$
0.5	5.73	11.46
1.0	5.73	5.73
1.5	5.73	3.82
2.0	5.73	2.87
2.5	5.73	2.29

본 계산에 앞서 격자계의 검증을 위해 y^+를 5, 19, 37, 40으로 증가시켜가며 격자의존도를 알아보았고, Setoguchi et al,(2001)의 터빈성능결과와 비교하였다. y^+=5인 경우를 제외하고는 모두 실험값과 매우 일치함을 확인하였다(Fig. 3.2.2). C_A값이 일치하지 않고 C_T는 비교적 일치하는 결과를 확인하였다. 이것은 사용한 난류모델이 낮은 y^+에서 날개에 작용하는 전단력을 정확히 예측하지 못하기 때문에 터빈성능 결과도 서로 상이한 결과를 보인 것으로 생각된다. 그리고, y^+= 37에서 가장 실험값에 정성적, 정량적으로 일치하는 결과를 확인하였는데, 이것은 Liu et al., (2016)과 유사한 결과임을 확인하였다(Fig.3.2.2).

Collection @ kmou



(a) C_A (b) C_T

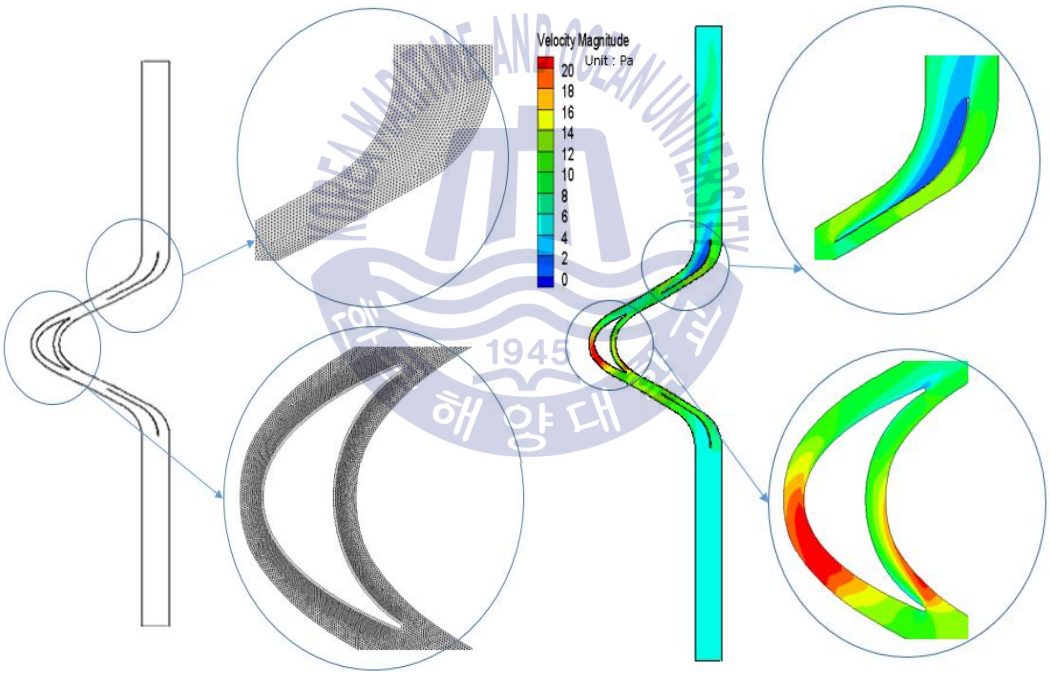
(c) η

Fig. 3.2.2 Results of y^+ dependency test (Yang et al., 2017)

Collection @ kmou

3.2.3 2차원 계산 결과

2차원 해석은 Setoguchi et al.(2001)의 날개형상을 사용하였다. 비정렬격자와 정렬격자를 같이 사용하여 격자를 생성 하였다. 임펄스터빈은 충동형 터빈이므로 외력 성분 중에 점성력 보다 압력력이 주는 영향력이 크기 때문에 격자 민감도가 적다. 즉, 격자생성의 효율을 향상시키기 위해 임펄스 터빈과 같은 복잡한 회전체의 형상은 전체적으로 비정렬격자를 사용하였으나 y^+를 적절한 범위에 넣기 위하여 날개인근에는 정렬격자를 한층 더 이용하였다(Fig.3.2.3).



3.2.3 Mesh of turbine **3.2.4** Velocity magnitude of turbine

2차원 계산에서는 터빈의 회전운동을 날개의 x방향 직선운동으로 생각하여 계산을 진행하였다. 2차원 계산의 경우 4,000~10,000개의 격자를 이용하였다. 수치해석을 통해 날개 흡입면부분에서의 유체의 속도가 증가했다 감소하는 현상과 출구방향의 가이드베인 부분에서의 속도감소를 확인할 수 있었다(Fig.3.2.4). 날

Collection @ kmou

개와 가이드베인 주위의 Streamlines을 분석하여 출구방향의 가이드베인 근처에서 와류가 관찰됨을 확인하였다(Fig.3.2.5~6).

Fig. 3.2.5 Streamlines nearby wing

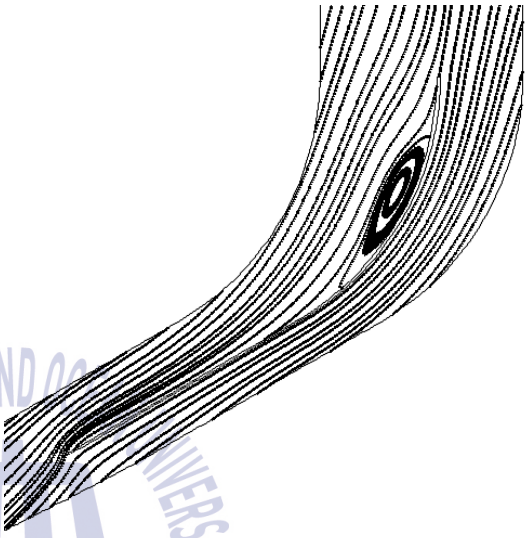
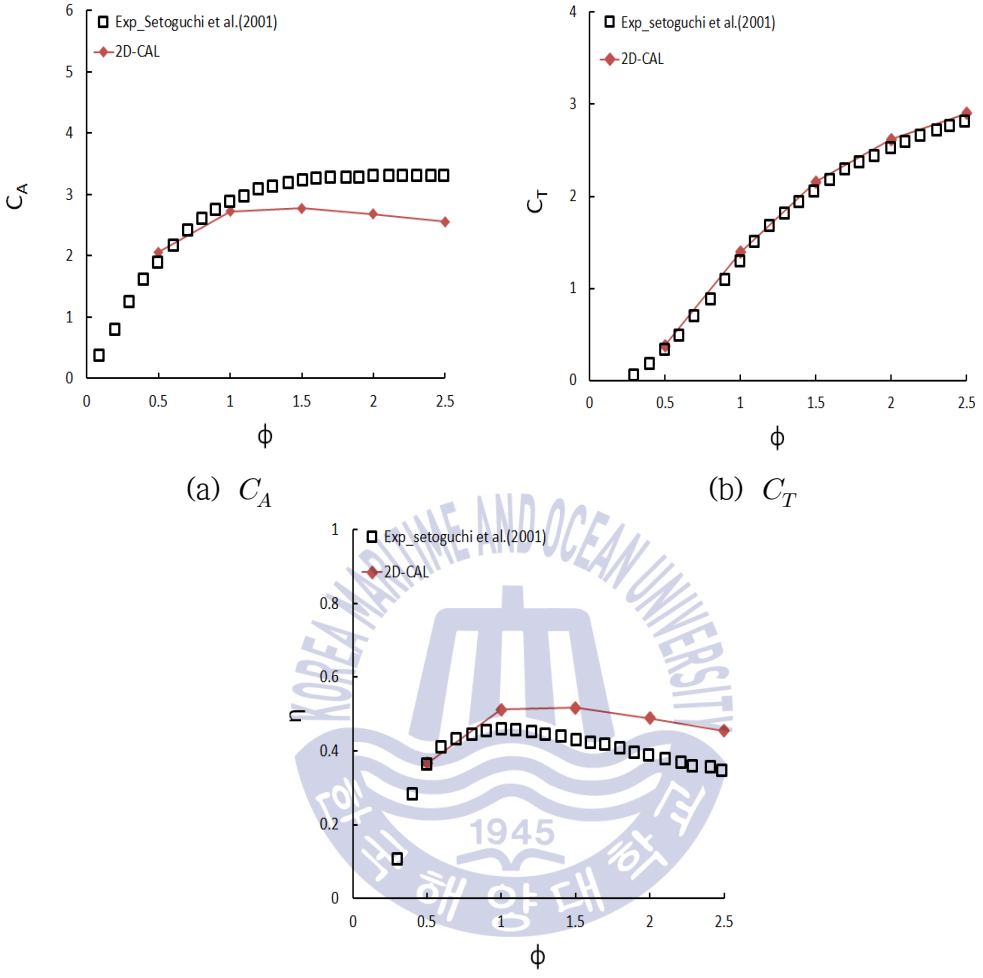


Fig. 3.2.6 Streamlines nearby guide-vane

Fig.3.2.7에 Setoguchi et al., (2001)의 결과와 2차원 성능해석 결과를 비교해 보았다. 수치해석을 이용한 2차원터빈의 성능이 실험값보다 월등히 좋음을 확인할 수 있었는데, 이와 같은 현상의 이유로는 2차원형상의 경우 날개끝 간극을 구현하지 못하였기 때문이다. 실제 터빈보다 낮은 압력강하와 높은 토크값이 확인되며 터빈성능의 예측을 부정확함을 알 수 있었다.

Collection @ kmou



(a) C_A (b) C_T

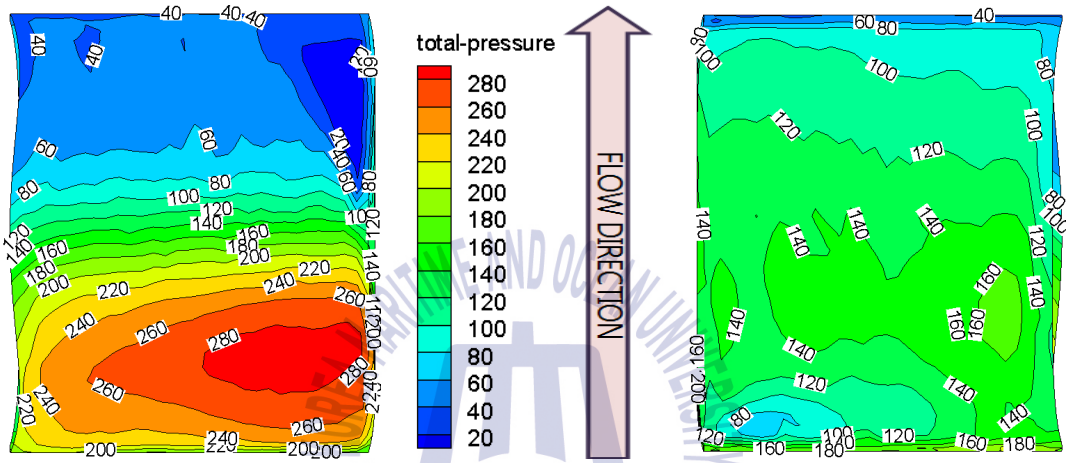
(c) η

Fig. 3.2.7 Turbine performance

Collection @ kmou

3.2.3 3차원 계산 결과

수치해석 검증결과 날개의 압력면과 흡입면이 공통적이게도 공기 흐름방향 입구쪽 중앙부분에서 높은 압력이 분포하였고, 출구쪽으로 갈수록 점차 낮은 압력분포를 보였다(Fig. 3.2.8).

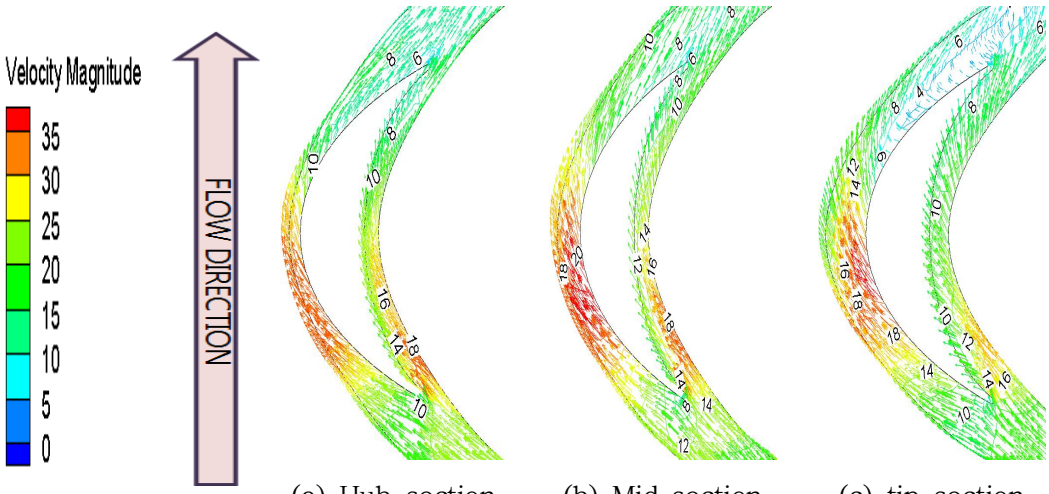


(a) Suction side (b) Pressure side

Fig. 3.2.8 Pressure distribution on suction and pressure sides at ϕ=1.0

속도분포의 경우 날개형상을 허브, 중심, 날개끝 으로 3가지 면으로 나누어 보았고, 3가지 면에 공통적으로 흐름방향 입구 쪽의 흡입면 중앙부분에서 높은 속도 분포가 나타났으며 특히 날개끝부분의 속도분포를 보면(Fig. 3.2.9(c)) 출구방향 흡입면에서 속도 분포가 낮은 것을 확인할 수 있었다(Fig. 3.2.9), 속도분포가 낮은 이유로는 유체입자의 흐름을 관찰한 결과 압력면에서 유체의 입자들이 원활하게 출구방향으로 흘러가지 못하고 흡입면으로 유체입자의 간섭이 일어나기 때문이다(Fig. 3.2.10(c)).

Collection @ kmou



(a) Hub section (b) Mid section (c) tip section

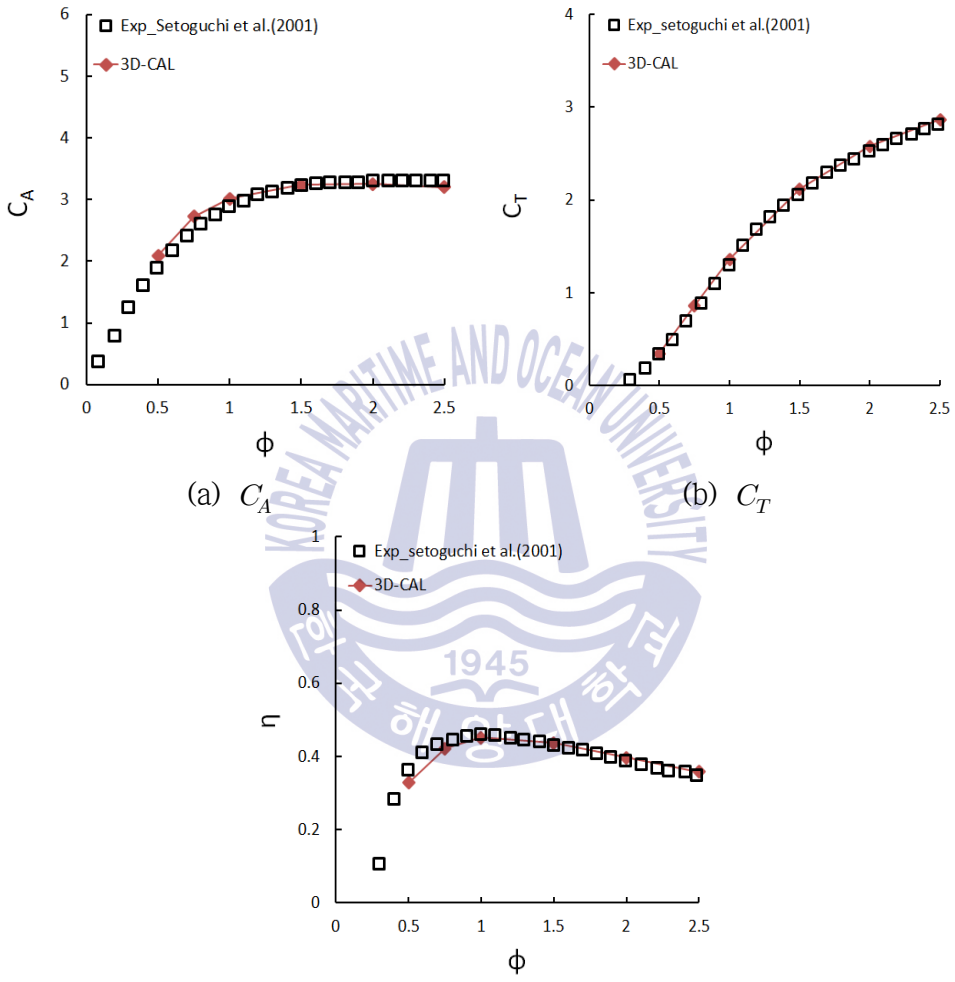
Fig. 3.2.9 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections at ϕ=1.0

(a) Hub section (b) Mid section (c) tip section

Fig. 3.2.10 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections at ϕ=1.0

Collection @ kmou

Fig.3.2.11에서 Setoguchi et al., (2001)의 실험결과와 현재 결과를 비교했을 때 전반적으로 잘 일치함을 알 수 있다. 결과는 정량적으로나 정성적으로 실험결과와 잘 일치하고 있으므로, 수치해석모델의 검증을 완료되었다고 생각된다.



(a) C_A (b) C_T

(c) η

Fig. 3.2.11 Turbine performance

Collection @ kmou

3.3 30kw급 임펄스터빈 초기설계 및 성능 해석

본 연구에 사용된 임펄스터빈은 직경이 0.8m인 30kW급 터빈이다. 규모추정은 선박해양플랜트연구소에서 구축한 용수시험파력발전소에 설치된 임펄스터빈의 성능곡선을 이용하여 수행하였다(Ministry of Oceans and Fisheries, 2016). 자세한 제원은 Table 3.3.1와 Fig. 3.3.1~2에 나타내었다 .

Table 3.3.1 Specification of Impulse turbine selected

Designation	Symbol	Value
Diameter(mm)	D	800
Number of blades	z	26
Number of guide vane	z_g	26
Hub ratio		0.7
Tip clearance(mm)	t_c	1

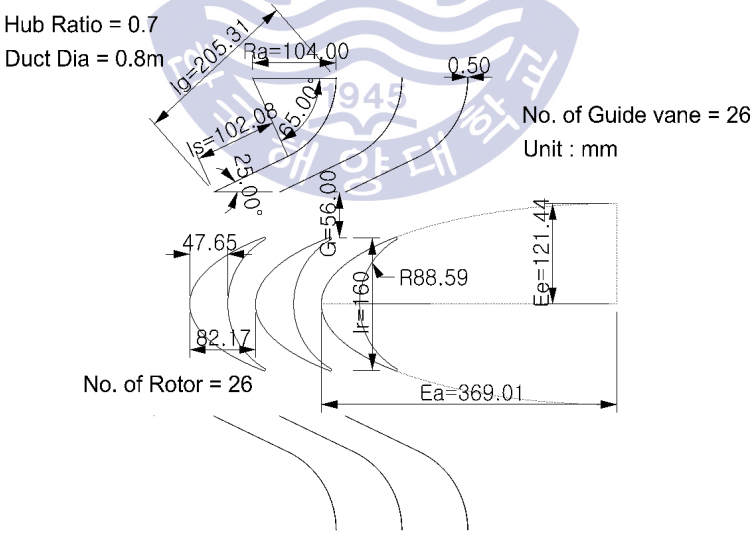


Fig. 3.3.1 Configuration of impulse turbine

Collection @ kmou

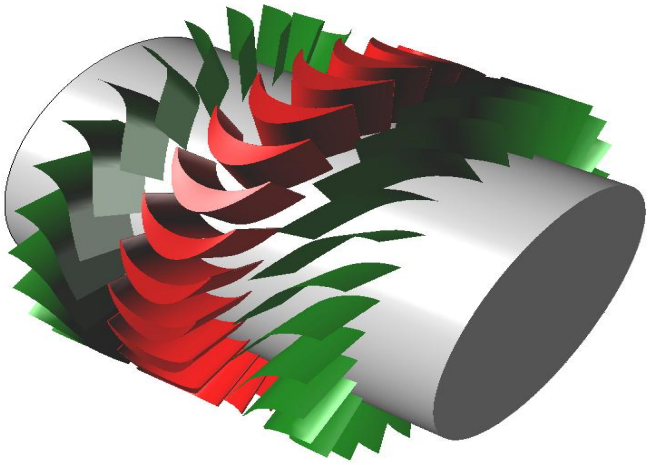
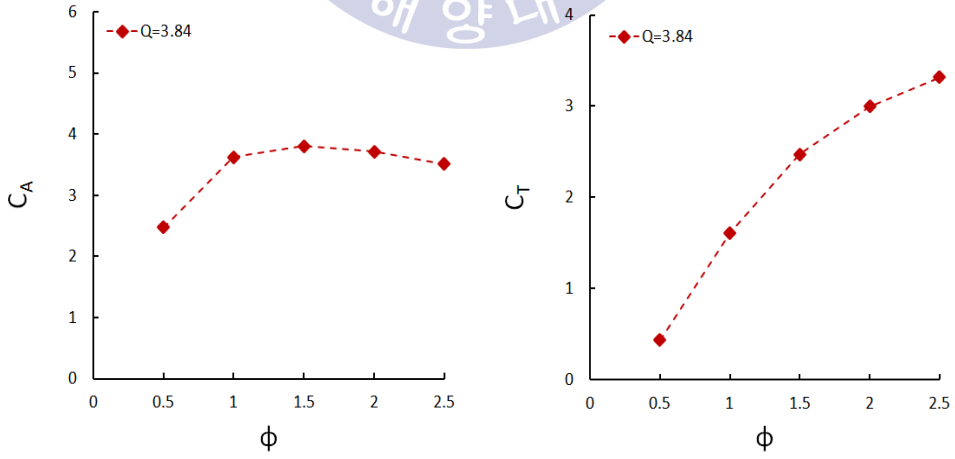


Fig. 3.3.2 3-D CAD model of impulse turbine

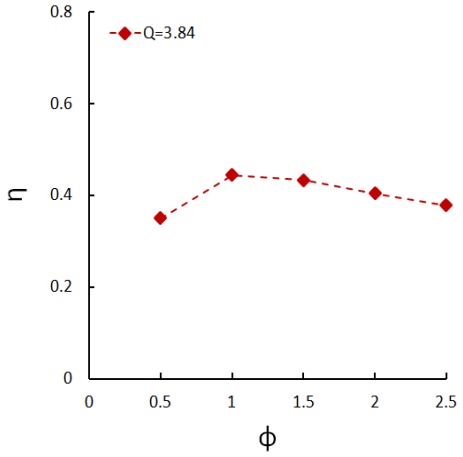
설계된 터빈을 대상으로 유량이 $3.8m^3/s$일 때 성능해석을 수행하였다. 즉, 터빈 입구 유속이 $15m/s$일 때 터빈 성능해석을 수행하였다(Fig.3.3.3).

유동계수가 0~2.5인 범위에서 터빈성능을 확인하였다. 입력계수와 터빈 효율은 비슷한 경향을 보임을 확인하였고, 토크계수는 유동계수가 증가함에 따라 점차 증가함을 확인하였다.



(a) C_A (b) C_T

Collection @ kmou



(c) η

Fig. 3.3.3 Performance of impulse turbine

Collection @ kmou

제 4 장 CFD를 이용한 파력발전용 임펄스터빈 주요 설계인자 민감도 해석

4.1 터빈 날개수(z)에 따른 민감도 해석

본 연구에서는 날개수 변화에 따른 성능변화를 조사하기 위해 동일한 터빈을 날개수만 26, 28, 30매로 변화시켜 ϕ=0.5~2.5에서의 성능해석을 수행하였다 (Table4.1.1). 날개수의 영향은 동일하게 유입되는 유량조건에서 날개 1매로 유입되는 유량의 상대적인 차이로 표시가 되는데, 날개수가 증가하게 되면 날개 1매로 유입되는 유량은 날개수에 반비례하게 된다. 날개수 26, 28, 30매로 증가함에 따른 입력 및 토크계수, 효율을 Fig.4.1.1에 나타내었다. 터빈효율의 경우 Fig.4.1.1(d) 에 기술한 바와 같이 ϕ=1.0에서 날개수 30매인 터빈이 가장 높은 효율 46%를 나타내었다. Fig.4.1.2에 날개수 30매 일 때 압력면과 흡입면의 압력분포를 나타내었다. 흡입면 입구방향에서 출구방향으로 압력이 점차 감소함을 확인할 수 있었다.

Fig.4.1.3~4에 터빈날개를 3등분하여 날개 허브방향 중심방향 날개끝방향의 속도벡터와 유선을 나타내었다. 날개끝부분에서의 속도분포가 낮아짐을 확인할 수 있고 유선을 통하여 와류현상을 확인할 수 있는데, 이러한 이유는 날개끝부분에서 유체입자들이 날개형상에 따라 자연스럽게 흘러가지 못하고 압력 면에서 흡입 면으로 입자의 침범으로 인한 결과라고 생각된다.

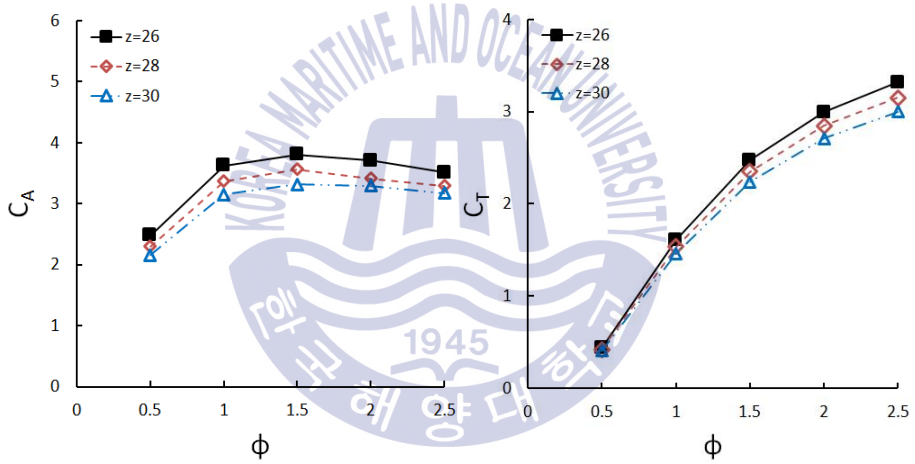
압력면 중앙부분에서 높은 압력을 보이며 중앙부분에서 멀어질수록 낮은 압력을 보였다. Fig.4.2.5~6에 날개수 26, 28, 30 일 때 흡입면과 압력면에 작용하는 압력분포 비교하여 나타내었다. 날개수가 증가함에 따라 흡입면과 압력면의 터빈입구방향 에서는 압력이 점차 증가하며 출구방향에서는 압력이 점차 감소함을 확인하였다.

Collection @ kmou

요약하면, 터빈 날개수가 26매에서 30매로 증가함에 따라 압력계수도 점차 감소하였으며, 이로 인하여 날개수가 30매일 때 가장 높은 효율을 가짐을 확인하였다.

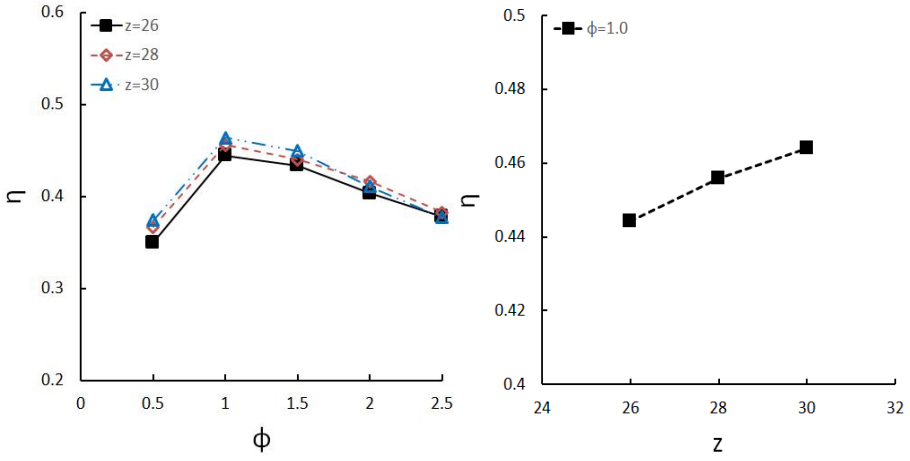
Table 4.1.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0

z	η	C_T
26	0.444	1.610
28	0.456	1.536
30	0.464	1.463



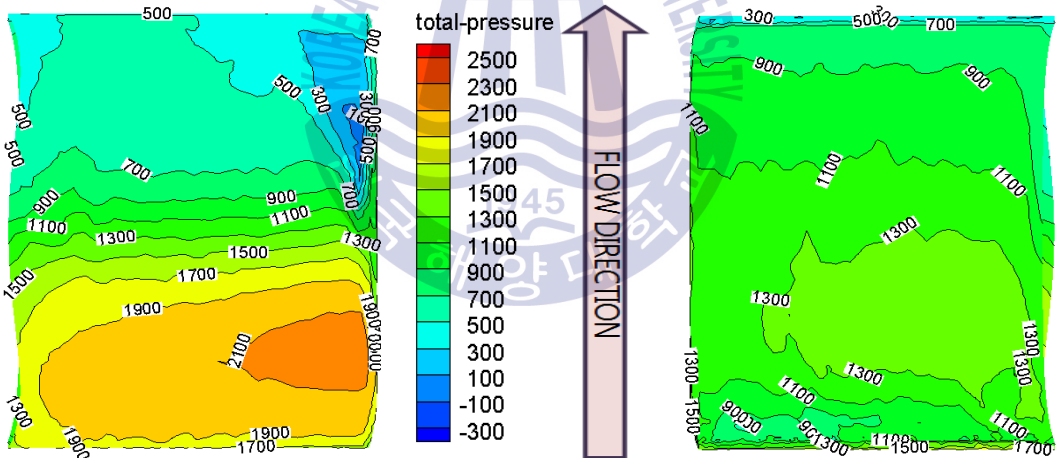
(a) C_A (b) C_T

Collection @ kmou



(c) η (d) η

Fig. 4.1.1 Performance of impulse Turbine



(a) Suction side (b) Pressure side

Fig. 4.1.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model z=30 at ϕ=1.0

Collection @ kmou

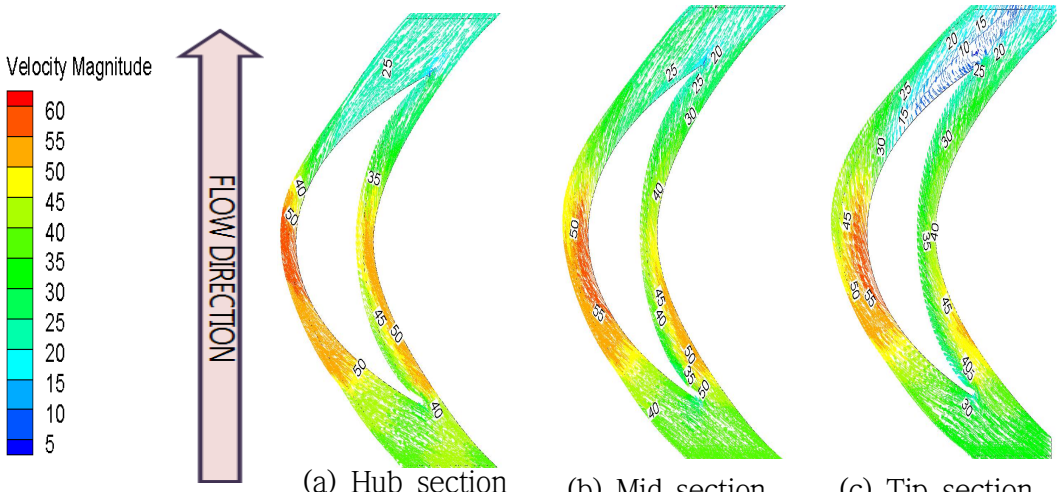


Fig. 4.1.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model z=30 at ϕ=1.0

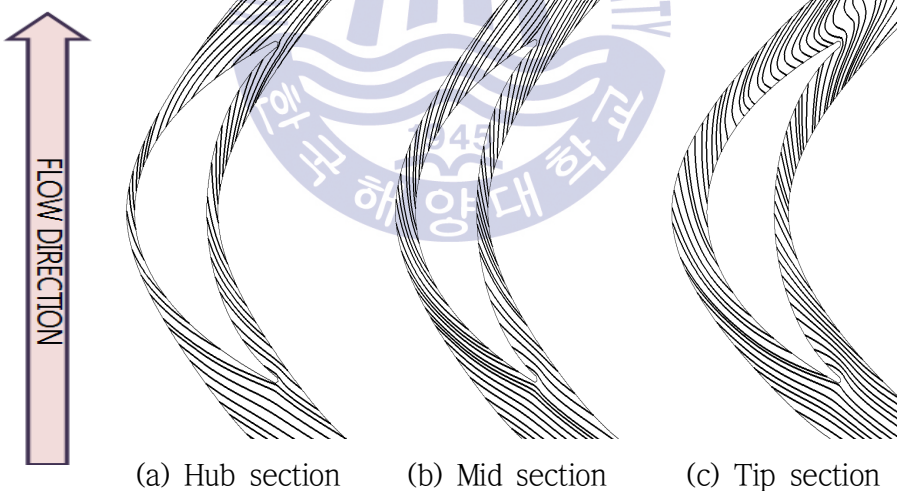
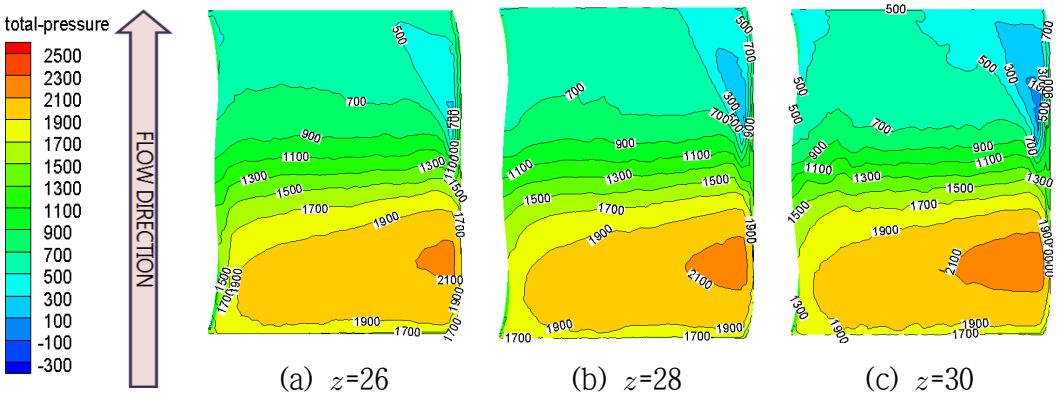


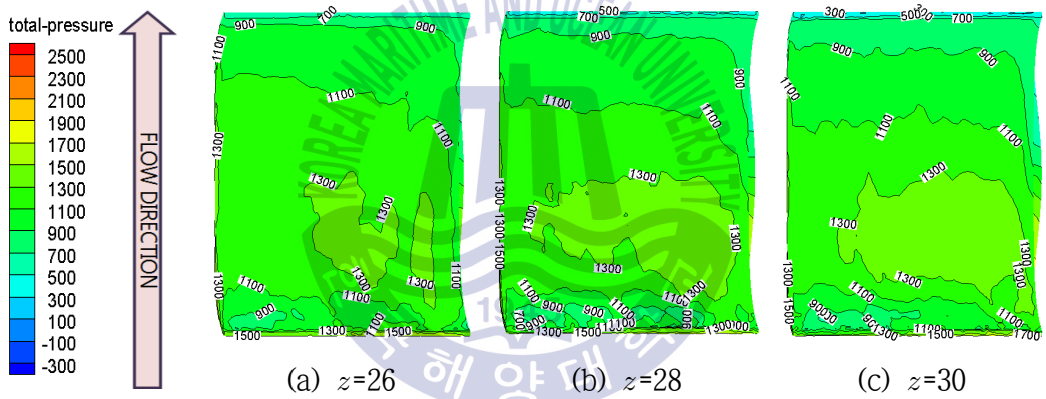
Fig. 4.1.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model z=30 at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(a) z=26 (b) z=28 (c) z=30

Fig. 4.1.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0



(a) z=26 (b) z=28 (c) z=30

Fig. 4.1.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

4.2 터빈 가이드베인 각도(θ)에 따른 민감도 해석

본 연구에서는 동일한 터빈 형상에 대해 가이드 베인 각도에 따른 성능변화를 조사하기 위해 θ = 15°, 25°, 35° 45°로 나누어 수치해석을 수행하였다. θ=15°인 경우 입력계수가 상대적으로 상당히 큰 값을 보이고 있는데, 이는 θ가 작은 경우 압력강하가 크게 증가함에 기인한 것임을 확인하였고, 토크계수의 경우 θ가 증가할수록 감소되는 것을 확인하였다(Fig. 4.2.1).

Fig. 4.2.2에 가이드베인 각도 35도일 때 압력면과 흡입면에서 압력을 나타내었다. 흡입면의 경우에는 입구방향에서 출구방향으로 갈수록 압력이 점차 감소함을 알 수 있었다. 압력면의 경우에는 날개 중앙 부분에 높은 압력을 가지며 입구와 출구방향에서 낮은 압력을 보였다.

Fig. 4.2.3~4에서는 날개의 허브방향, 중심방향, 날개끝단방향 단면에서 속도벡터 분포와 Streamlines을 나타내었다. 허브방향, 중심방향 날개 근처에서는 비교적 유체입자가 날개의 형상을 따라 자연스럽게 흘러감을 알 수 있었다. 날개끝 단면에서는 유체입자가 자연스럽게 흘러가지 못하고 날개 흡입면에서 역류하는 현상을 확인하였다.

Fig. 4.2.5~6에 θ=25°, 35°, 45°일 때 날개 흡입면과 압력면에서 압력을 나타내었다. 흡입면의 경우 $\theta = 35°$일 때 가장 낮은 압력분포를 가짐을 확인하였다. 압력면의 경우 $\theta = 45°$일 때 가장 낮은 압력분포를 가짐을 확인하였다.

요약하면, 효율은 ϕ=1.0에서 $\theta = 25°$,35°일 때 낮은 압력강하를 보였고, $\theta = 35°$일 때, 성능 면에서 가장 유리할 것으로 생각된다(Table 4.2.1).

Collection @ kmou

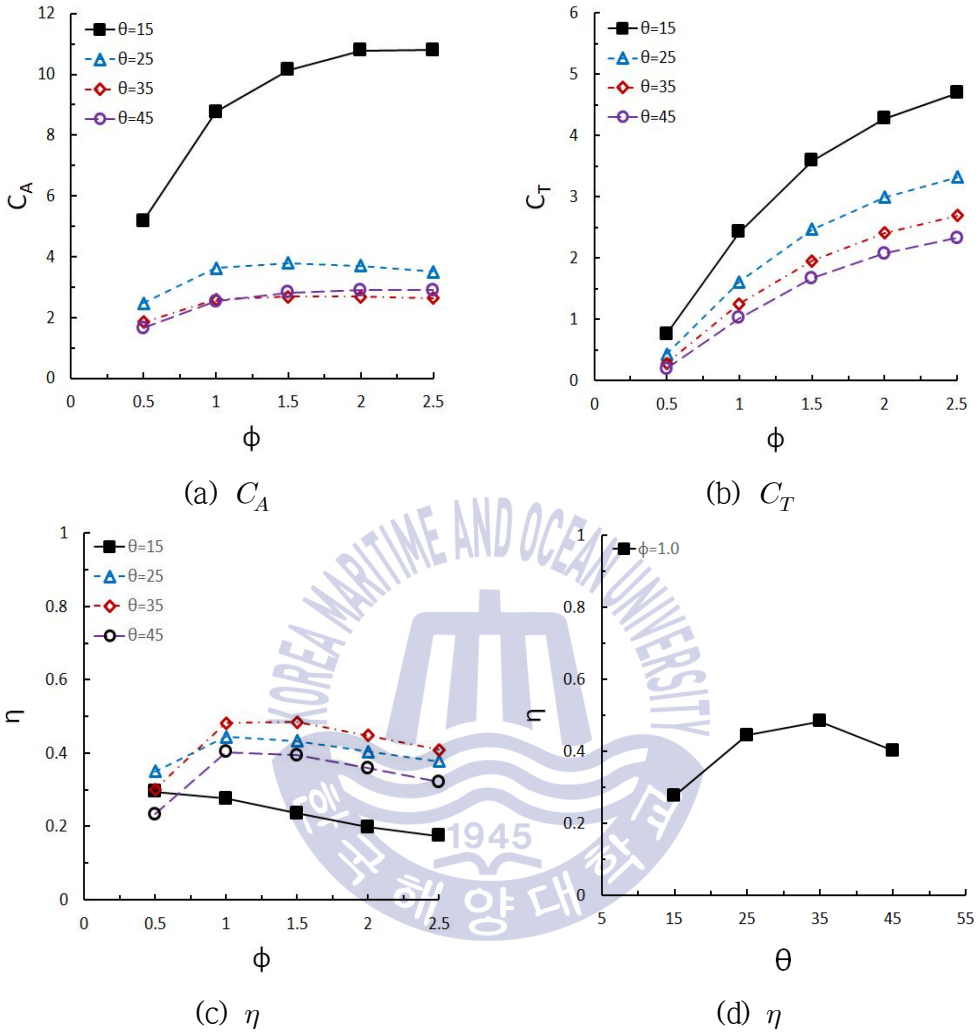
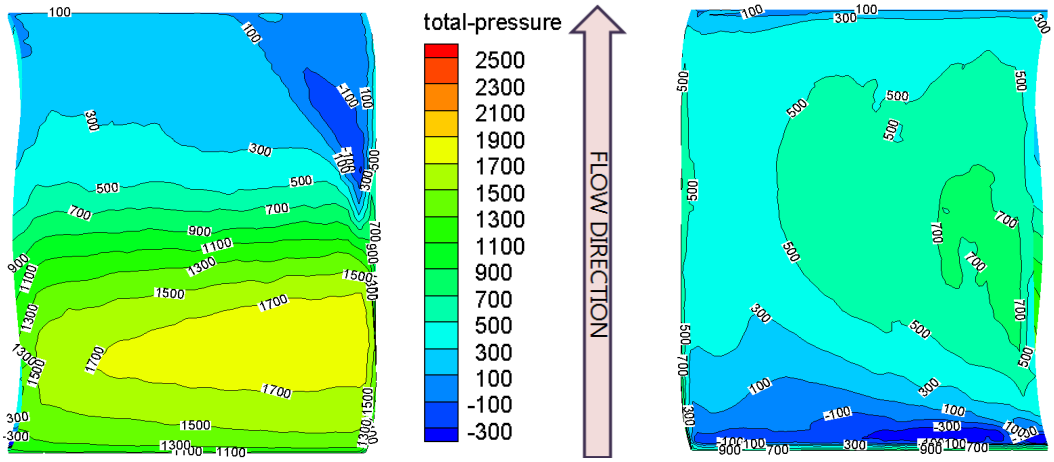


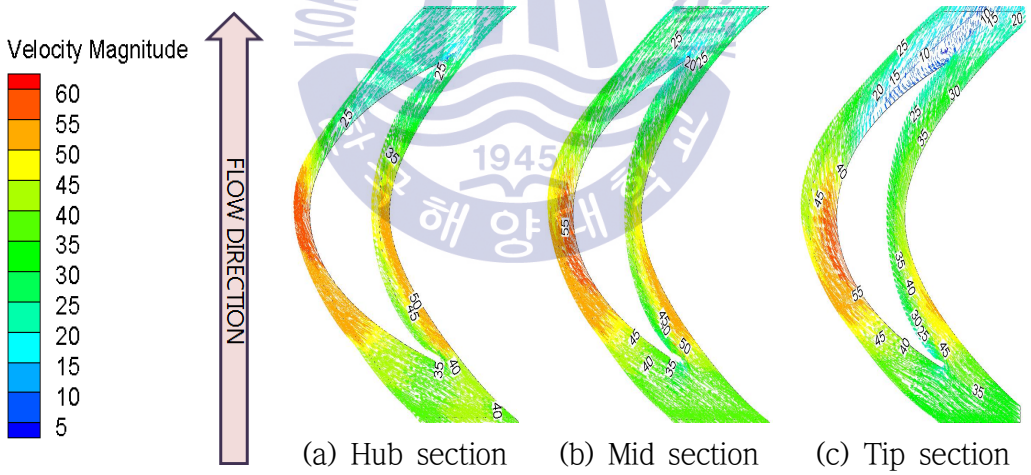
Fig. 4.2.1 Performance of impulse Turbine

Collection @ kmou



(a) Suction side (b) Pressure side

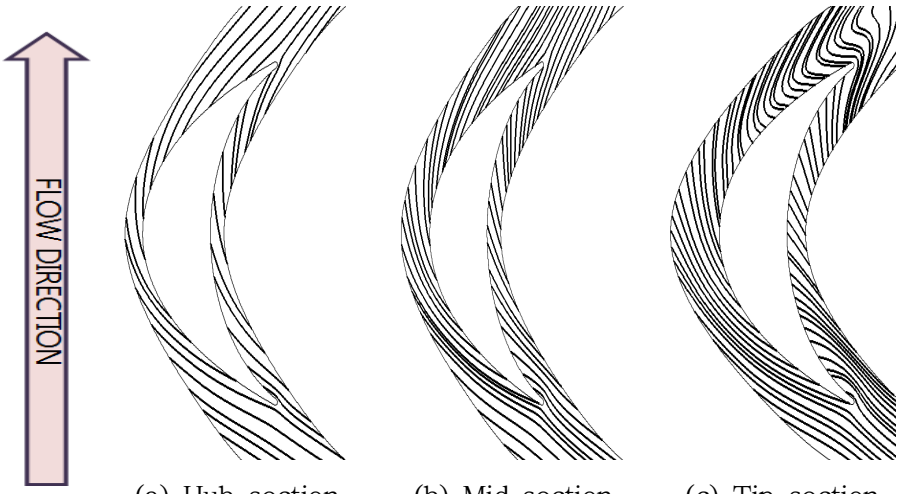
Fig. 4.2.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model θ=35 at ϕ=1.0



(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

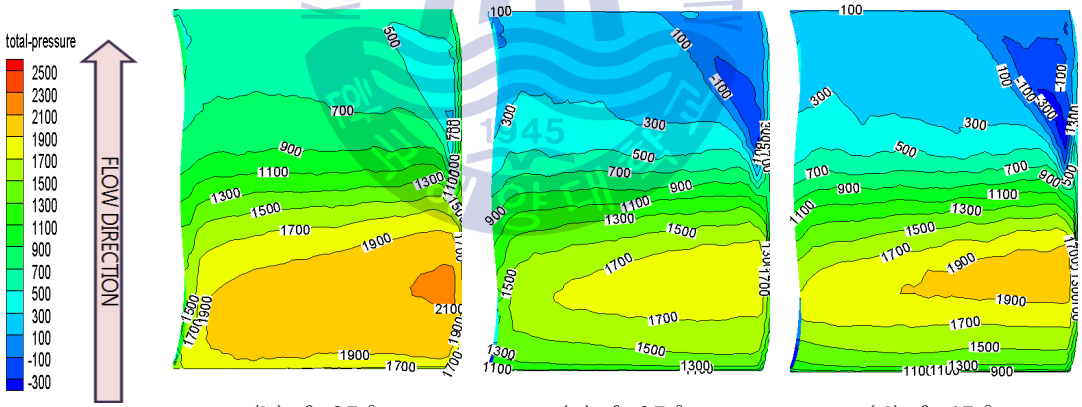
Fig. 4.2.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model θ=35 at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

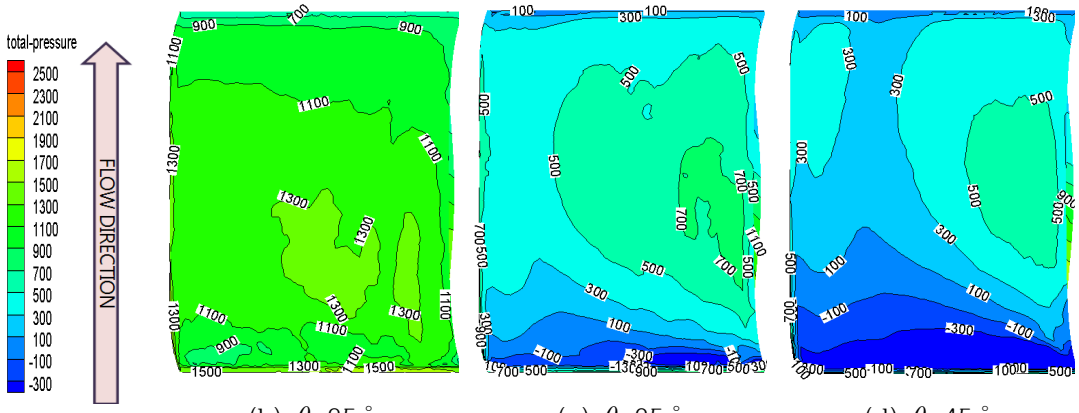
Fig. 4.2.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model θ=35 at ϕ=1.0



(b) θ=25 ° (c) θ=35 ° (d) θ=45 °

Fig. 4.2.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(b) θ=25 ° (c) θ=35 ° (d) θ=45 °

Fig. 4.2.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0

Table 4.2.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0

θ	η	C_T
15	0.276	2.422
25	0.444	1.610
35	0.483	1.252
45	0.402	1.020

Collection @ kmou

4.3 터빈 가이드베인과 날개사이 거리(G/lr)에 따른 민감도 해석

본 연구에서는 동일한 터빈 형상에 대해 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r)에 따른 성능변화를 조사하기 위해 G/l_r= 0.15, 0.35, 0.55, 0.75로 나누어 수치해석을 수행하였다.

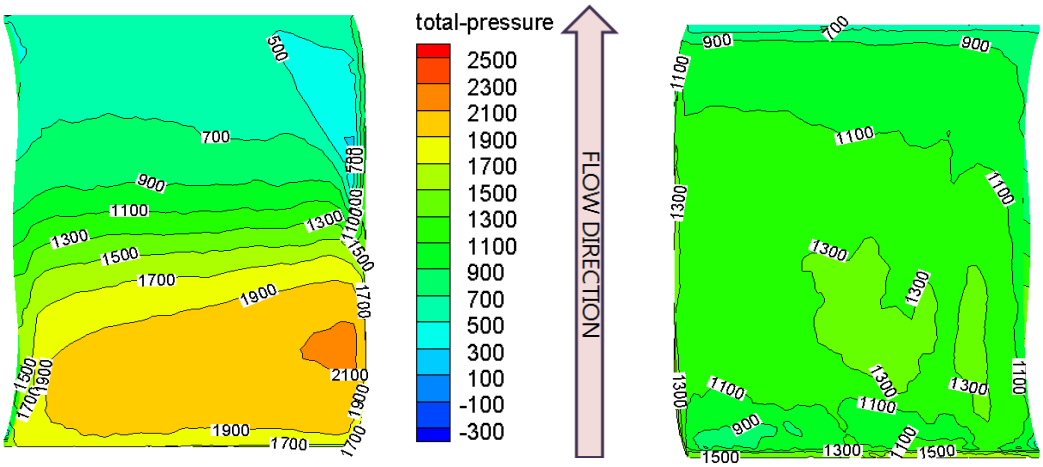
Fig.4.3.1에 G/l_r이 0.35일 때 날개 압력면과 흡입면의 압력분포를 나타내었다. 흡입면의 경우, 입구방향에서 출구방향으로 갈수록 압력이 낮아짐을 확인하였다. 압력면의 경우, 날개 중앙부분에 높은 압력을 보이며 중앙부분으로부터 멀어짐에 따라 압력이 감소하는 경향을 확인하였다.

Fig.4.3.2~3에 G/l_r이 0.35일 때 날개를 hub, mid, tip 3개의 단면으로 나누어 속도백터와 Streamlines을 확인하였다. hub, mid 단면에서는 유체입자가 날개형상을 따라 원활하게 흘러감을 확인하였다. tip단면의 경우, 흡입면에서 유체입자의 역류현상을 확인하였다.

Fig.4.3.4~5에 G/l_r이 0.15, 0.35, 0.55, 0.75일 때 날개 흡입면과 압력면에서의 압력을 나타내었다. 흡입면과 압력면 모두 G/l_r이 0.35일 때 가장 낮은 압력분포를 보였다.

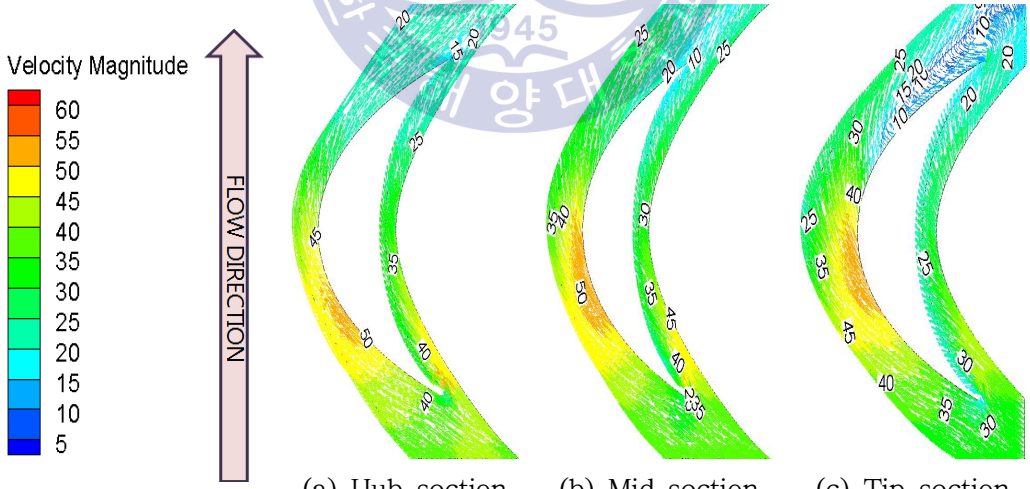
요약하면, 가이드베인이 터빈날개로부터 거리가 멀어짐에 따라 토크값이 점차 감소하였다. 효율의 경우 G/l_r이 0.35일 때 최대 효율을 보였으며 G/l_r이 증가할수록 효율도 감소하는 경향을 보였다. 가이드베인과 날개와의 거리가 멀어짐에 따라 유체입자의 흐름이 원활하지 않아 압력강하가 증가함을 알 수 있다(Fig.4.3.6, Table4.3.1). 가이드베인과 날개사이 거리가 상대적으로 가까운 G/l_r =0.15 인 경우 0.35일때보다 효율값이 낮게 나왔는데, 터빈의 형상에 따라 적절한 거리를 유지해주는 것이 터빈성능에 긍정적인 영향을 준 것이라고 생각된다.

Collection @ kmou



(a) Suction side (b) Pressure side

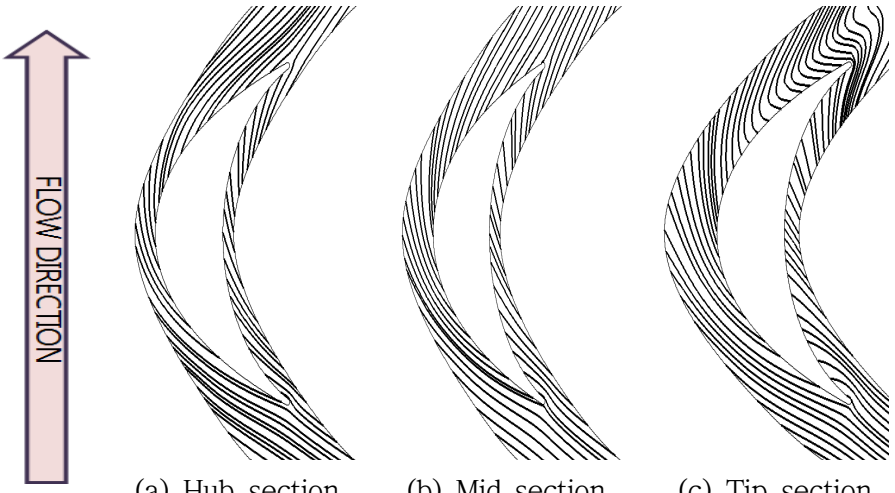
Fig. 4.3.1 Pressure distribution on suction and pressure sides of model G/l_r=0.35 at ϕ=1.0



(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

Fig. 4.3.2 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model G/l_r=0.35 at ϕ=1.0

Collection @ kmou

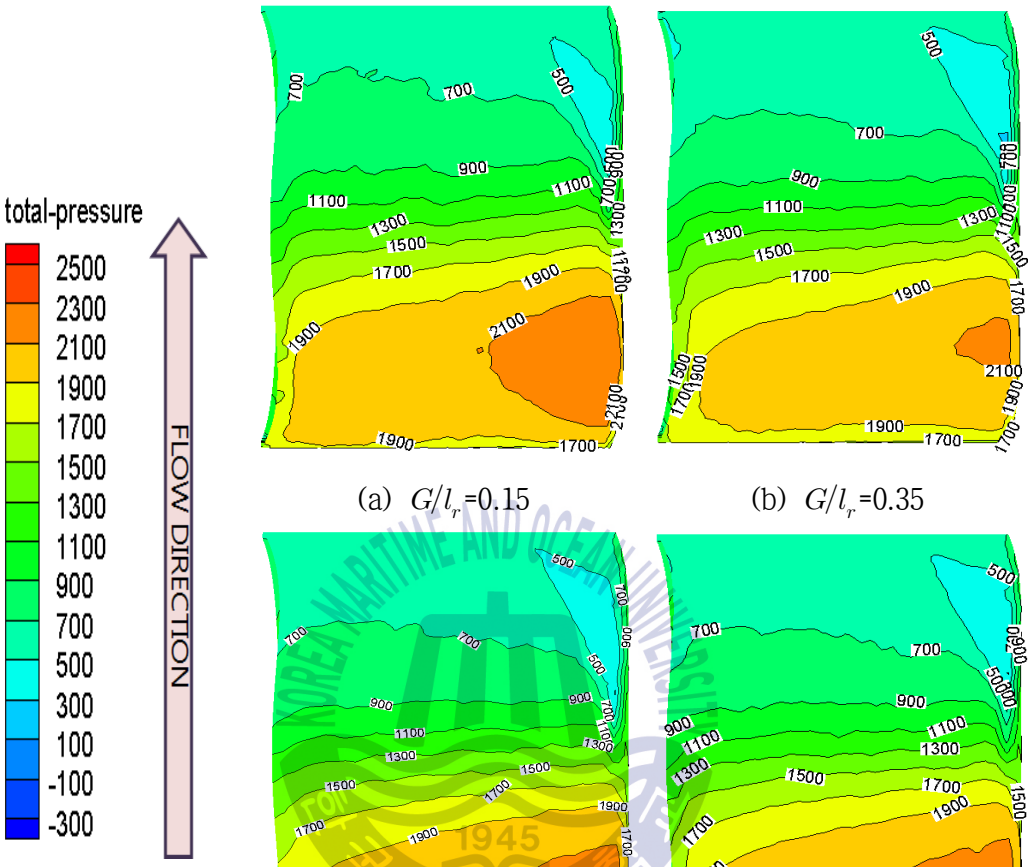


(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

Fig. 4.3.3 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model G/l_r=0.35 at ϕ=1.0

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

Collection @ kmou

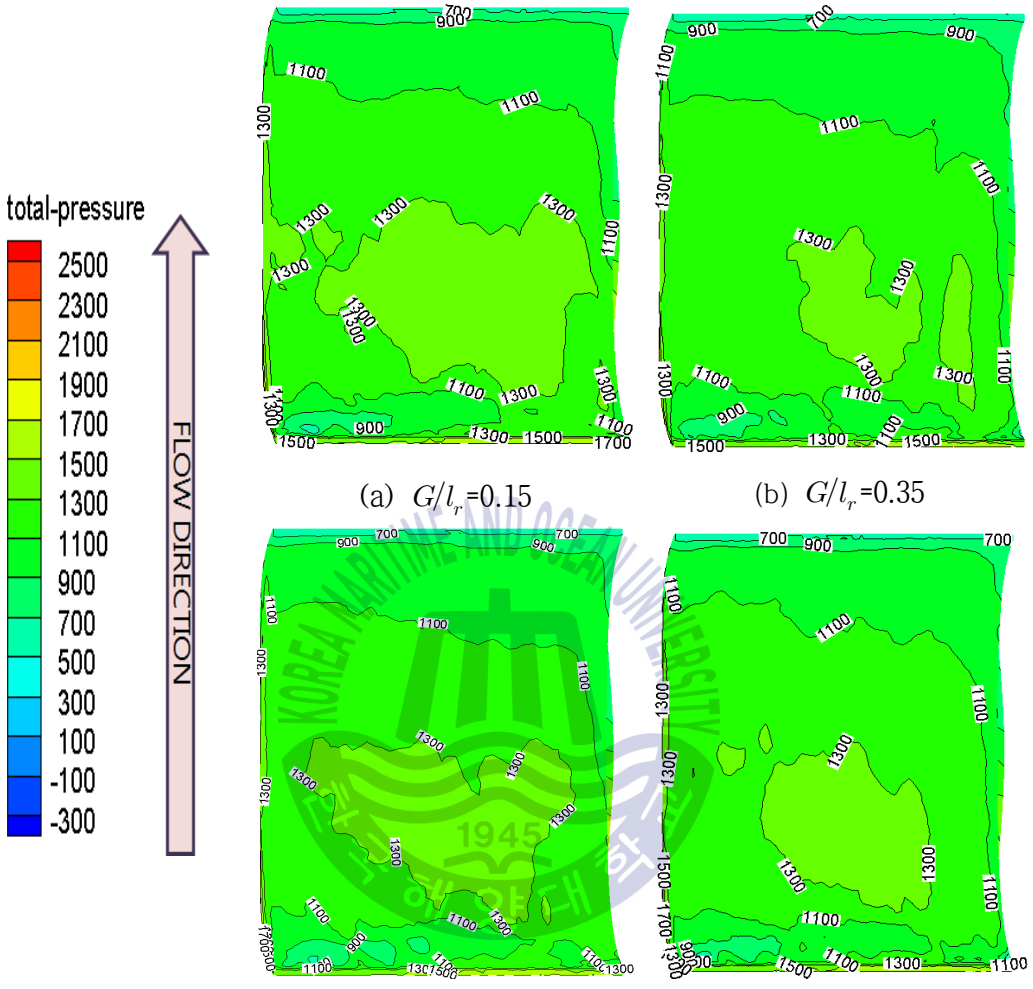


(a) G/l_r=0.15 (b) G/l_r=0.35

(c) G/l_r=0.55 (d) G/l_r=0.75

Fig. 4.3.4 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(a) G/l_r=0.15 (b) G/l_r=0.35

(c) G/l_r=0.55 (d) G/l_r=0.75

Fig. 4.3.5 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

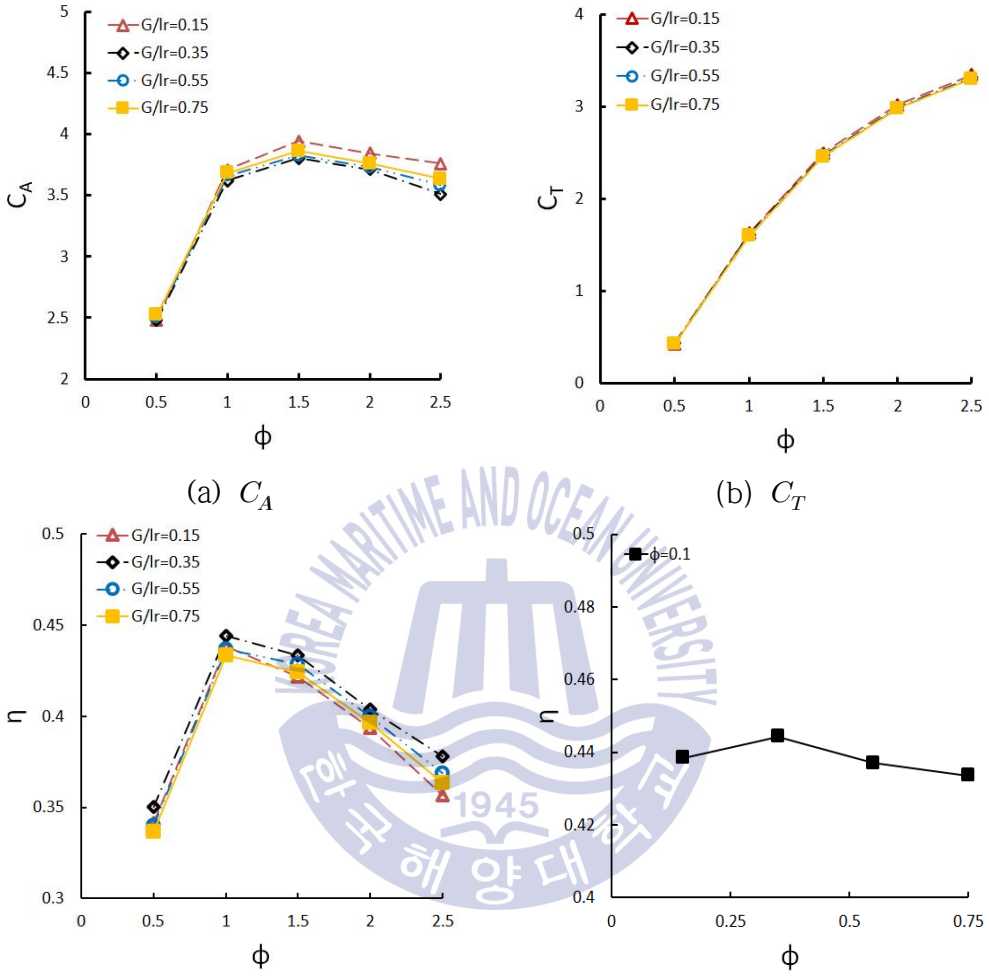


Fig. 4.3.6 Performance of Impulse Turbine

Collection @ kmou

Table 4.3.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0

G/l_r	G(mm)	l_r(mm)	η	C_T
0.15	24	160	0.438	1.626
0.35	56	160	0.444	1.610
0.55	88	160	0.437	1.599
0.75	120	160	0.434	1.598

4.4 터빈 날개끝간극(t_c)에 따른 민감도 해석

날개끝간극은 터빈 날개끝부분과 터빈덕트 사이 간격을 지칭하며, 터빈간극의 무차원수인 t_c*를 $(t_c/D)\times100$으로 정의 하였다. t_c를 0, 1, 3, 5mm로 2mm씩 점차 증가 시켜서 터빈성능을 해석하였으며 무차원수로는 0, 0.125, 0.375, 0.625 일 때 유동계수 0.5에서 2.5영역에서 성능해석을 수행하였다. 성능해석결과 날개끝간극이 작아질수록 토크값이 커지며 효율 또한 상승함을 알 수 있다(Table4.4.1, Fig.4.4.1). 가장 성능이 좋은 t_c*가 0일 때의 터빈 흡입면의 압력을 살펴보면 터빈입구 방향에서 점차 높은 압력이 출구방향으로 갈수록 낮아짐을 보이고 있으며(Fig.4.4.2), 날개끝간극이 없기 때문에 날개 압력면에서 흡입면으로 유체입자가 말려 넘어가는 roll-up 현상이 없음을 알 수 있다(Fig.4.4.3~4).

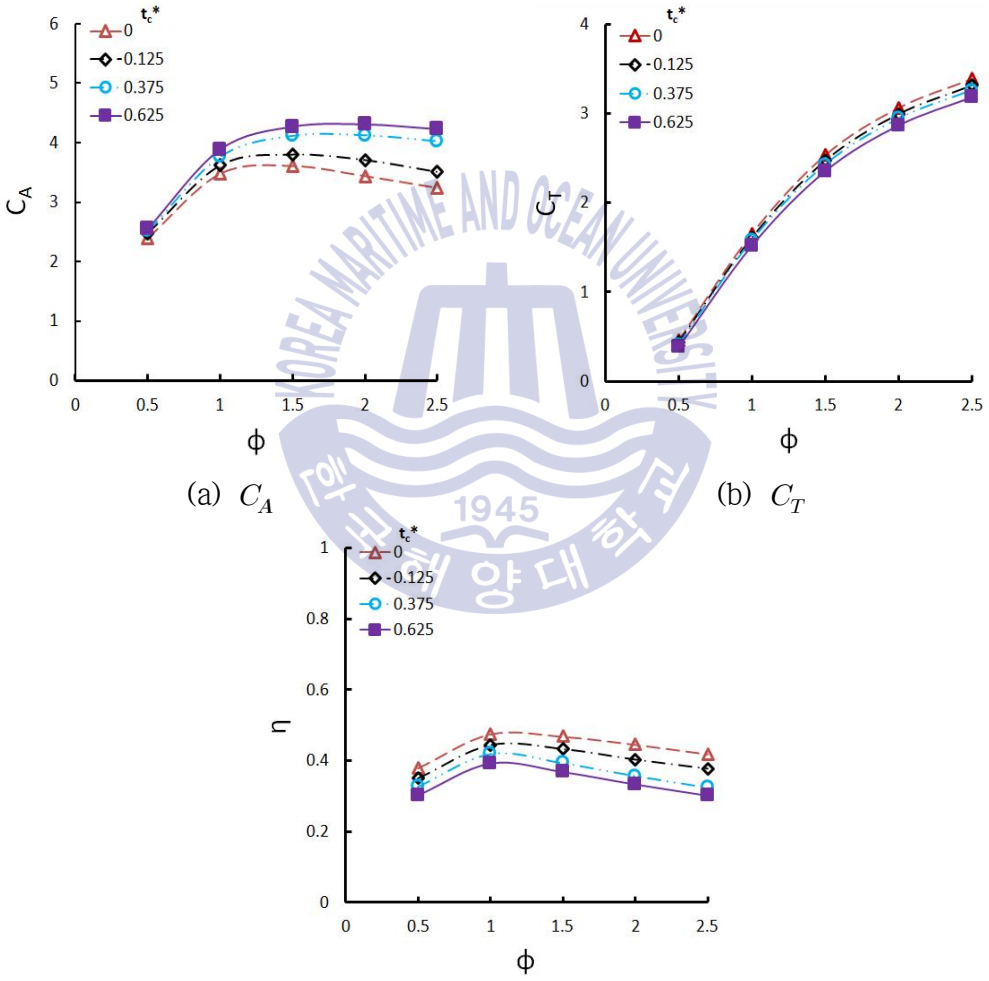
Fig.4.4.5~6에 t_c^*가 0, 0.125, 0.375, 0.625 일 때 날개 흡입면과 압력면의 압력을 나타내었다. 날개 흡입면과 압력면 모두 날개끝간극 t_c*가 작아질수록 압력이 낮아짐을 확인하였다.

요약하면, t_c*가 감소함에 따라 터빈에 작용하는 압력강하가 감소하며, 토크값이 증가하게 된다. 이와 같은 현상으로 인하여 터빈효율에 긍정적인 영향을 준다고 생각된다.

Collection @ kmou

Table 4.4.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0

t_c*	t_c(mm)	η	C_T
0	0	0.475	1.653
0.125	1	0.444	1.610
0.375	3	0.420	1.580
0.625	5	0.392	1.523

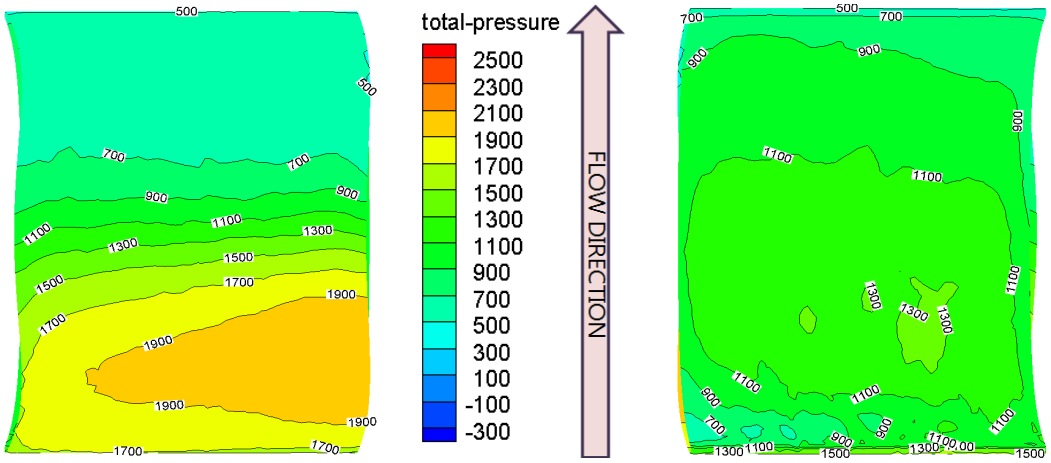


(a) C_A (b) C_T

(d) η

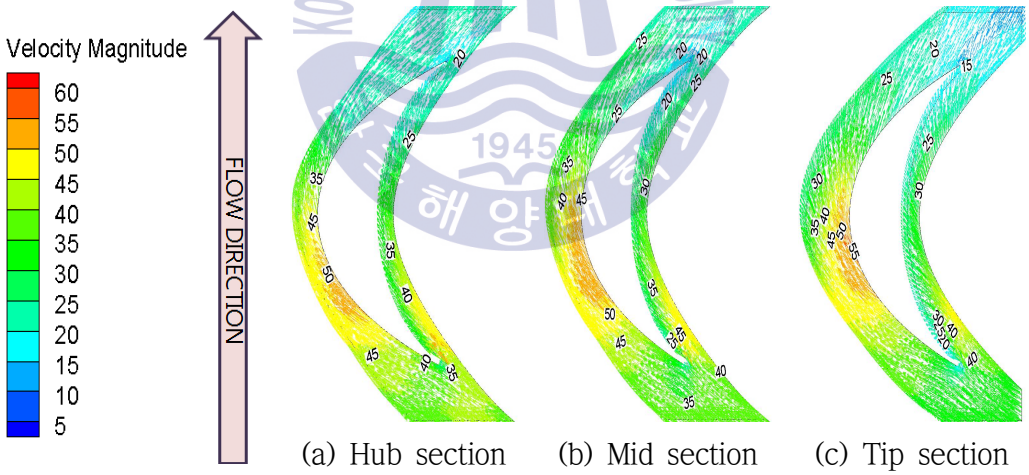
Fig. 4.4.1 Performance of Impulse Turbine

Collection @ kmou



(a) Suction side (b) Pressure side

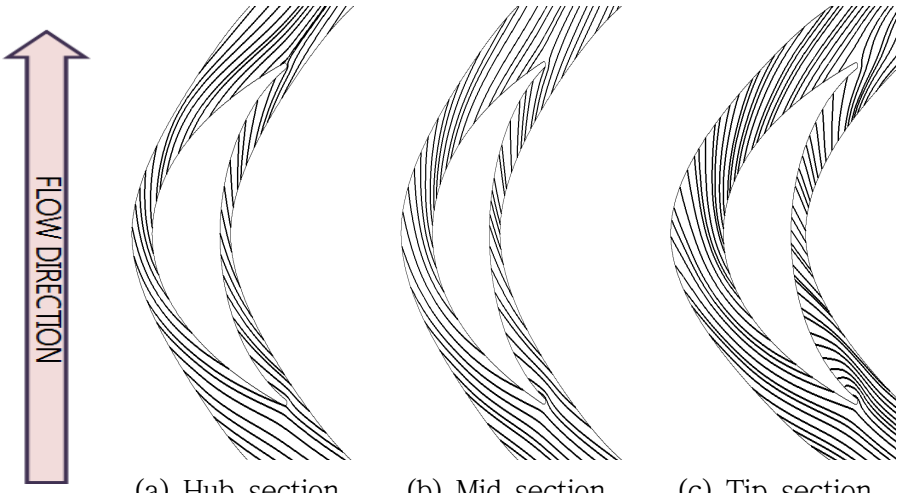
Fig. 4.4.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model t_c*=0 at ϕ=1.0



(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

Fig. 4.4.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model t_c*=0 at ϕ=1.0

Collection @ kmou

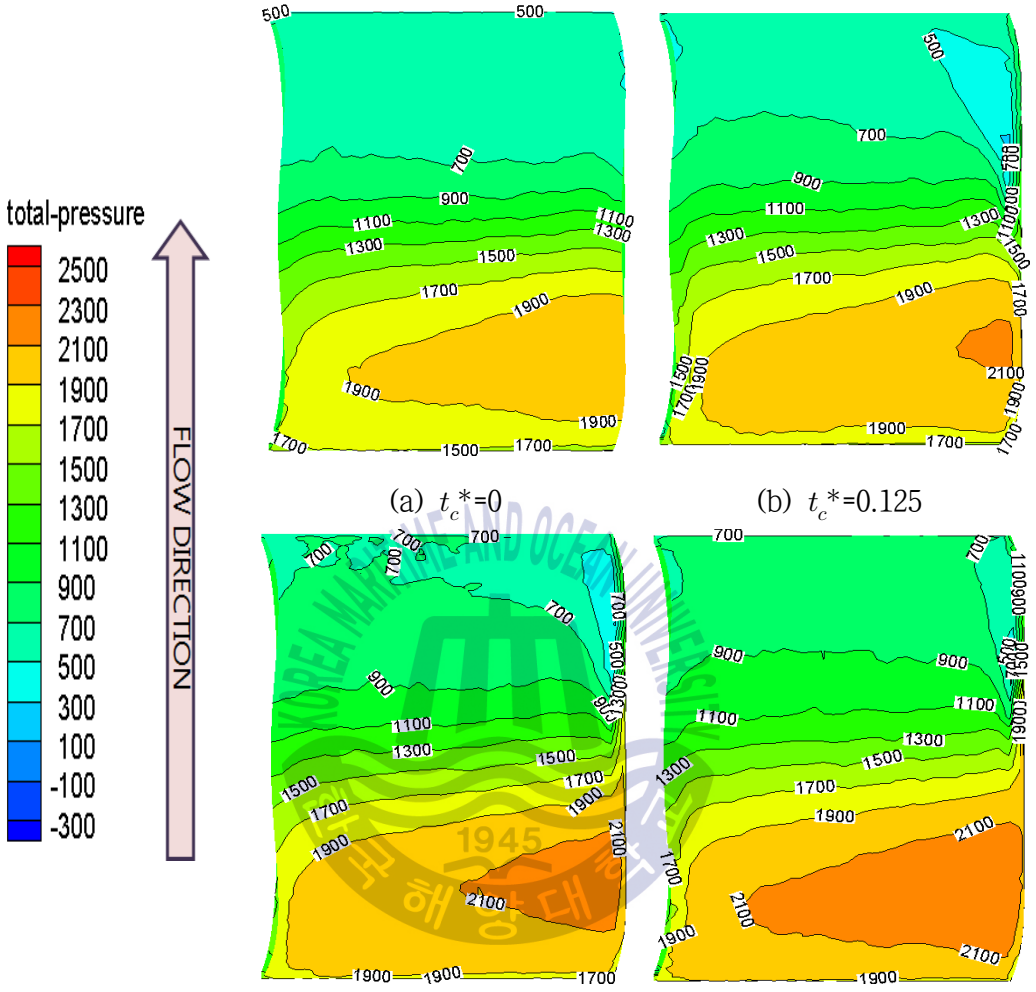


(a) Hub section (b) Mid section (c) Tip section

Fig. 4.4.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model t_c*=0 at ϕ=1.0

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

Collection @ kmou



(a) t_c*=0 (b) t_c*=0.125

(c) t_c*=0.375 (d) t_c*=0.625

Fig. 4.4.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

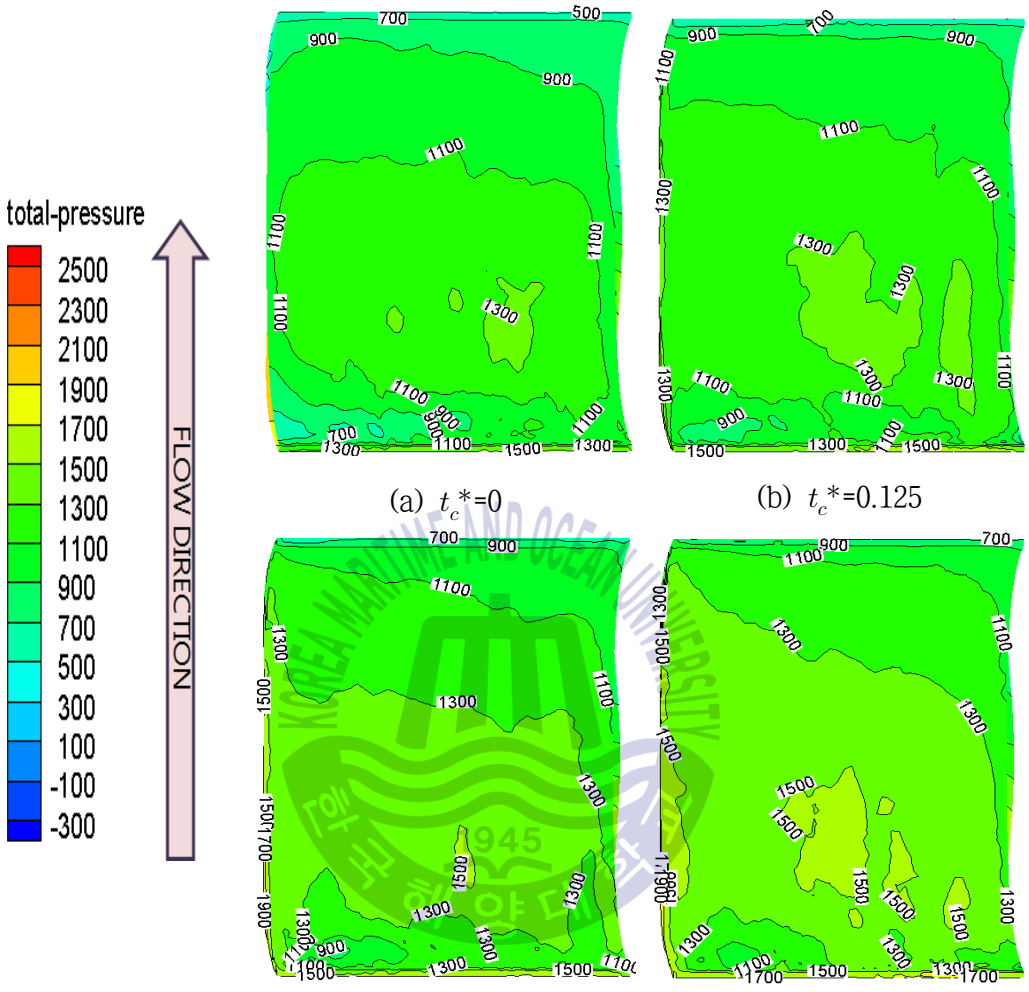


Fig. 4.4.6 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

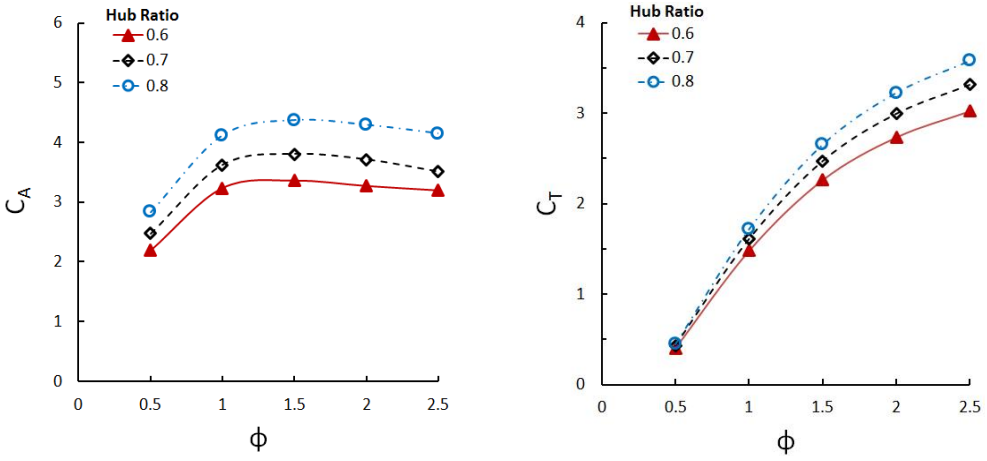
4.5 터빈 허브비에 따른 민감도 해석

허브비란 터빈 덕트직경과 허브직경의 비를 말하며, 허브비 0.6, 0.7, 0.8로 점차 증가시켜 가며 성능해석을 수행하였다. 동일한 유량을 가정할 때 허브비의 증가는 흐름의 단면적의 감소를 뜻하므로 이에 따라 유속이 증가하게 된다. Fig.4.5.1과 Table 4.5.1에 허브비에 따른 터빈성능을 나타내었고, Fig.4.5.2에서는 허브비 0.6일 때 의 흡입면과 압력면의 압력을 나타내었다. 날개 입구부분에서 높은 압력분포를 확인하였고 출구부분으로 갈수록 낮은 압력분포를 확인하였다. 또한, 날개의 허브부분 중간부분 팁부분으로 나누어 날개 주위의 유속과 유선분포를 나타내었다(Fig.4.5.3~4). 날개 팁부분을 제외하면 유체입자가 날개형상을 따라 잘 흘러가는 것을 확인할 수 있었다.

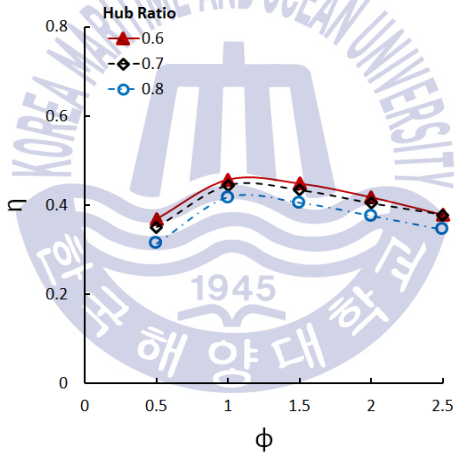
Fig.4.5.5~6에 허브비가 0.6, 0.7 ,0.8일 때, 날개 흡입면과 압력면에 작용하는 압력분포를 나타내었다. 허브비가 증가할수록 흡입면과 압력면 모두 압력이 증가함을 확인하였다.

요약하면, 허브비가 0.6일 때 낮은 입력계수와 토크계수를 확인하였고, 가장 높은 효율을 가짐을 확인하였다. 발전기의 직경을 고려하여 터빈 허브비를 작게 설계한다면 터빈이 보다 높은 성능을 발휘할 것이라고 생각된다.

Collection @ kmou



(a) C_A (b) C_T



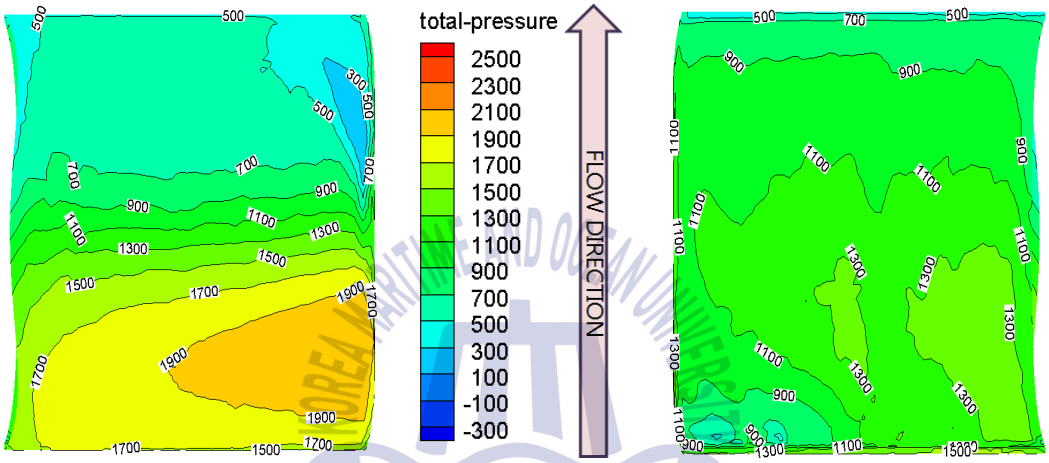
(c) η

Fig. 4.5.1 Performance of Impulse Turbine

Collection @ kmou

Table 4.5.1 Turbine efficiency and torque coefficient at ϕ=1.0

Hub-ratio	η	C_T
0.6	0.457	1.479
0.7	0.444	1.610
0.8	0.417	1.717



(a) Suction side (b) Pressure side

Fig. 4.5.2 Pressure distribution on suction and pressure sides of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0

Collection @ kmou

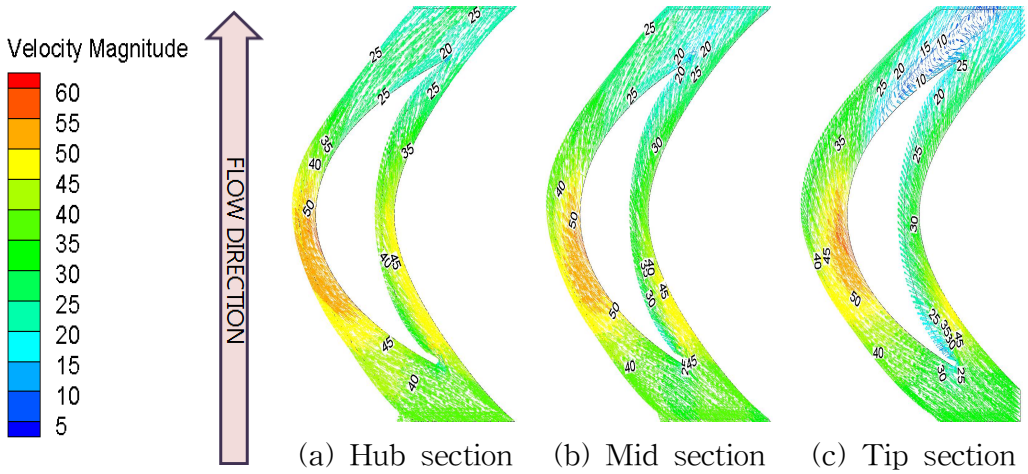


Fig. 4.5.3 Air flow velocity vectors around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0

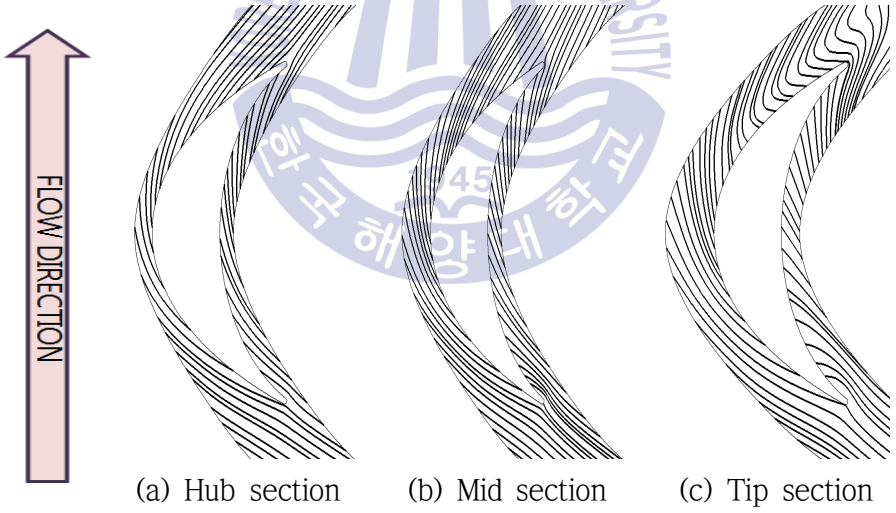
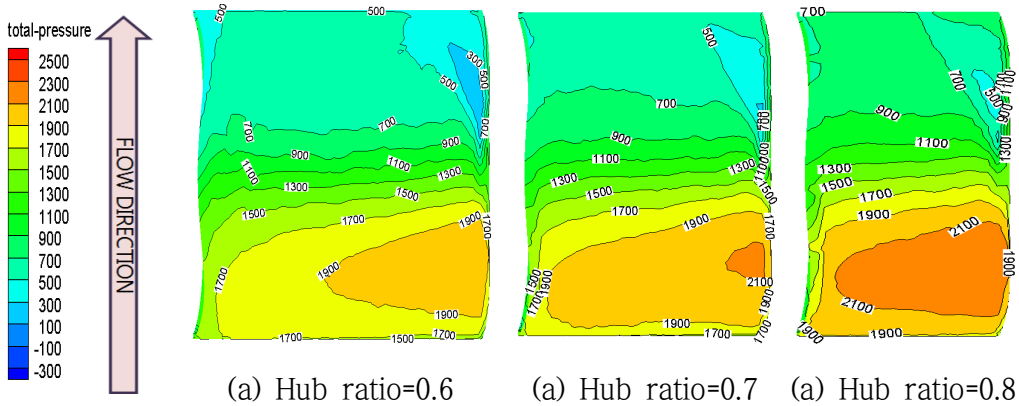


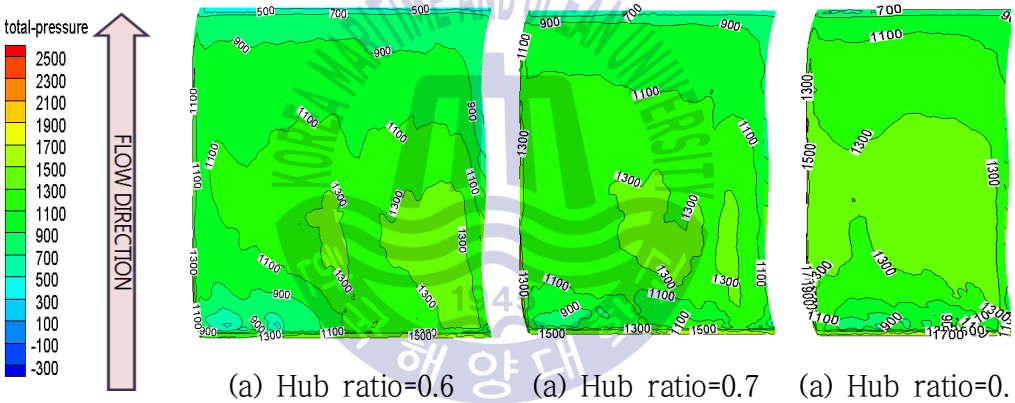
Fig. 4.5.4 Air flow streamlines around the rotor blade at the hub, mid and tip sections of model Hub ratio=0.6 at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(a) Hub ratio=0.6 (a) Hub ratio=0.7 (a) Hub ratio=0.8

Fig. 4.5.5 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0



(a) Hub ratio=0.6 (a) Hub ratio=0.7 (a) Hub ratio=0.

Fig. 4.5.6 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

제 5 장 30kW급 고효율 임펄스터빈 설계인자 민감도 해석

5.1 터빈 날개 뒤젖힘각(Sweep angle)에 따른 민감도해석

본 연구에서는 임펄스터빈의 성능 향상을 목표로 Halder et al., (2016)이 웰즈터빈에 적용한 뒤젖힘각을 임펄스터빈에 적용하고자 하였다. 허브부분부터 끝단까지 스팬방향으로 같은 단면모양을 갖는 기존 터빈의 모양과는 다르게 Fig. 5.1.1에 나타낸 바와 같이 날개의 전단과 후단에 각각 뒤젖힘각 λ_m과 λ_t를 적용하였고, 그 성능을 수치해석적인 방법으로 연구하였다. Fig.5.1.2~3에 뒤젖힘각 적용 대상의 직경 0.8m 터빈을 2차원과 3차원 형상으로 나타내었다.

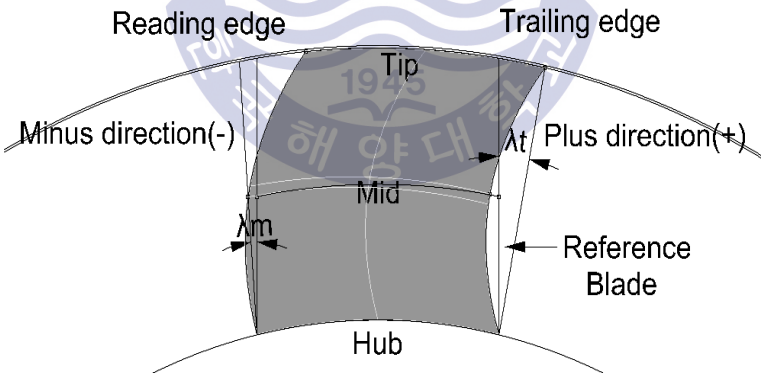


Fig. 5.1.1 Schematics of blade sweep angle

Collection @ kmou

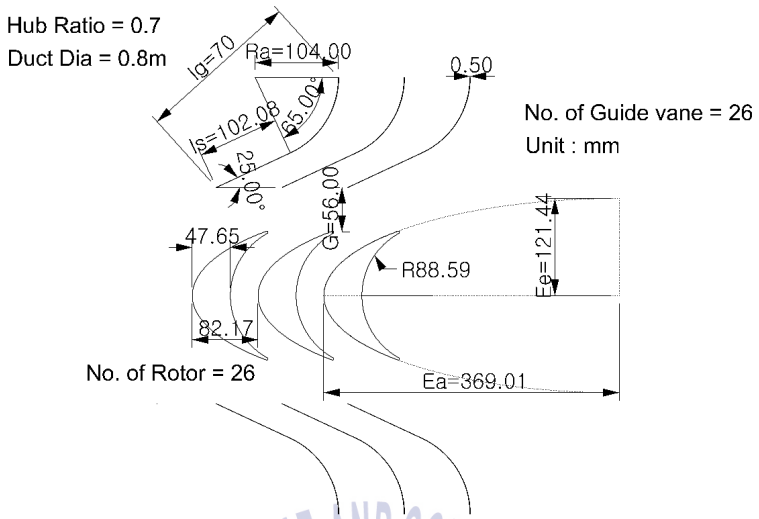


Fig. 5.1.2 Configuration of Impulse turbine

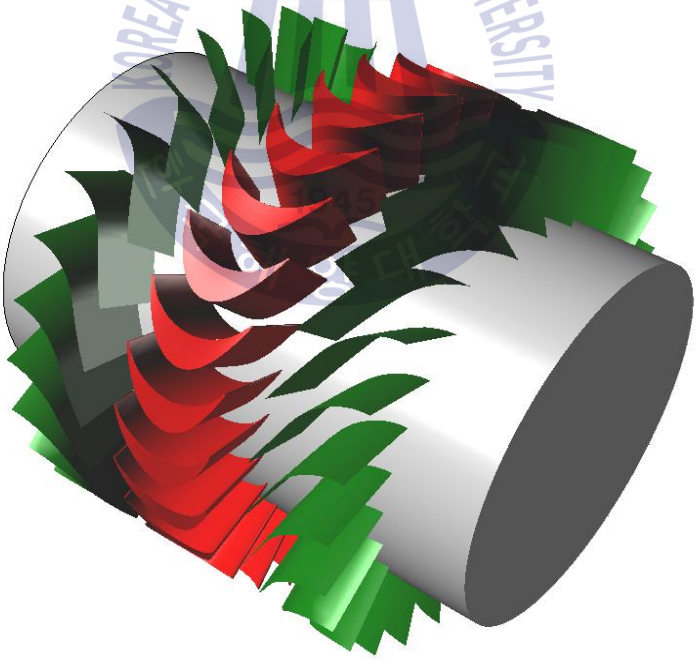


Fig. 5.1.3 3-D CAD model of Impulse turbine

Collection @ kmou

뒤젖힘각을 적용하는 방법은 허브와 날개 전단(Leading edge)이 만나는 지점에서 λ_m 각도만큼 전단 스팬 길이의 선형을 수정하고, 후단(Trailing edge)에서 λ_t만큼 각도를 적용하여 후단 스팬 길이의 선형을 다르게 수정하여 날개 형상 만들었다. 또한, 뒤젖힘각의 각을 방향을 정의 하였는데, 날개회전 방향을 음의 각도로, 역회전 방향을 양의 각도로 정의 하였다.

뒤젖힘각을 적용한 터빈 날개의 모양에 대한 이해를 돕기 위해서, Fig. 5.1.4에 뒤젖힘각 적용에 따른 형상을 비교하였다. Table 5.1.1에 터빈의 뒤젖힘각 변화에 따른 성능의 차이점을 확인하기 위해, 뒤젖힘각을 총 20가지 경우로 분류하여 표시하였다.

(a) Blade without sweep angle (b) Blade with sweep angle

Fig. 5.1.4 Comparison of blade shapes between the blade without sweep angle and with sweep angle

Collection @ kmou

Table 5.1.1 All cases for sweep angle

Model	λ_m(deg.)	λ_t(deg.)
Reference	0	0
A01	-10	0
A02	-4	0
A03	+4	0
A04	+10	0
A05	0	-10
A06	0	-4
A07	0	+4
A08	0	+10
A09	-10	+10
A10	-20	0
A11	-5	+6
A12	-5	+10
A13	+4	+9
A14	+5	+10
A15	+10	+10
A16	-10	-10
A17	+2	+4
A18	+3	+4
A19	-10	-5
A20	-10	+5

Fig. 5.1.5에 뒤젖힘각을 적용하지 않은 모델(*RE* model)의 날개의 압력분포를 비교하였다. 터빈 날개 흡입면에서는 공기흐름의 입구방향에서 높은 압력분포를 확인하였다. 또한, 출구방향으로 갈수록 점차 낮은 압력분포를 확인하였다. 특히, 날개 끝부분 주위에서 낮은 압력분포를 확인하였는데, 이는 Fig. 5.1.6에 나타낸 속도분포를 생각하여 볼 때, 흡입면에서 생기는 와류에 원인을 둔 것임을 알 수 있었다. 즉, 뒤젖힘각을 적용하여 흡입면에 작용하는 압력을 줄일 수 있는 형태의 선형을 가진 터빈을 설계한다면, 터빈 성능을 증가시킬 수 있음을 예측할 수 있다. 그러므로 뒤젖힘각을 적용한 터빈의 성능을 알아보았으며, 기존 터빈의 성능과 비교하였다.

Collection @ kmou

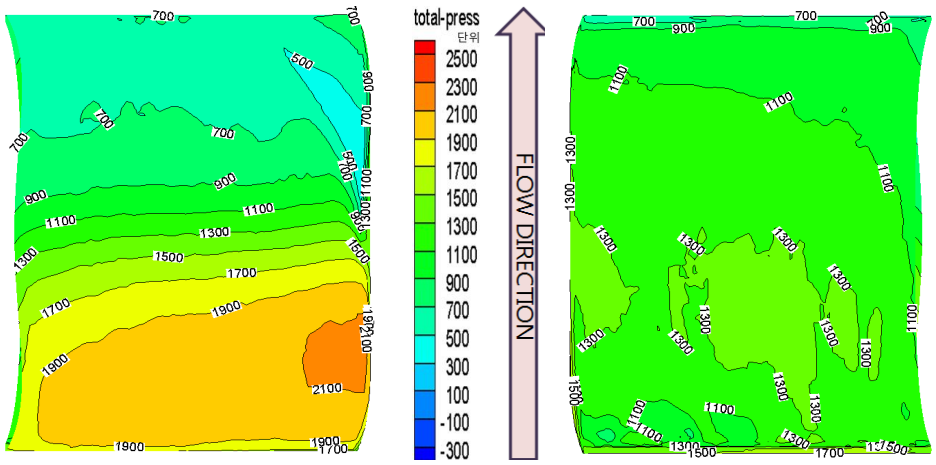


Fig. 5.1.5 Pressure distribution of *RE* model on suction and pressure sides at ϕ=1.0

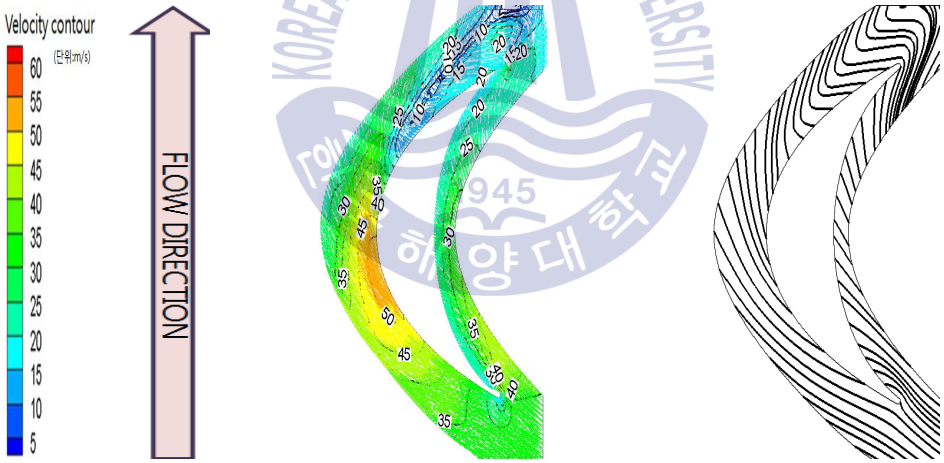
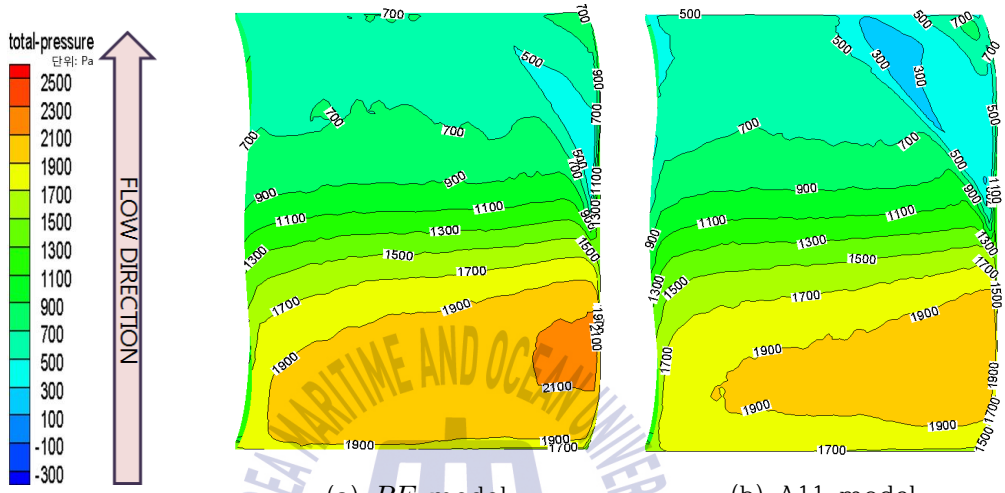


Fig. 5.1.6 Flow velocity contour and streamlines of *RE* model at blade tip section on ϕ=1.0

Fig.5.1.7~10에 뒤젖힘각을 적용하지 않은 터빈과 뒤젖힘각을 적용한 터빈(A11)의 날개의 압력분포와 유선을 비교하였다. 결과에서 압력면의 압력분포는 거의 비슷하였으며, 흡입면에서는 입구쪽 날개끝단 영역에서 명확한 차이를 확인하였다. 기존 터빈은 공기 흐름이 날개끝단 간극을 통해 압력면에서 흡입면

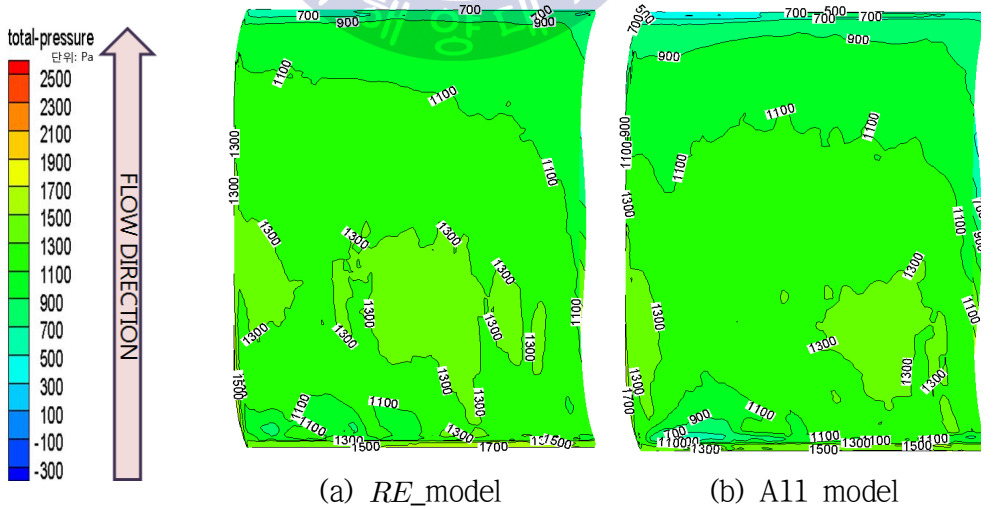
Collection @ kmou

방향으로 넘어감에 따라 날개 끝단부분에서 높은 압력이 발생하였지만, 뒤젖힘 각을 적용한 터빈은 유동현상이 줄어듦을 확인하였다. 이러한 특성으로 인해 토크가 더 증가하게 되고 압력강하가 감소하며 효율이 증가함을 확인하였다.



(a) *RE*_model (b) A11 model

Fig. 5.1.7 Pressure distribution on suction side under two kinds of blade models

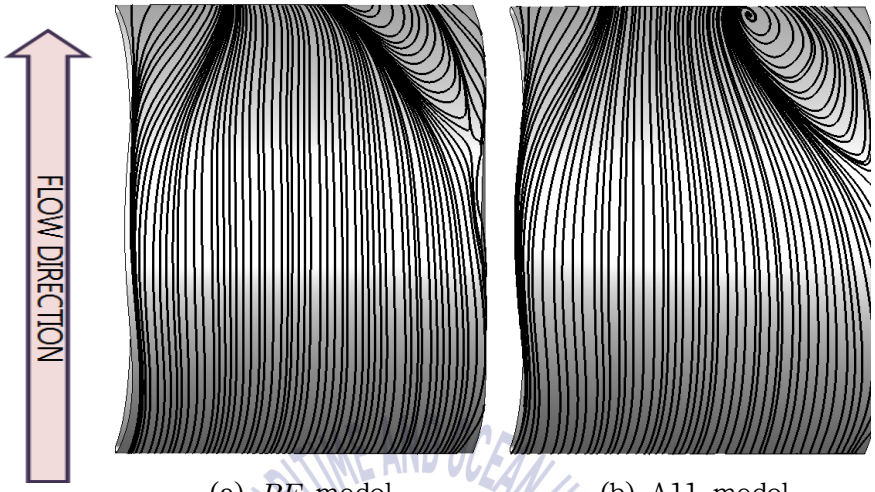


(a) *RE*_model (b) A11 model

Fig. 5.1.8 Pressure distribution on pressure side under two kinds of blade

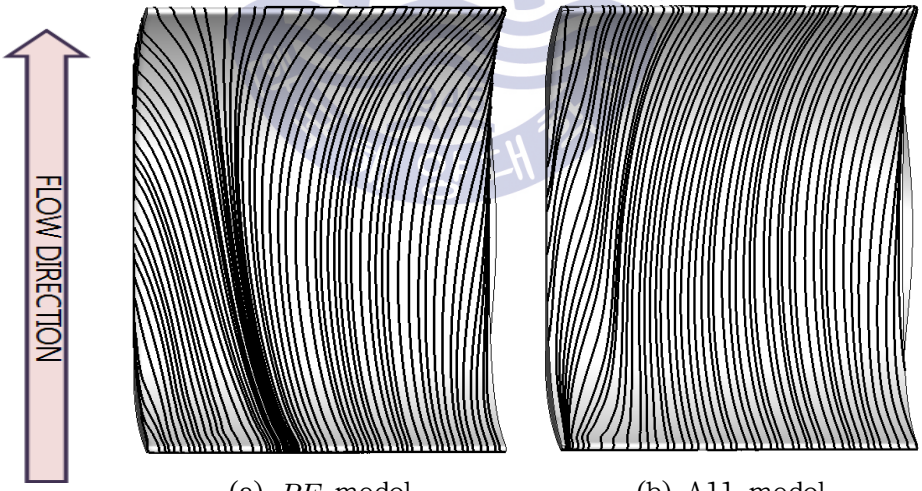
Collection @ kmou

models



(a) *RE* model (b) A11 model

Fig. 5.1.9 Limiting streamlines on suction side for *RE* and A11 model



(a) *RE* model (b) A11 model

Fig. 5.1.10 Limiting streamlines on pressure side for *RE* and A11 model

Collection @ kmou

Table 5.1.2에 ϕ=1.0에서 뒤젖힘각을 적용한 총 20가지 임펄스터빈 성능결과를 표시하였다. A01~04는 λ_m의 변화에 따른 터빈성능 특성을 알아보기 위해 나누었고, A05~08은 λ_t의 변화에 따른 터빈 성능 특성을 알아보기 위해 나누었다. ϕ=1.0일 때, 뒤젖힘각을 적용할 경우 효율면에서는 큰 폭으로 증가하지 않으나 기존 터빈에 비해 개선되는 것을 알 수 있었다. λ_m과 λ_t만 각각 변화시킨 경우는 λ_m이 음의 각도로 커질수록, λ_t는 양의 각도로 커질 때 성능이 향상됨을 확인하였다. 또한, λ_m=-5°, λ_t=+6°인 모델이 효율이 가장 개선되었으며, 기존 터빈 보다 약 7.7% 효율이 증가하였다. 이러한 결과들로 부터 뒤젖힘각이 터빈 성능개선에 효과가 있다는 것을 확인하였다.

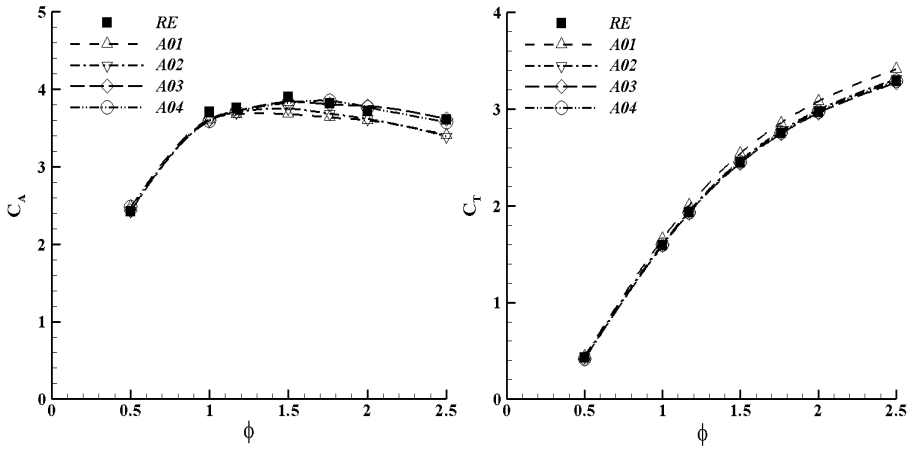
Table 5.1.2 CFD results for all cases at ϕ=1.0

Model	λ_m(deg.)	λ_t(deg.)	η	C_T	C_A
Reference	0	0	0.429	1.593	3.711
A01	-10	0	0.459	1.658	3.611
A02	-4	0	0.448	1.610	3.597
A03	10	0	0.444	1.596	3.591
A04	4	0	0.440	1.589	3.614
A05	0	-10	0.442	1.586	3.590
A06	0	-4	0.434	1.579	3.637
A07	0	4	0.452	1.625	3.594
A08	0	10	0.443	1.612	3.637
A09	-10	10	0.440	1.607	3.651
A10	-20	0	0.436	1.621	3.721
A11	-5	-6	0.462	1.642	3.555
A12	-5	10	0.448	1.621	3.615
A13	4	9	0.454	1.637	3.606
A14	5	10	0.455	1.639	3.601
A15	10	10	0.440	1.580	3.590
A16	-10	-10	0.455	1.624	3.565
A17	2	4	0.451	1.619	3.588
A18	3	4	0.450	1.618	3.599
A19	-10	-5	0.453	1.617	3.572
A20	-10	5	0.450	1.621	3.606

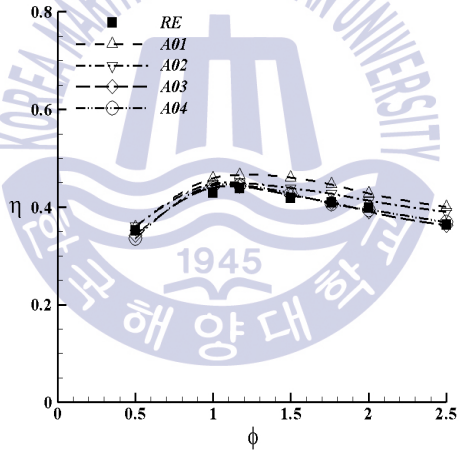
Collection @ kmou

앞서 얻은 결과를 바탕으로 총20개의 터빈에 대해 ϕ=0.5, 1.0, 1.17, 1.5, 1.76, 2.0, 2.5인 조건에서 터빈 성능을 해석하였다. 먼저 기존 터빈과 A01, A02, A03, A04 모델의 성능을 알아보았다(Fig. 5.1.11). λ_m이 음의 각도일 때는 ϕ=1.0 이후 구간에서 Reference 터빈에 비해 입력계수는 감소하였으며, 토크계수는 증가하였다. 이러한 현상에 기인하여 터빈 효율이 개선됨을 확인하였다. 또한, A05, A06, A07, A08 모델에 대하여 성능을 해석하였다(Fig. 5.1.12). 그 결과 λ_t가 양의 각도일 때는 기존 터빈에 비해 토크계수는 상대적으로 유사하였고, 입력계수는 A07일 때만 매우 낮음을 확인하였다.

Collection @ kmou



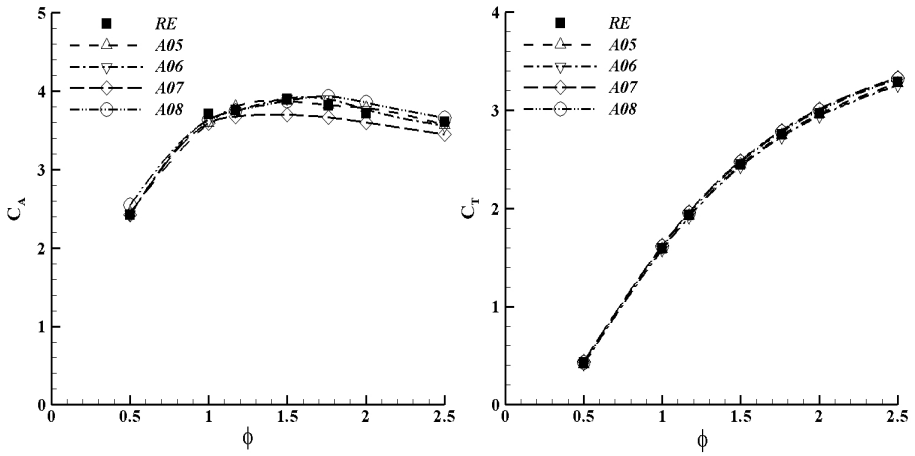
(a) C_A (b) C_T



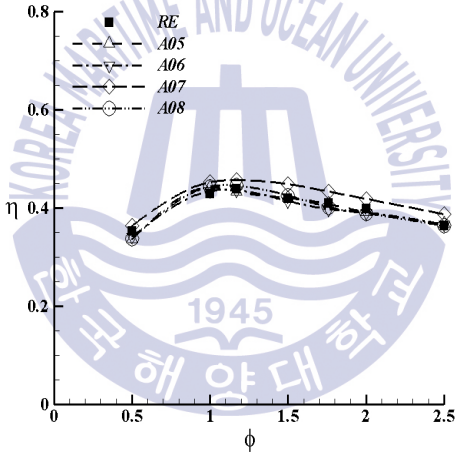
(c) η

Fig. 5.1.11 Comparison of C_A, C_T, η between *RE* and A01~A04 models (Yang et al., 2017)

Collection @ kmou



(a) C_A (b) C_T

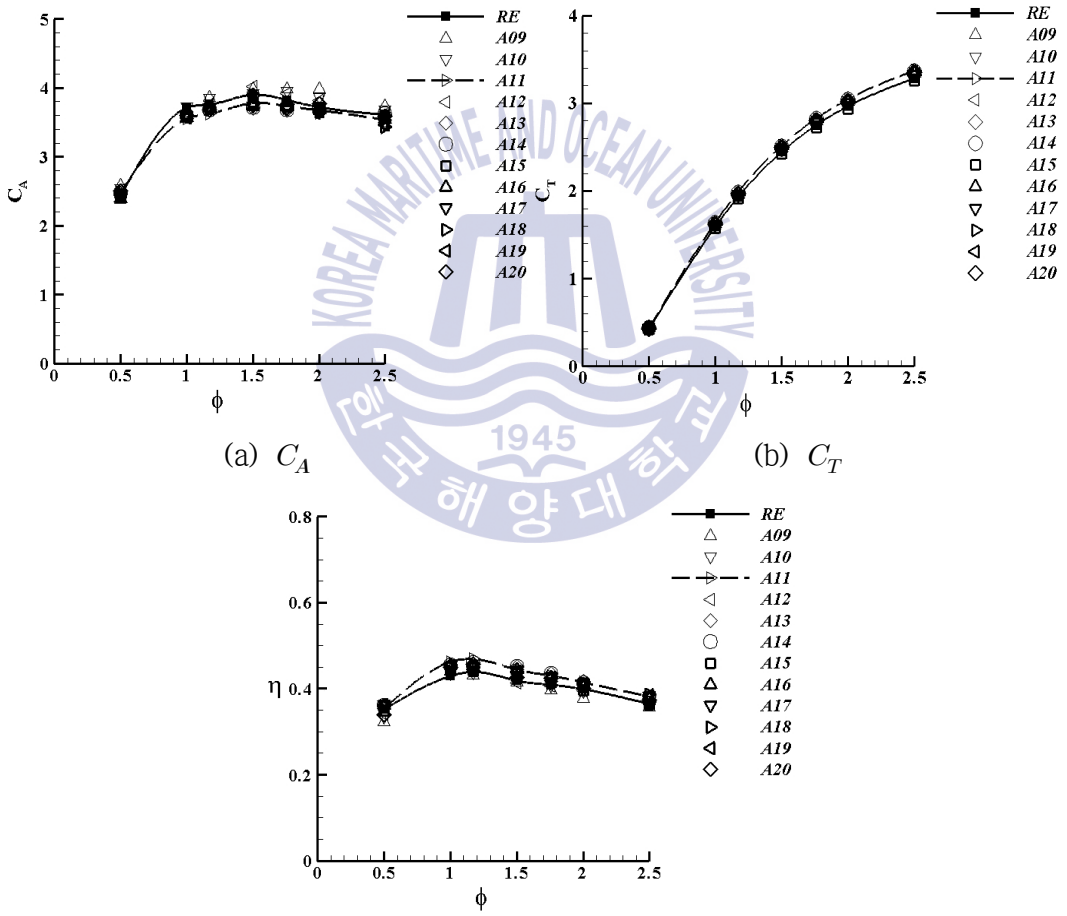


(c) η

Fig. 5.1.12 Comparison of C_A, C_T, η between RE and A05~A08 models (Yang et al., 2017)

Collection @ kmou

Fig.5.1.13에서 A09~A20의 12가지 터빈의 성능을 알아보았다. 즉, ϕ=1.0 이후 구간에서 토크계수는 크게 차이가 없었고, 입력계수는 A09와 A10이 다른 터빈에 비해 크게 나타남을 보였다. 이와 같은 결과는 A01~A04, A05~A08의 성능해석 결과로부터 λ_m과 λ_t를 과도하게 적용하게 되면 터빈 날개의 표면적이 넓어지게 되며, 이로 인해 터빈에 작용하는 압력강하를 증가시켜 터빈 효율이 낮아짐을 확인하였다.



(a) C_A (b) C_T

(c) η

Fig. 5.1.13 Comparison of C_A, C_T, η between *RE* and A09~A20 models

Collection @ kmou

요약하면, 뒤젖힘각 λ_m 및 λ_t에 대한 영향을 분석하였는데, λ_t를 0 ° 에 고정하고 λ_m을 -10 °, -4 °, 0 °, +4 °, +10 ° 로 증가시켜 터빈의 성능변화를 확인하였고 λ_m을 0 ° 에 고정하고 λ_t를 -10 °, -4 °, 0 °, +4 °, +10 ° 로 증가시켜 터빈의 성능변화를 살펴보았다. 즉, 뒤젖힘각 λ_m이 전단방향으로 증가하거나 λ_t가 후단방향으로 증가할 때 흡입면에 작용하는 압력을 감소시킬 수 있었다. 또한, 터빈내부의 유체입자의 흐름이 날개모양을 따라 원만하게 흘러감을 확인하였다. 총20가지의 뒤젖힘각을 적용한 터빈을 분석하였는데, 뒤젖힘각을 적용한 A11모델(λ_m=-5 °, λ_t=6 °)이 *RE*모델 보다 약 8%의 효율이 향상되었다. 즉, 뒤젖힘각이 터빈내부에 작용하는 압력강하를 감소시켜줌으로서 터빈성능 개선에 기여한 것으로 생각된다.

Collection @ kmou

5.2 링타입 임펄스터빈에 대한 설계인자 민감도 해석

터빈 날개의 터빈 효율을 상승목적으로 날개 형상을 변형하는 링타입 터빈은 터빈 날개끝부분에 나타나는 유체입자의 roll-up현상을 억제하기 위해 고안된 방법으로 링타입 터빈의 자세한 형상과 격자를 Fig.5.2.1~4에 나타내었다.

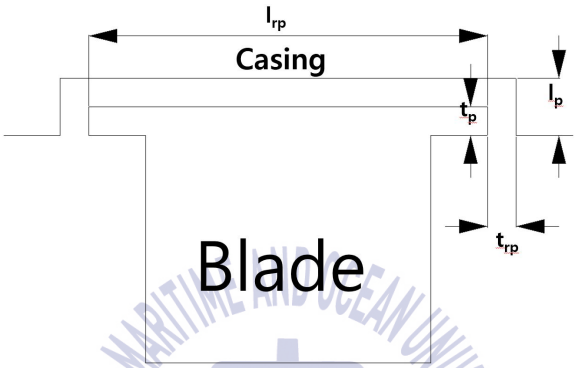


Fig. 5.2.1 Ring type of the blade

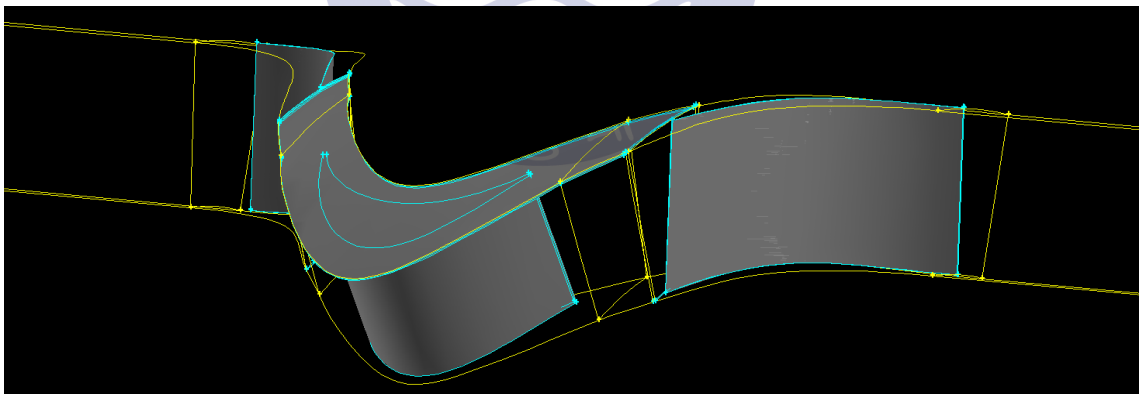


Fig. 5.2.2 Ring type model C_p=1.6625

Collection @ kmou

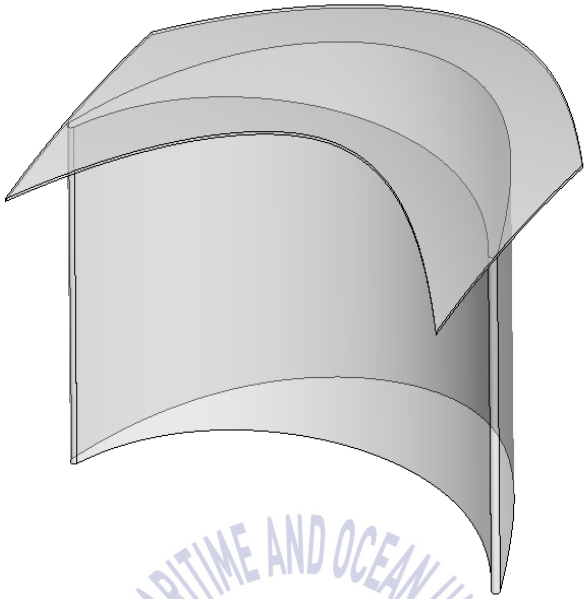


Fig. 5.2.3 Ring type blade

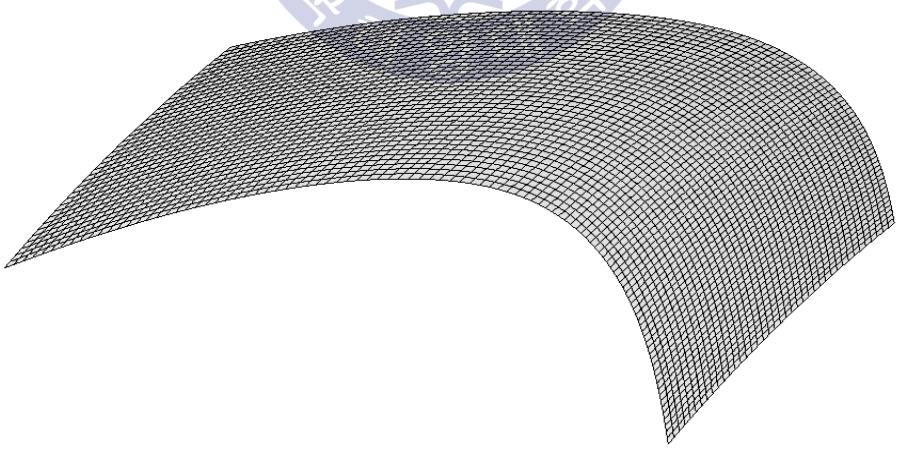


Fig. 5.2.4 Rectangle mesh on the ring surface

Collection @ kmou

5.2.1 Ring type터빈 입구방향 링두께(C_p)에 따른 터빈 성능 해석

링타입터빈의 터빈 입구축 방향의 두께 C_p는 링형상터빈의 입구방향 길이(l_{rp})를 날개 코드길이(l_r)로 나눈 무차원수로 정의하였으며, C_p를 0, 1, 1.5, 2, 2.5 로 증가시켜가며 성능 해석하였는데, 링의 터빈입구방향 길이(l_{rp})를 0, 160, 240, 340, 400mm 로 증가시킨 것을 의미한다. ϕ=0.5~2.5에서의 성능해석을 수행하였다(Table5.2.1~2). C_p값이 증가함에 따라 흡입면에 작용하는 압력이 점차 낮아짐을 확인하였는데, 이로 인해 터빈입구와 출구사이의 압력강하 감소를 확인하였다.(Fig.5.2.5~6). Fig.5.2.7~8에 날개 압력면과 날개끝부분의 압력분포을 나타내었다. C_p값이 증가함에 따라 날개압력면의 압력분포가 점차 감소함을 알 수 있었으며, 링의 면적이 늘어남에 따라 압력을 받는 표면적 또한 증가함을 알 수 있었다. 요약하면, C_p값이 증가함에 따라 터빈의 압력강하가 감소하며 토크값은 증가함을 확인하였다. 그 결과 터빈효율이 상승함을 알 수 있었다.

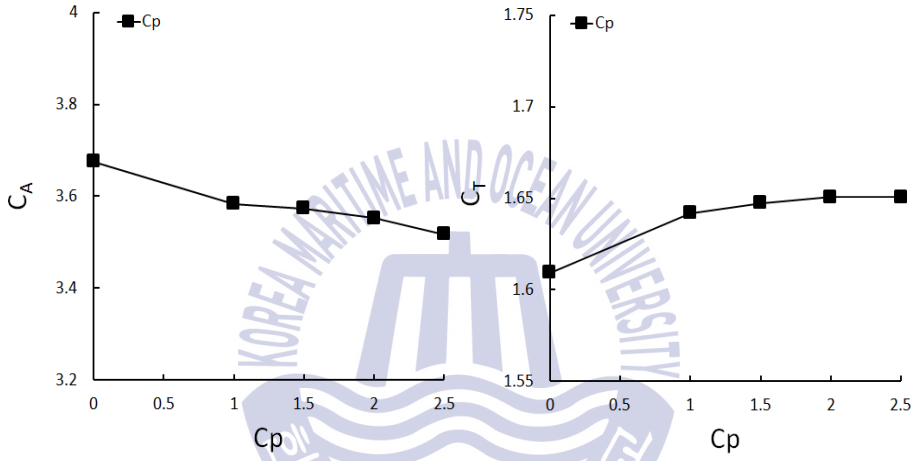
Table 5.2.1 Turbine performance

C_p	l_{rp}(mm)	C_A	C_T	η
0	0	3.675	1.609	0.438
1	160	3.583	1.642	0.458
1.5	240	3.574	1.647	0.461
2	320	3.552	1.650	0.465
2.5	400	3.517	1.651	0.469

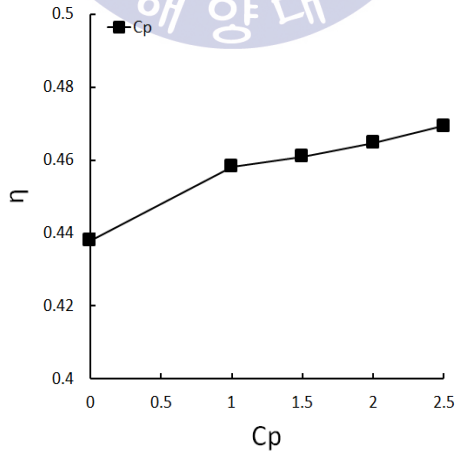
Collection @ kmou

Table 5.2.2 Conditions of calculation

ϕ	V_a	U_r
0.5	35.13	70.26
1.0	35.13	35.13
1.5	35.13	23.42
2.0	35.13	17.565
2.5	35.13	14.052



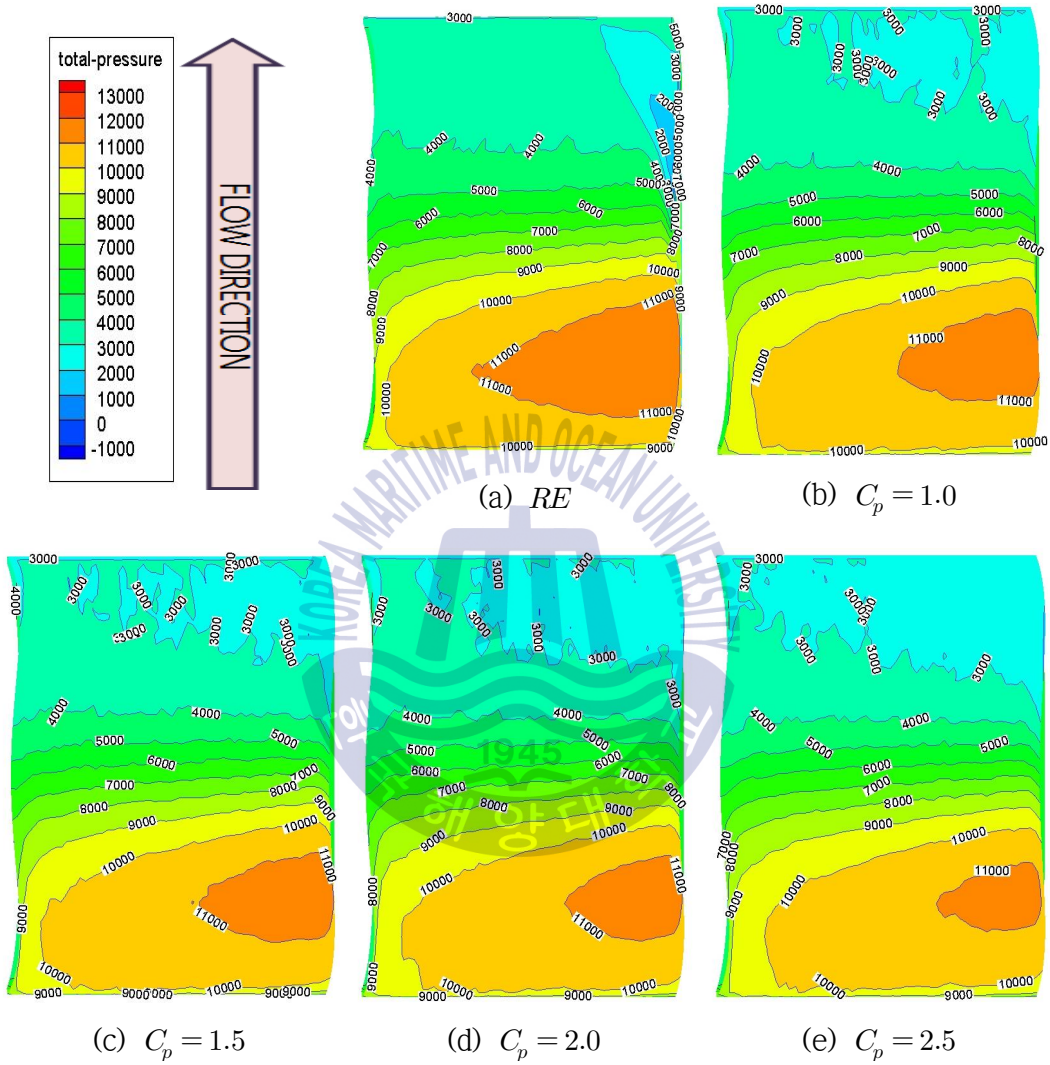
(a) C_A (b) C_T



(c) η

Fig. 5.2.5 performance of turbine

Collection @ kmou

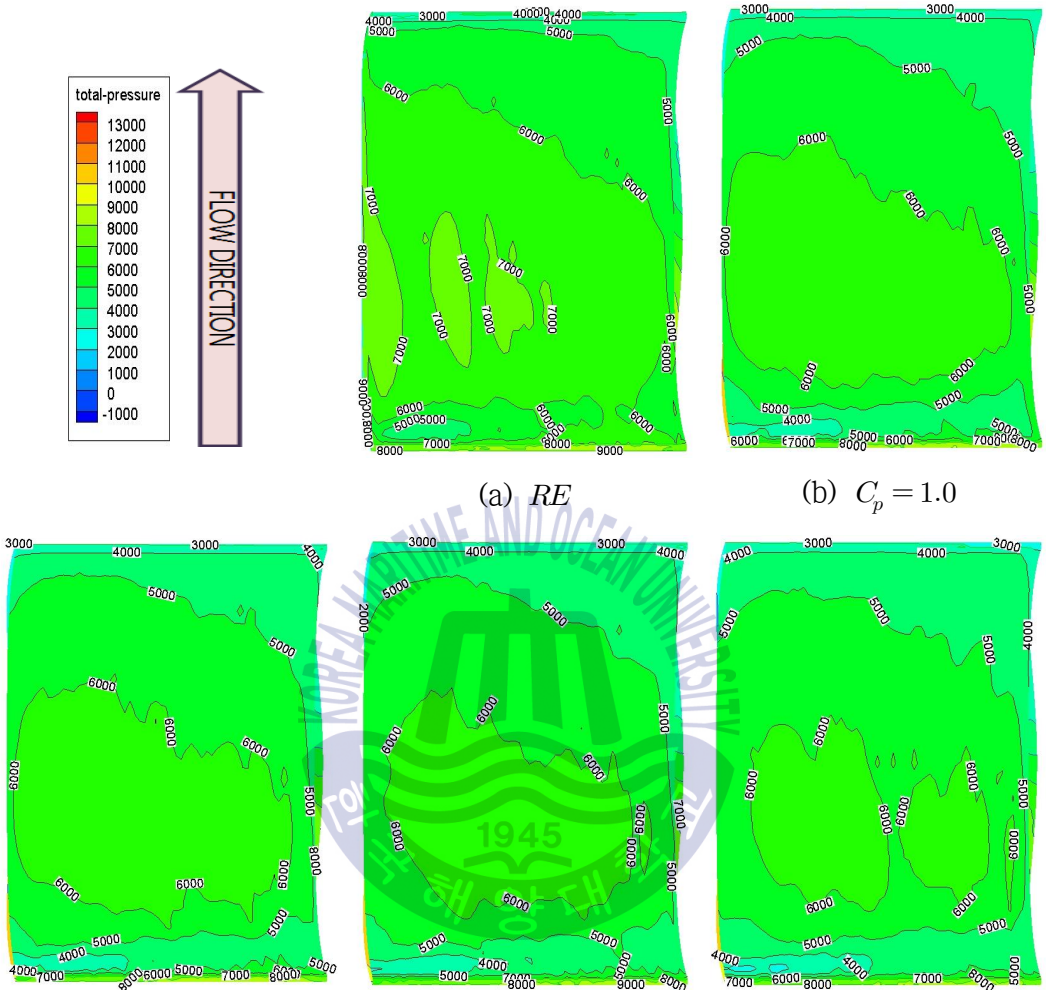


(a) RE (b) $C_p = 1.0$

(c) $C_p = 1.5$ (d) $C_p = 2.0$ (e) $C_p = 2.5$

Fig. 5.2.6 pressure on suction side

Collection @ kmou



(a) RE (b) $C_p = 1.0$

(c) $C_p = 1.5$ (d) $C_p = 2.0$ (e) $C_p = 2.5$

Fig. 5.2.7 pressure on pressure side

Collection @ kmou

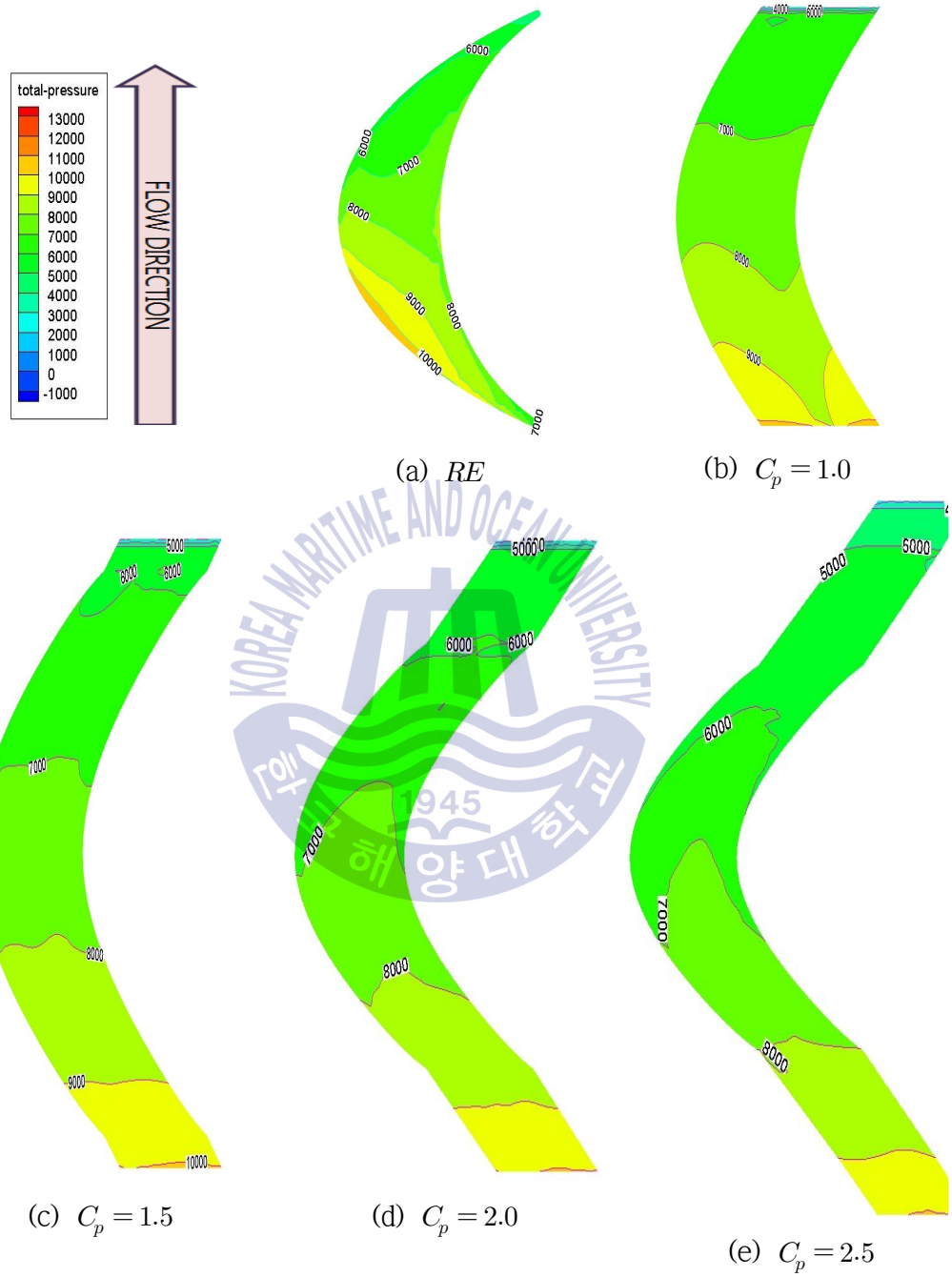


Fig. 5.2.8 pressure on tip surface of blade

Collection @ kmou

5.2.2 Ring tpye터빈 허브방향 링두께(t_p^*)에 따른 터빈 성능 해석

링두께는 허브방향 링의 두께를 지칭하며 t_p로 정의 하였다. Fig.5.1.9에 t_p를 자세하게 나타내었다. t_p를 1, 3, 10, 19, 28, 55mm로 점차 증가시켜 가며 터빈 성능을 알아보았다. t_p^*를 $t_p^* = (t_p/D)\times 100$ 정의하여 나타내었다. t_p^*가 0.125, 0.375, 1.25, 2.375, 3.5, 6.875 일 때 터빈의 성능을 알아보았다. 링두께가 점차 증가함에 따라 터빈에 작용하는 압력강하와 토크값은 점차 증가하였고 (Fig.5.2.10), 효율은 점차 증가하다 t_p*가 1.25일 때를 기준으로 점차 감소하였다 (Table5.2.2).

Fig.5.2.11~12에 각각의 링두께에 따른 압력면과 흡입면의 압력분포를 나타내었다. 링두께가 증가함에 따라 터빈의 압력강하를 높였고 그로인해 터빈에 작용하는 토크값 또한 상승함을 알 수 있었다. t_p*가 1.25 이후부터는 터빈에 작용하는 압력강하가 급격히 상승함을 볼 수 있다(Fig.5.2.10(a)). 이와 같은 현상으로 터빈의 효율이 t_p*가 1.25를 기준으로 증가하다 감소함을 확인하였다.

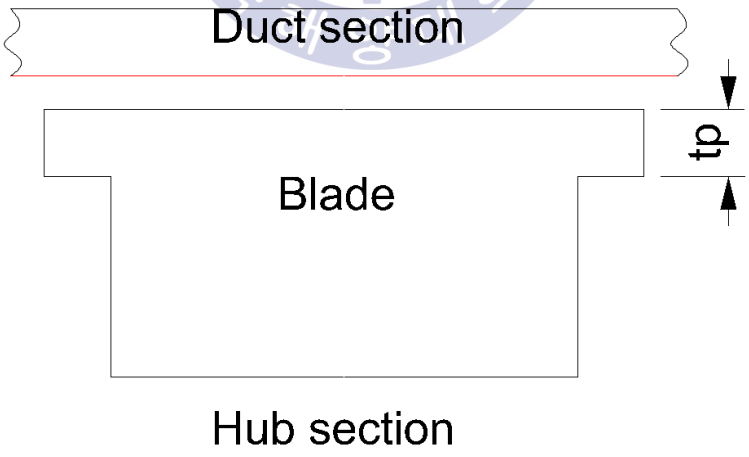
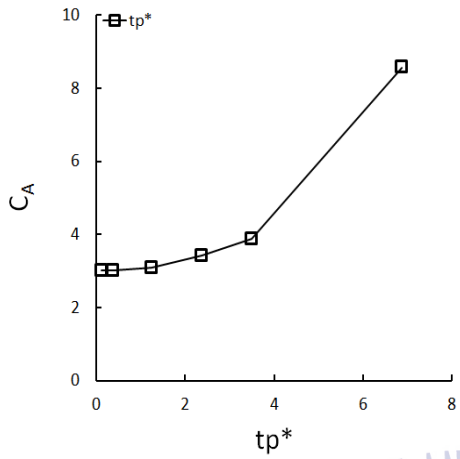
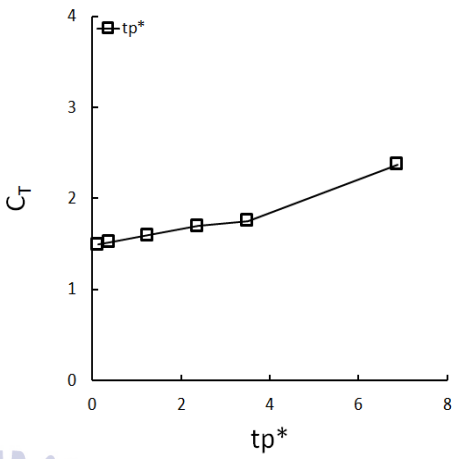


Fig. 5.2.9 Definition of t_p

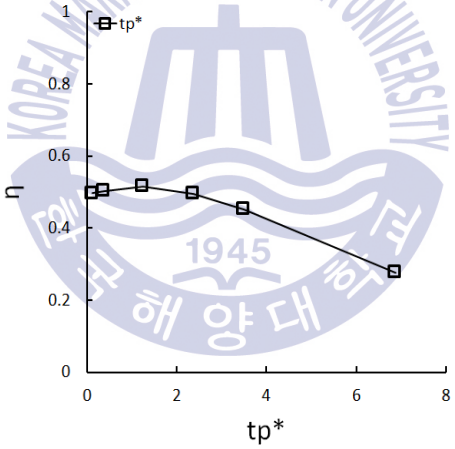
Collection @ kmou



(a) C_A



(b) C_T



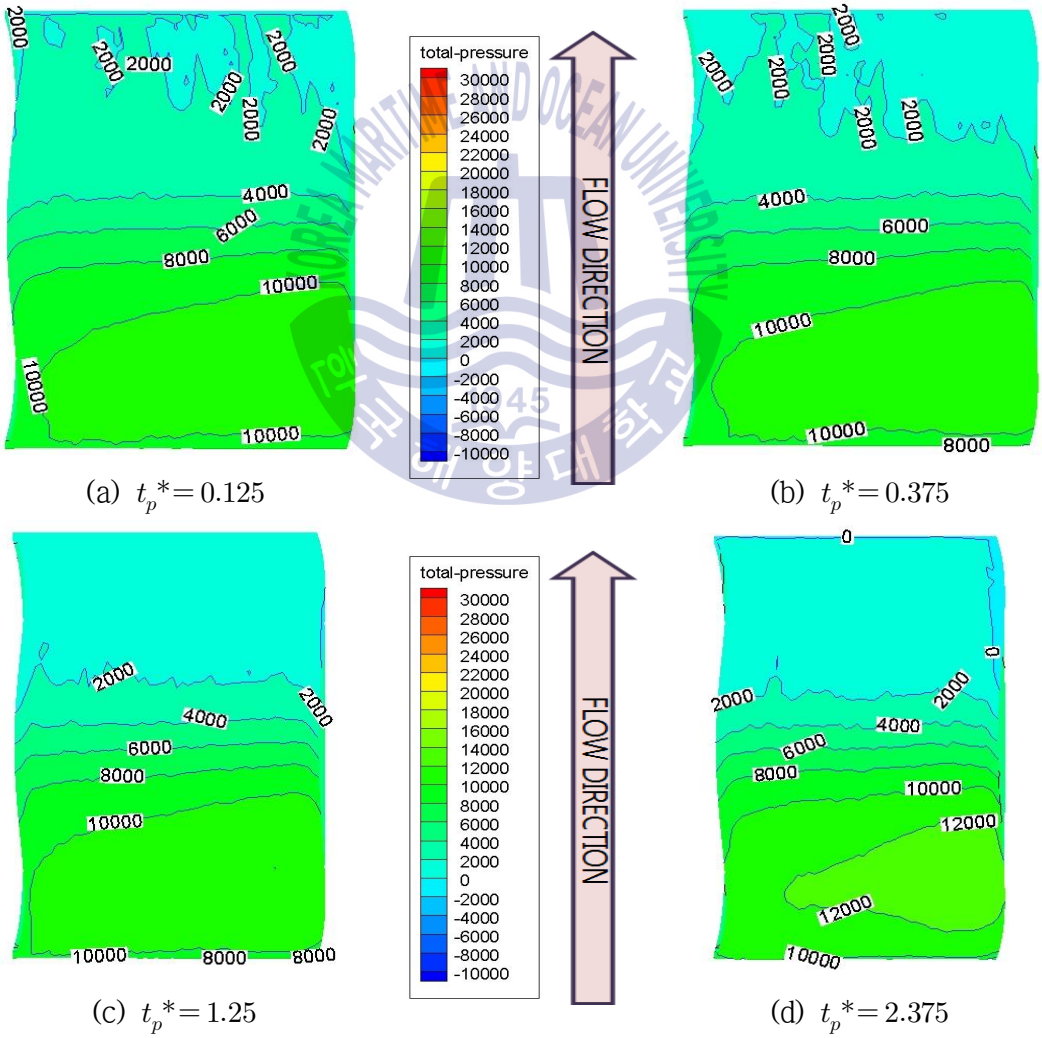
(C) η

Fig. 5.2.10 Turbine performance

Collection @ kmou

Table 5.2.2 Turbine performance(t_p*)

t_p	t_p*	C_A	C_T	η
1	0.125	3.012	1.494	0.496
3	0.375	3.014	1.515	0.503
10	1.25	3.089	1.594	0.516
19	2.375	3.415	1.693	0.496
28	3.5	3.873	1.752	0.452
55	6.875	8.566	2.371	0.277



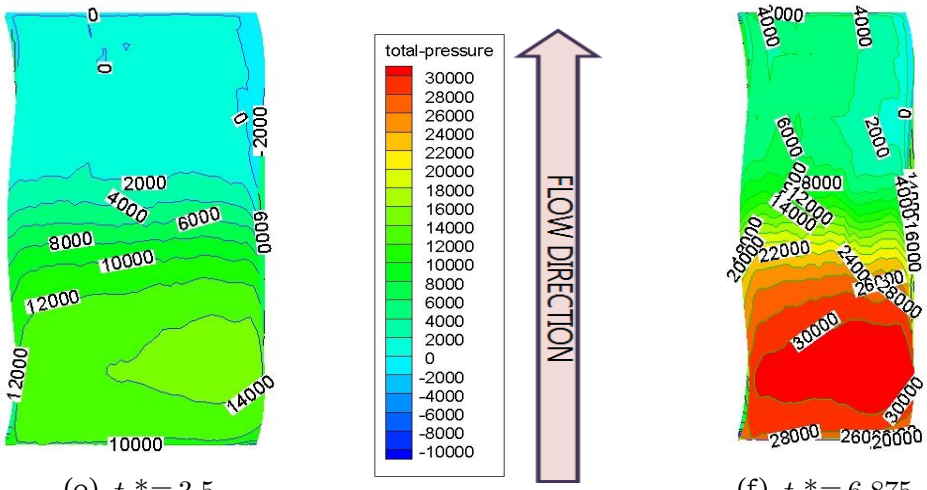
(a) t_p*= 0.125

(b) t_p*= 0.375

(c) t_p*= 1.25

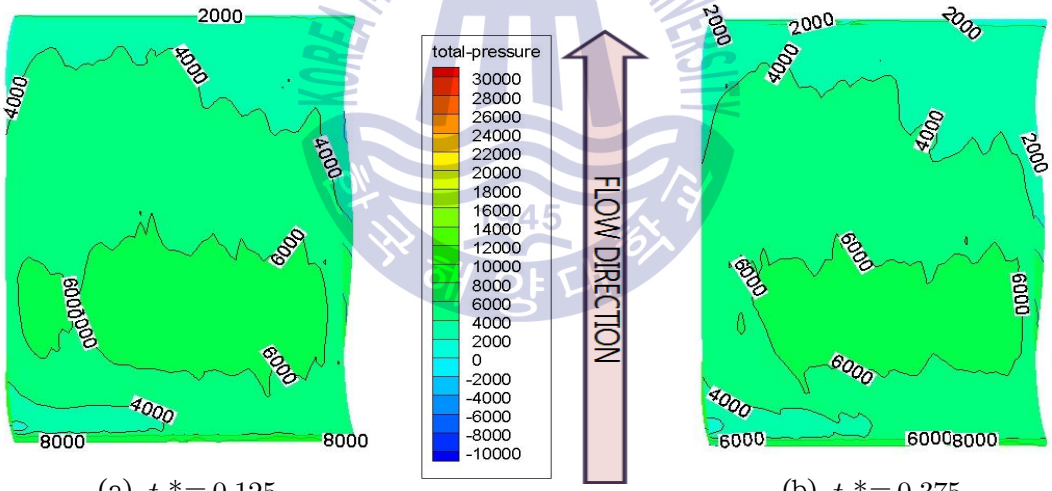
(d) t_p*= 2.375

Collection @ kmou



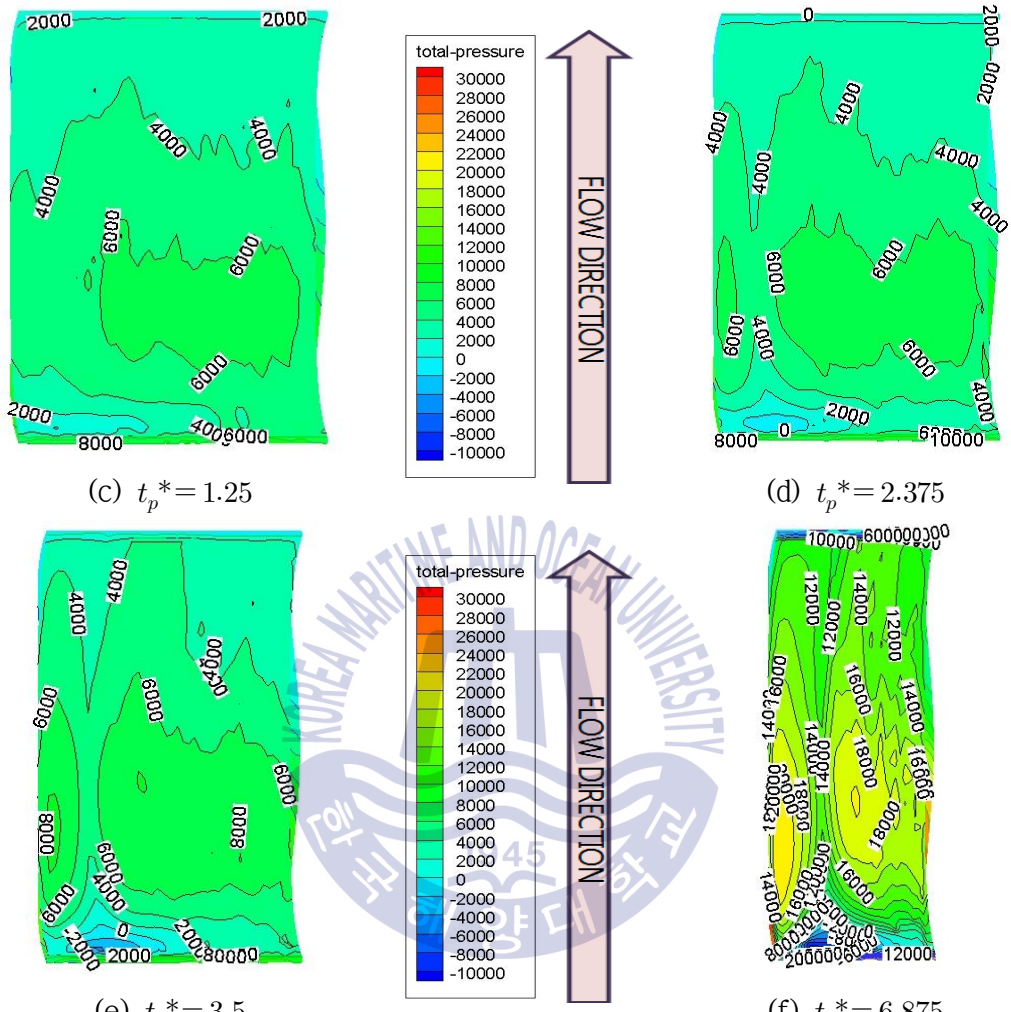
(e) $t_p^* = 3.5$ (f) $t_p^* = 6.875$

Fig. 5.2.11 Total pressure on suction side (t_p^*)



(a) $t_p^* = 0.125$ (b) $t_p^* = 0.375$

Collection @ kmou



(c) $t_p^* = 1.25$

(d) $t_p^* = 2.375$

(e) $t_p^* = 3.5$

(f) $t_p^* = 6.875$

Fig. 5.2.12 Total pressure on pressure side (t_p^*)

Collection @ kmou

5.2.3 덕트형상(lp*)에 따른 터빈 성능 해석

터빈날개의 원활한 회전운동을 방해하는 큰 요소중 하나인 공기 입자의 roll-up 현상을 억제시키고자 링형상을 적용하였고, 링형상의 설계변수인 덕트방향으로 파고 들어간 정도 l_p를 정의 하였다(Fig.5.2.13). 무차원수 l_p*를 $l_p^* = (l_p/D) \times 100$으로 정의 하였다. l_p*를 0, 0.25, 0.5, 1로 점차 늘려가며 성능해석을 수행하였다(Table5.2.3). l_p가 증가함에 따라 날개의 압력면과 흡입면에 작용하는 압력을 확인하였고(Fig.5.2.14~15), l_p가 증가함에 따라 터빈의 토크값이 감소함을 확인하였다. 즉, 성능해석 결과 l_p가 0.25일 때 터빈 압력강하의 감소로 인하여 최고의 효율을 가짐을 확인하였다(Fig.5.2.16). 요약하면, 링의 두께를 고려하여 적절한 l_p를 정한다면 보다 높은 성능의 터빈을 설계할 수 있을 것이라 생각된다.

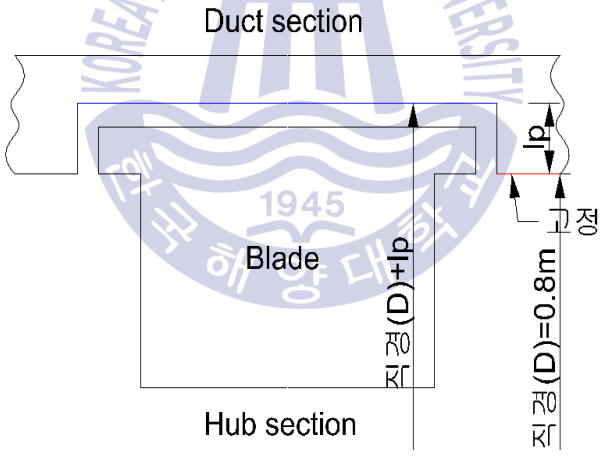


Fig. 5.2.13 Definition of l_p

Collection @ kmou

Table 5.2.3 Turbine performance(l_p*)

l_p*	l_p(mm)	C_A	C_T	η
0	0	3.012	1.494	0.496
0.25	2	2.924	1.467	0.502
0.5	4	2.883	1.426	0.495
1	8	2.860	1.352	0.473

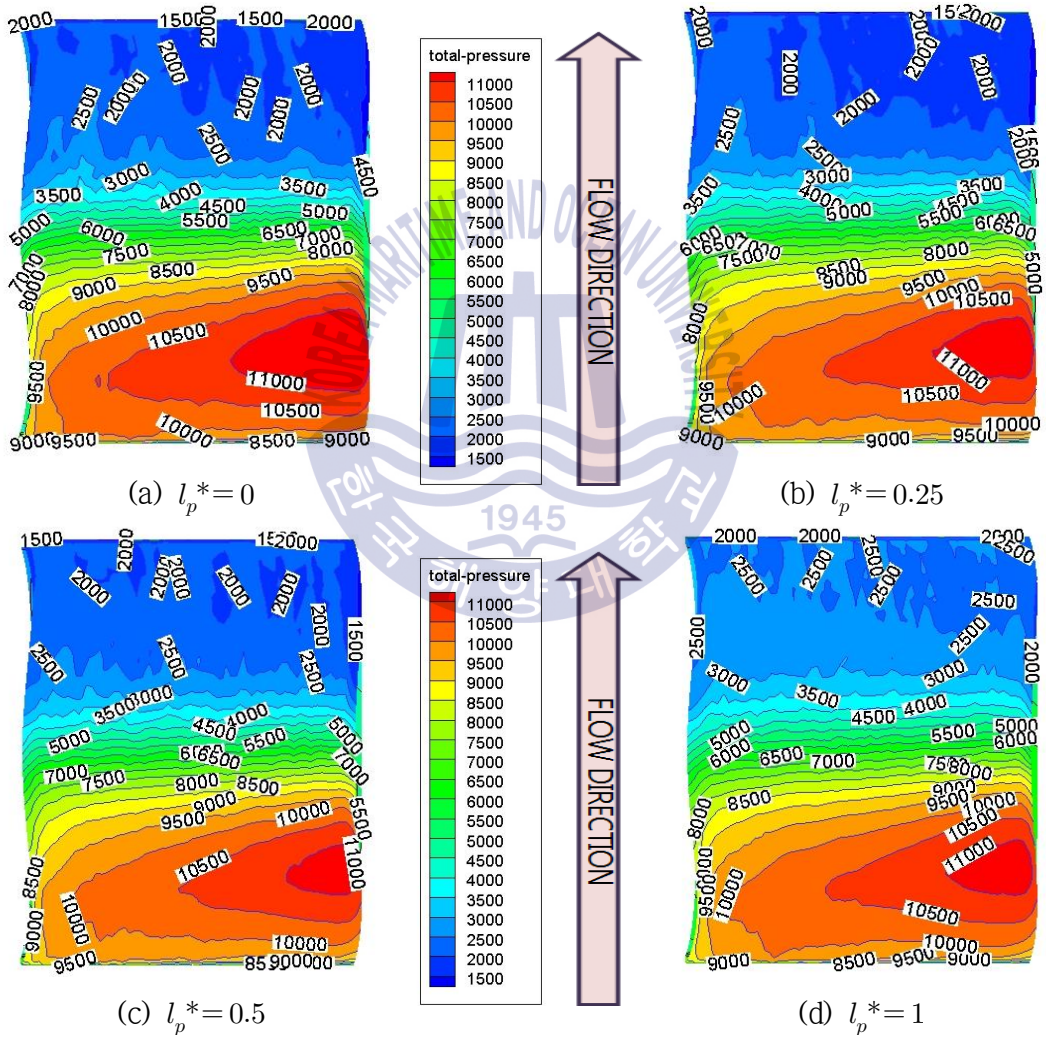
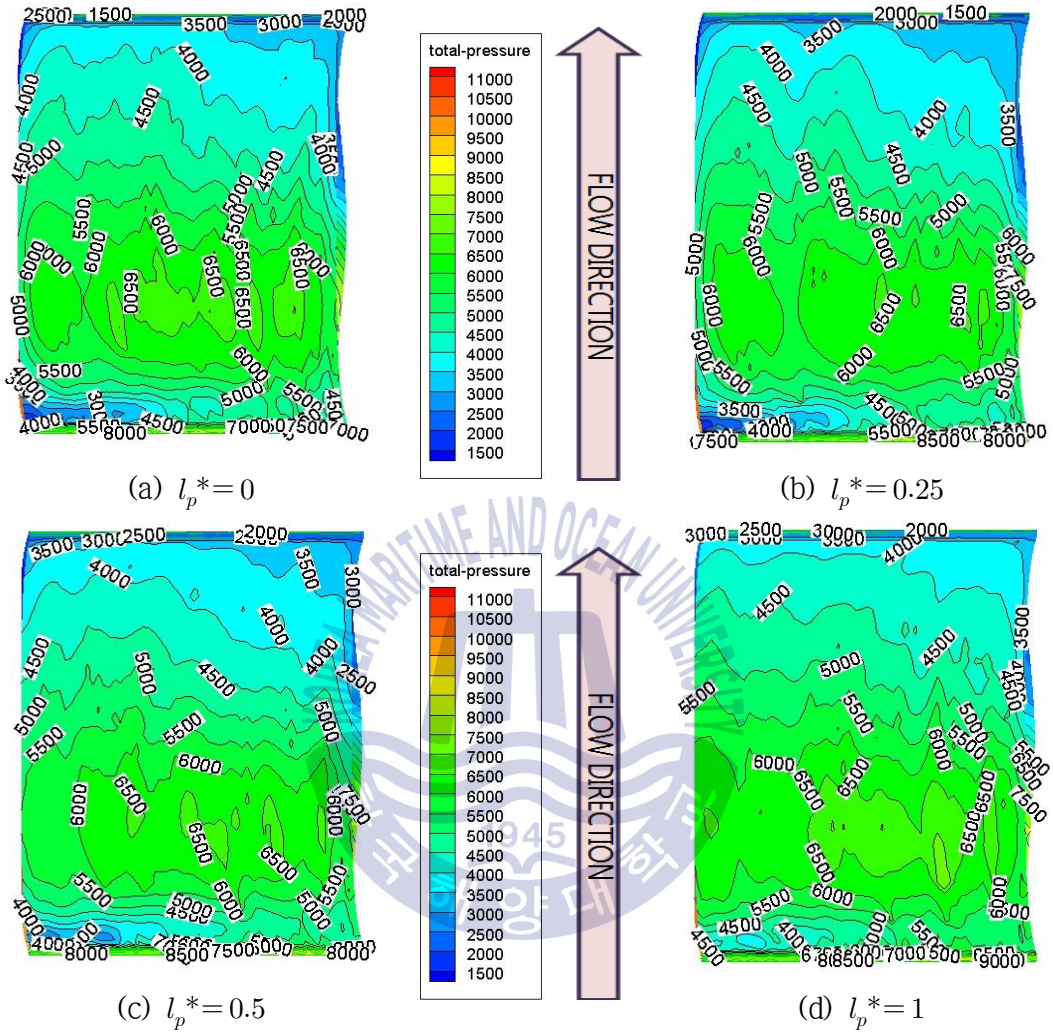


Fig. 5.2.14 Total pressure on suction side (l_p*)

Collection @ kmou

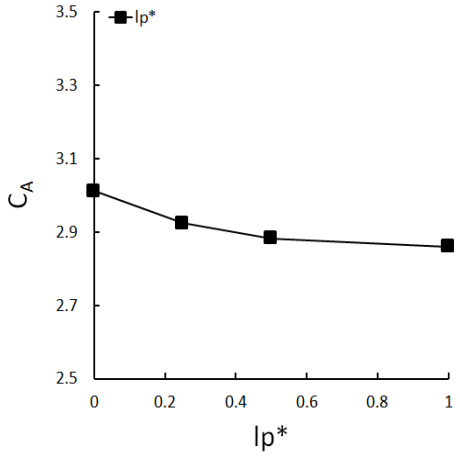


(a) $l_p^* = 0$ (b) $l_p^* = 0.25$

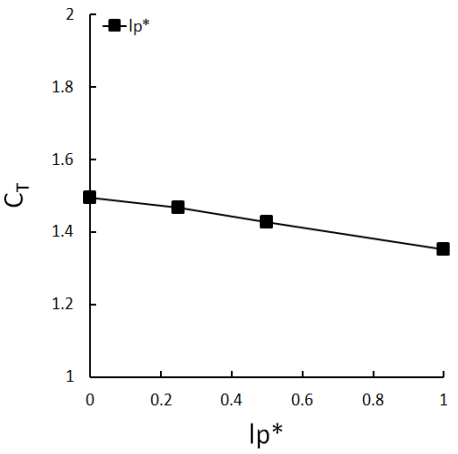
(c) $l_p^* = 0.5$ (d) $l_p^* = 1$

Fig. 5.2.15 Total pressure on pressure side

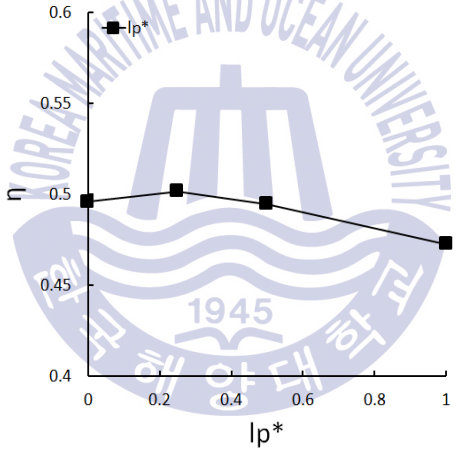
Collection @ kmou



(a) C_A



(b) C_T



(C) η

Fig. 5.2.16 Turbine performance

Collection @ kmou

5.3 End-plate type터빈 터빈 성능 해석

터빈 날개가 회전할 때 날개끝단에서 발생하는 공기입자의 roll-up현상을 억제하고자 End-plate 형상의 판을 적용하여 설계 및 성능 해석하였다(Fig.5.3.1). End-plate형 터빈의 경우 일반형에 비해서 높은 성능을 가짐을 확인하였다(Fig.5.3.2).

Fig.5.3.3~4에서 터빈 날개 흡입면과 압력면에 작용하는 압력을 알아보았다. 그 결과 일반형 보다 압력면과 흡입면에 작용하는 압력이 감소함을 알 수 있었다.

Fig.5.3.5에서 흡입면의 유선분포를 확인하였다. 일반형 터빈에서는 압력면에서 공기입자가 날개형상을 따라 원활하게 출구방향으로 이동하지 못하고 날개끝간극을 통하여 흡입면으로 유입되는 것을 확인할 수 있었다. End-plate형상을 적용한 터빈의 경우에는 공기입자의 roll-up현상을 억제할 수 있음을 확인하였다. 이와 같은 현상이 터빈의 압력강하를 감소시켰으며 터빈효율을 향상시킨 것으로 생각된다(Fig.5.3.5).

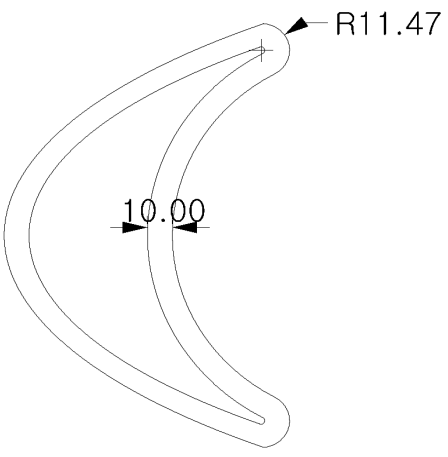
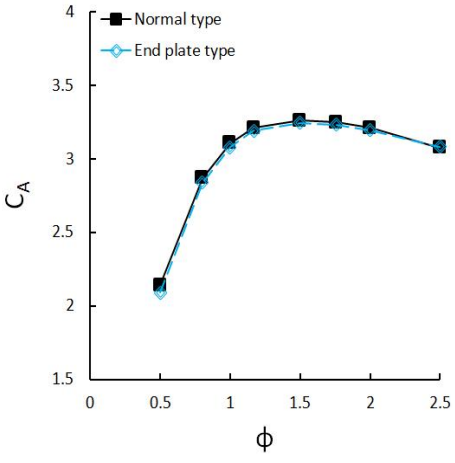
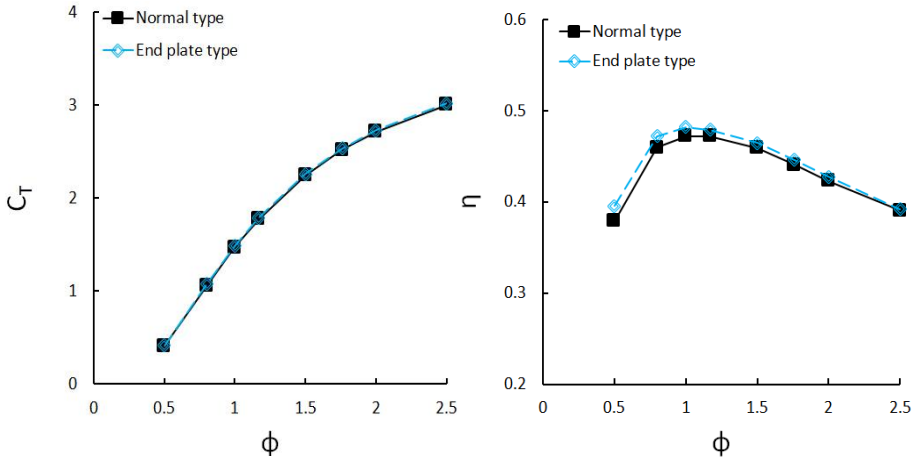


Fig. 5.3.1 Geometry of End-plate



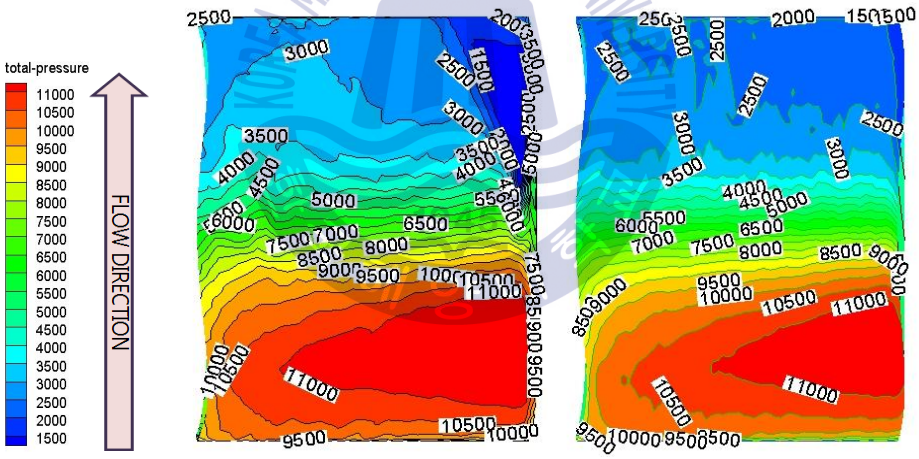
(a) C_A

Collection @ kmou



(b) C_T (c) η

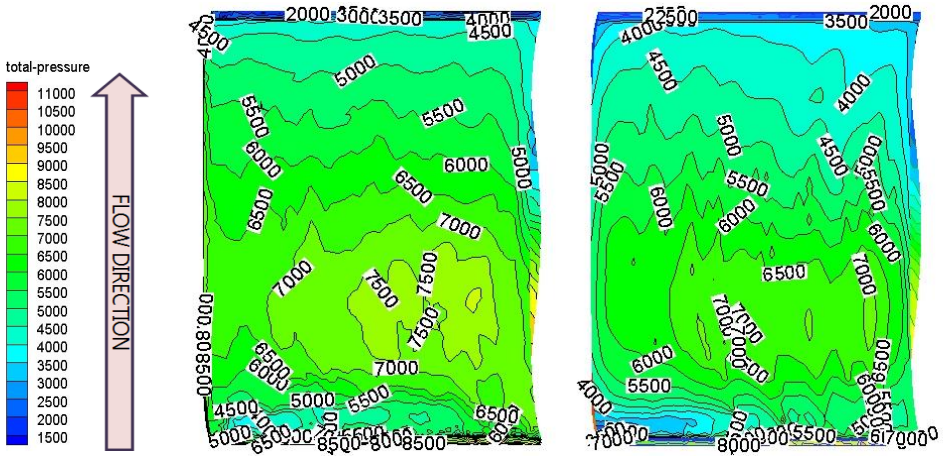
Fig. 5.3.2 Turbine performance



(a) Nomal type (b) End plate type

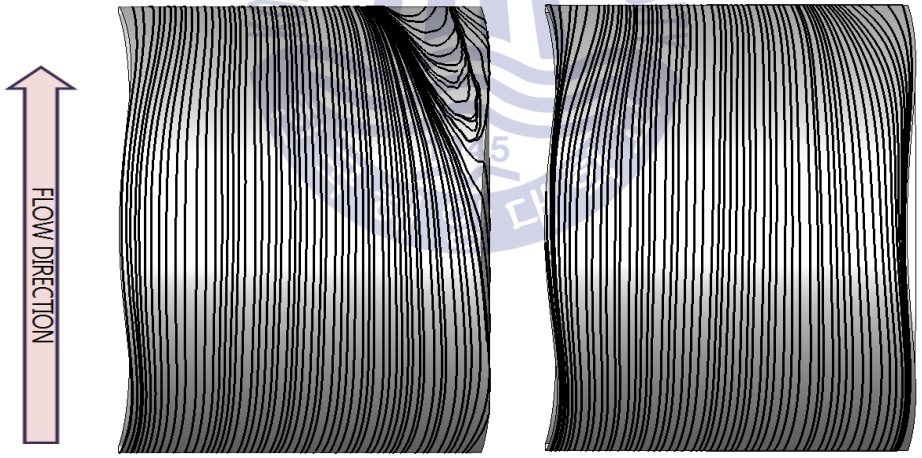
Fig. 5.3.3 Total pressure on suction side

Collection @ kmou



(a) Nomal type (b) End plate type

Fig. 5.3.4 Total pressure on pressure side



(a) Nomal type (b) End plate type

Fig. 5.3.5 Streamlines on suction side

Collection @ kmou

5.4 링 및 뒤젖힘각 동시 적용형 터빈 성능 해석

최적의 효율을 내는 터빈을 고안하고자 링형상에 뒤젖힘각을 적용한 터빈을 제안하였다. Fig.5.4.1에 뒤젖힘각을 적용한 터빈을 나타내었다. Fig.5.4.2에는 링 및 뒤젖힘각을 동시 적용한 터빈을 나타내었다. 터빈성능해석 결과 링 및 뒤젖힘각 동시 적용형 터빈이 일반형 터빈보다 약 9%효율 상승을 보였다(Fig.5.4.3).

Fig.5.4.4~5에 총 4가지종류의 터빈(일반형. 뒤젖힘각형, 링타입형, 링 및 뒤젖힘각)의 날개 흡입면과 압력면에 작용하는 압력분포를 나타내었다. 일반형과 뒤젖힘각형 터빈이 압력면과 흡입면에서 비슷한 압력분포를 보였고, 링타입 과 링 및 뒤젖힘각 동시 적용형 터빈이 비슷한 압력분포를 보였다. 날개끝단을 링 형상으로 감싸게 되면 압력면에서 유체입자가 말려올라가는 현상(roll-up)을 억제하기 때문에 터빈성능의 향상시켰을 것이라고 생각된다.

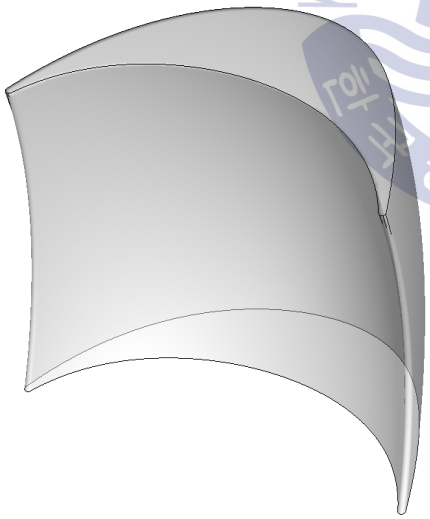


Fig. 5.4.1 Sweep angle type

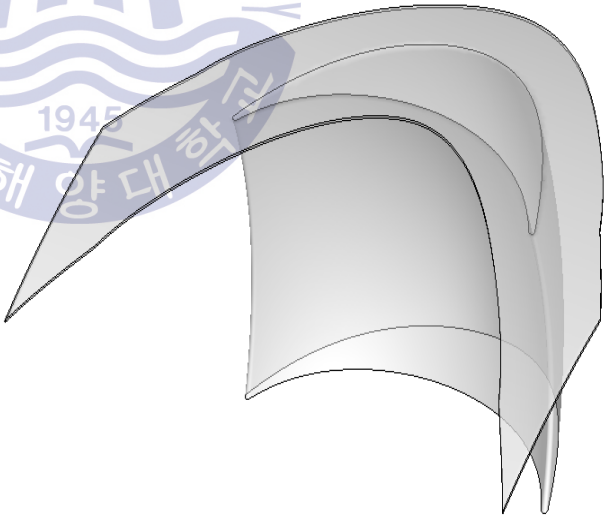
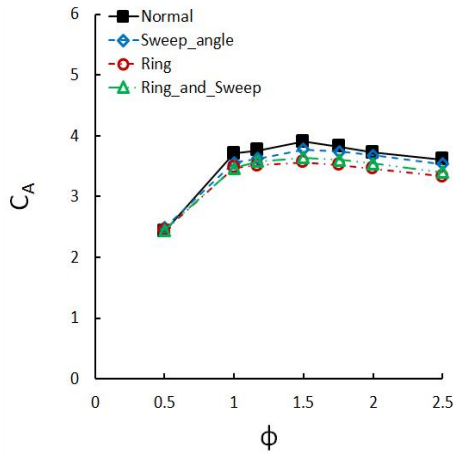
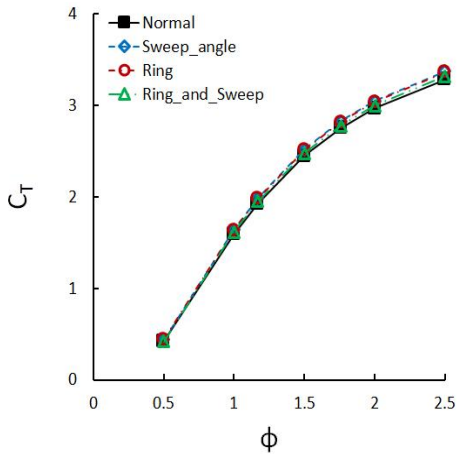


Fig. 5.4.2 Ring & Sweep angle type

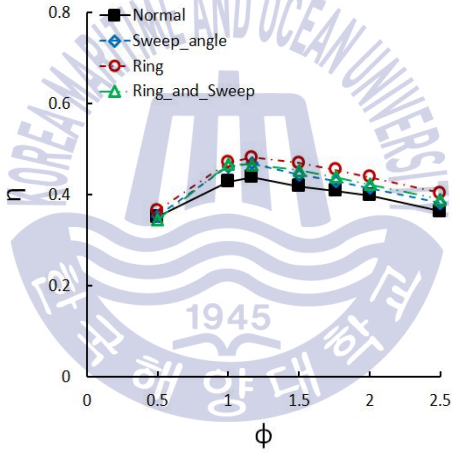
Collection @ kmou



(a) C_A



(b) C_T



(c) η

Fig. 5.4.3 Turbine performance

Collection @ kmou

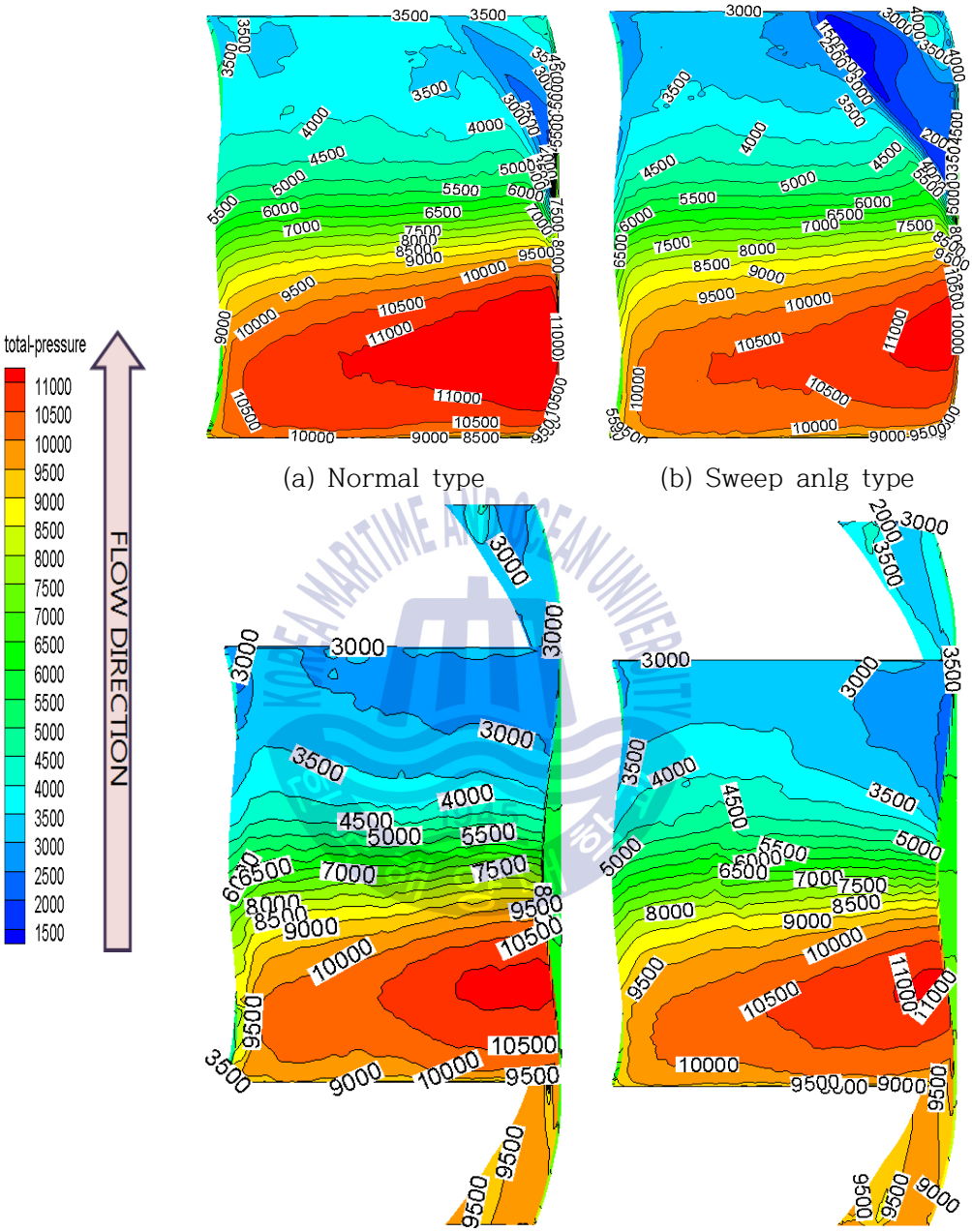
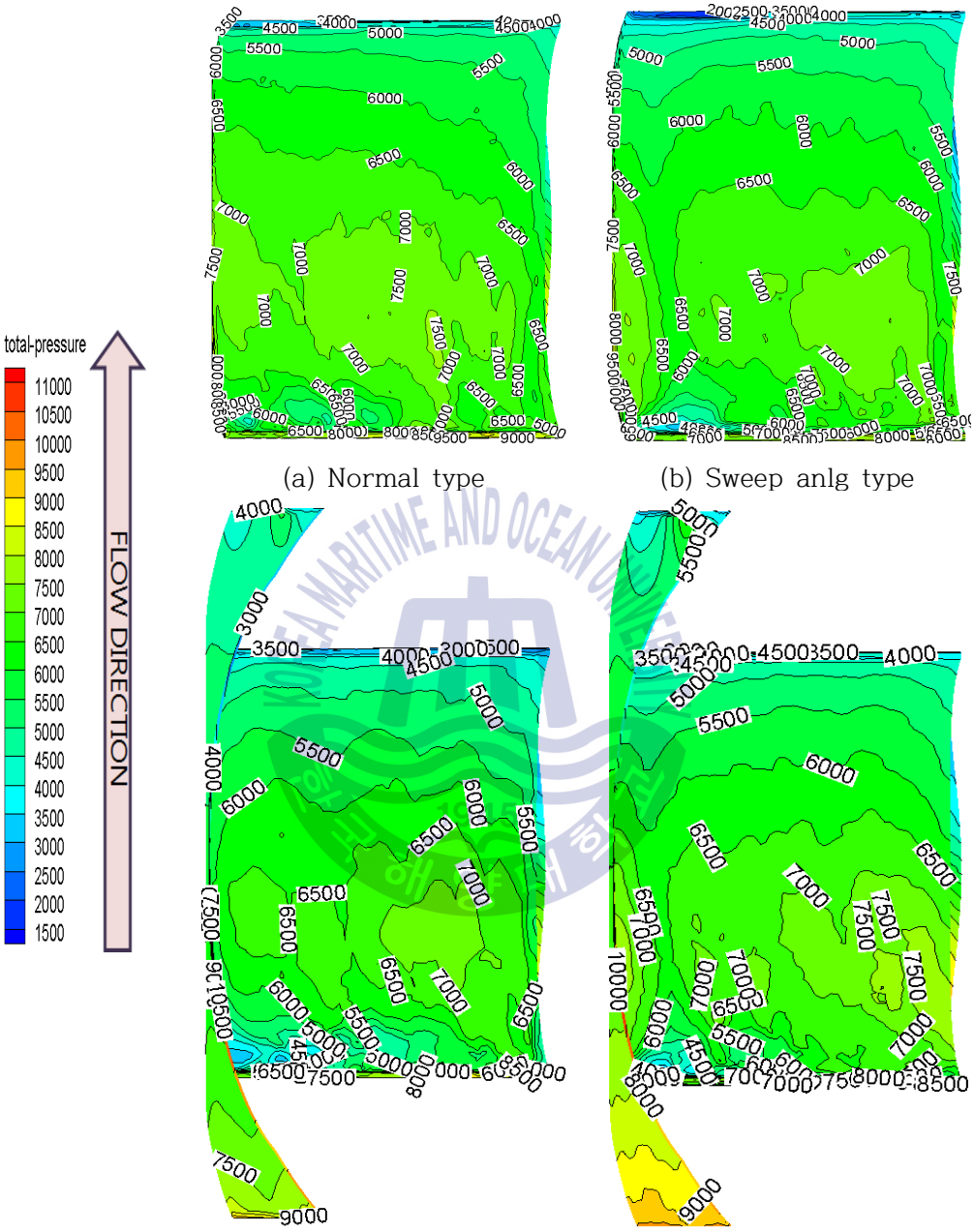


Fig. 5.4.4 Pressure distribution on suction sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou



(a) Normal type (b) Sweep anlg type

(c) Ring type (d) Ring & Sweep type

Fig. 5.4.5 Pressure distribution on pressure sides at ϕ=1.0

Collection @ kmou

제 6 장 30kW급 파력발전용 임펄스터빈 최종설계

6.1 30kW급 임펄스터빈 설계 및 성능 해석

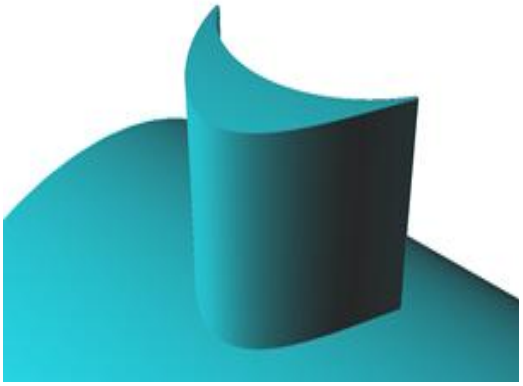
일반형 터빈(Fig.6.1.1(a))은 제작이 간단하다는 장점이 있고, 단점으로는 지속적인 외력에 의하여 형상의 변형에 대한 우려가 있다.

뒤젖힘각형 터빈(Fig.6.1.1(b))의 경우 일반형에 비해 높은 효율의 성능을 발휘할 수 있다는 장점이 있으나 날개의 선형을 구현하여야 하기 때문에 제작상 용이하지 못하다.

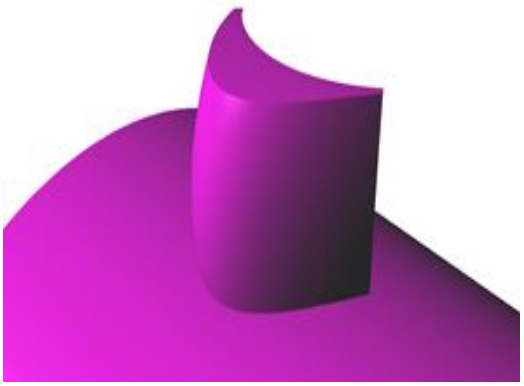
링타입형 터빈의 경우 날개끝부분에 생기는 공기입자의 roll-up현상을 억제하여 가장 높은 터빈효율을 가지며, 링형상이 터빈날개를 하나의구조물처럼 이어주는 역할을 하여 변형에도 강하다. 단점으로는 날개끝단에 링형상의 구조물을 설치하여야 하는 번거로움이 있어, 제작상 어려움과 복잡한 구조로 인하여 수리보수에 어려움이 있다.

총 10가지 터빈설계변수 민감도해석을 통하여 30kW급 링타입 임펄스터빈을 도출하였다(Fig.6.1.1(c)).

Collection @ kmou



(a) Normal type



(b) Sweep anlge type

(c) Ring type

Fig. 6.1.1 Three kinds of Impulse turbines

Collection @ kmou

Table6.1.1과 Fig.6.1.2에 최종 30kW급 임펄스터빈을 설계 제원과 2차원단면을 표시하였다. Fig.6.1.3에 링형상을 적용한 3차원형상 터빈을 나타내었다.

Table 6.1.1 Specification of Impulse turbine selected

Designation	Symbol	Value
Diameter(mm)	D	800
Number of blades	z	30
Number of guide vane	z_g	28
Hub ratio		0.7
Angle of guide-vane	θ	35 °
Tip clearance(mm)	t_c	1
Length of ring	C_p	1.5
Thickness of ring	t_{lp}	0.125
Thickness penetrated of duct	l_p	0.25

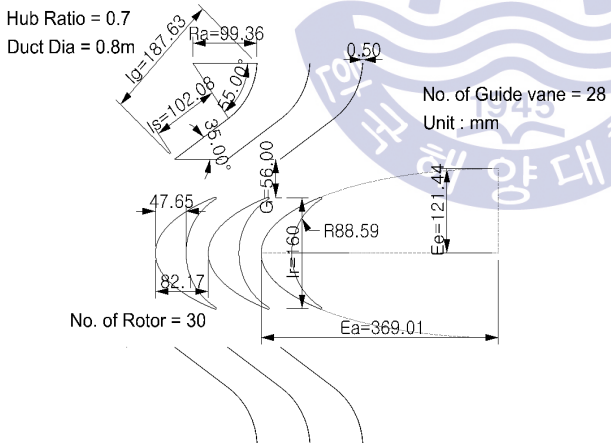


Fig. 6.1.2 2D-Impulse turbine

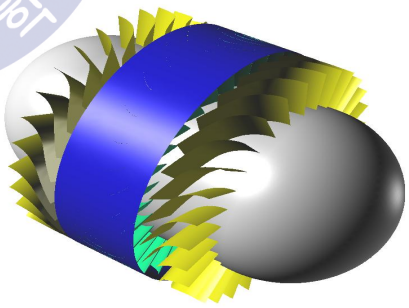


Fig. 6.1.3 Ring type turbine

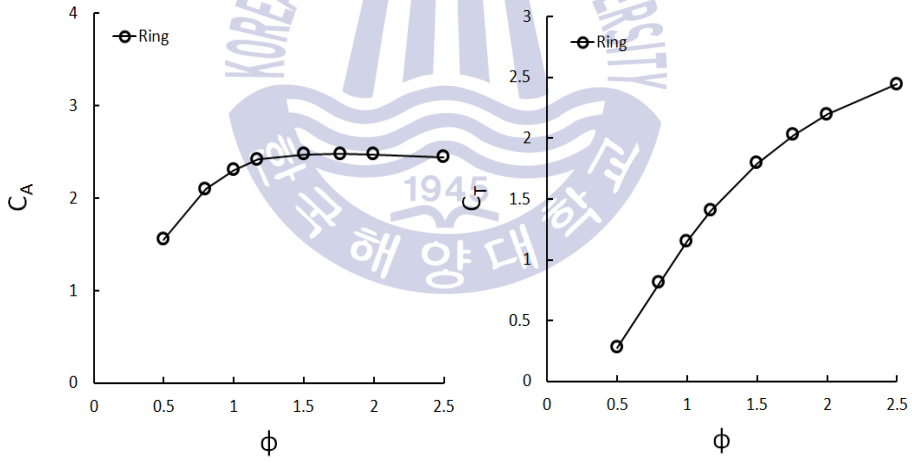
Collection @ kmou

최종설계된 터빈을 대상으로 수치해석을 이용한 성능해석을 수행하였다. Table6.1.2에 수치해석 유속 조건을 나타내었다.

Table 6.1.2 Conditions of calculation

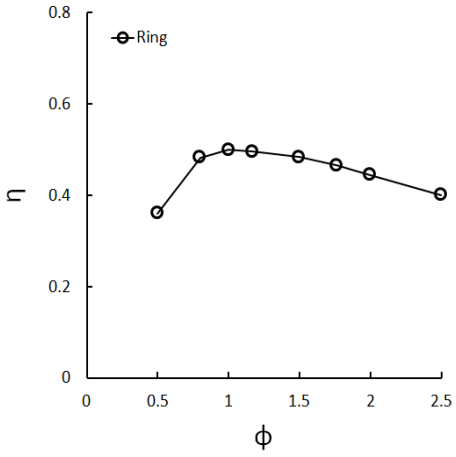
ϕ	V_a	U_r
0.5	35.13	70.26
1.0	35.13	35.13
1.5	35.13	23.42
2.0	35.13	17.565
2.5	35.13	14.052

Fig.6.1.4에 유동계수에 따른 터빈의 입력계수, 토크계수, 효율값을 나타내었다. 유동계수 1일 때 터빈 최대 효율 50%를 확인하였다.



(a) C_A (b) C_T

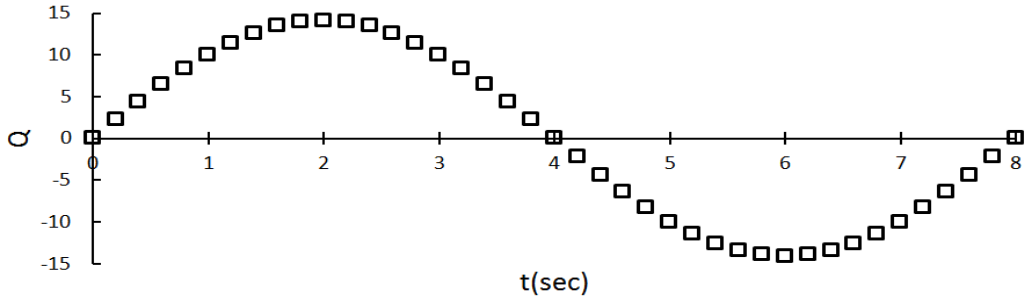
Collection @ kmou



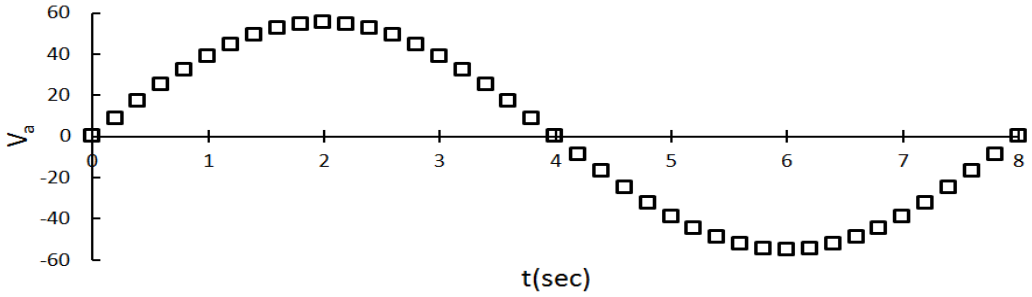
(c) η

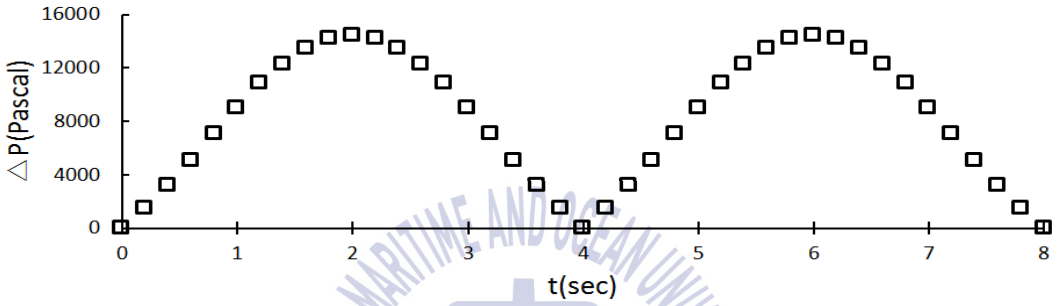
Fig. 6.1.4 Turbine performance

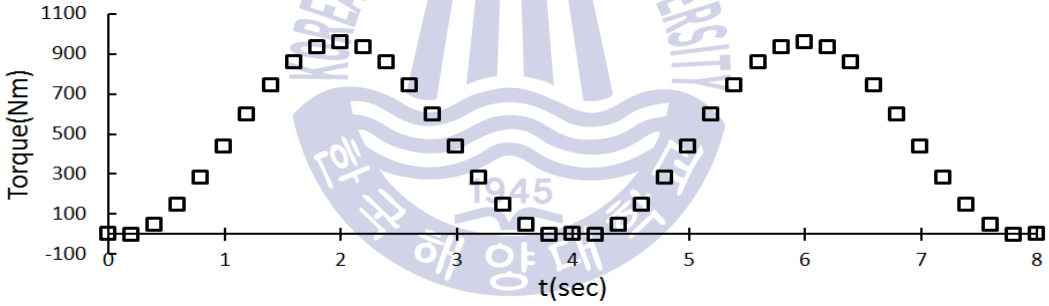
앞서 해석한 결과는 터빈 입구방향유속을 고정시킨 상태이다. 즉, 유량을 고정한 후 터빈 회전속도를 점차 증가시킨 정상상태해석을 통하여 성능 해석하였다. 실제해역에서는 이와는 다르게 입구방향의 유속이 일정하지 않다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위해서 유량이 sin곡선을 그리며 증가하며 감소할 때에 따른 터빈성능을 해석하였다. Fig. 6.1.5에 성능결과를 나타내었다. 토크의 경우 유량이0 일 때 국부적으로 음의토크를 가짐을 확인하였다. 음의 토크로 인하여 유량0 근처 부근에서는 음의 효율을 가짐을 확인하였다.

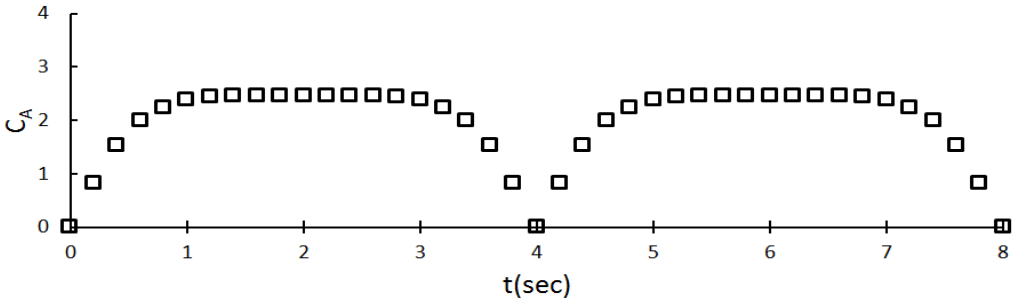


Collection @ kmou









Collection @ kmou

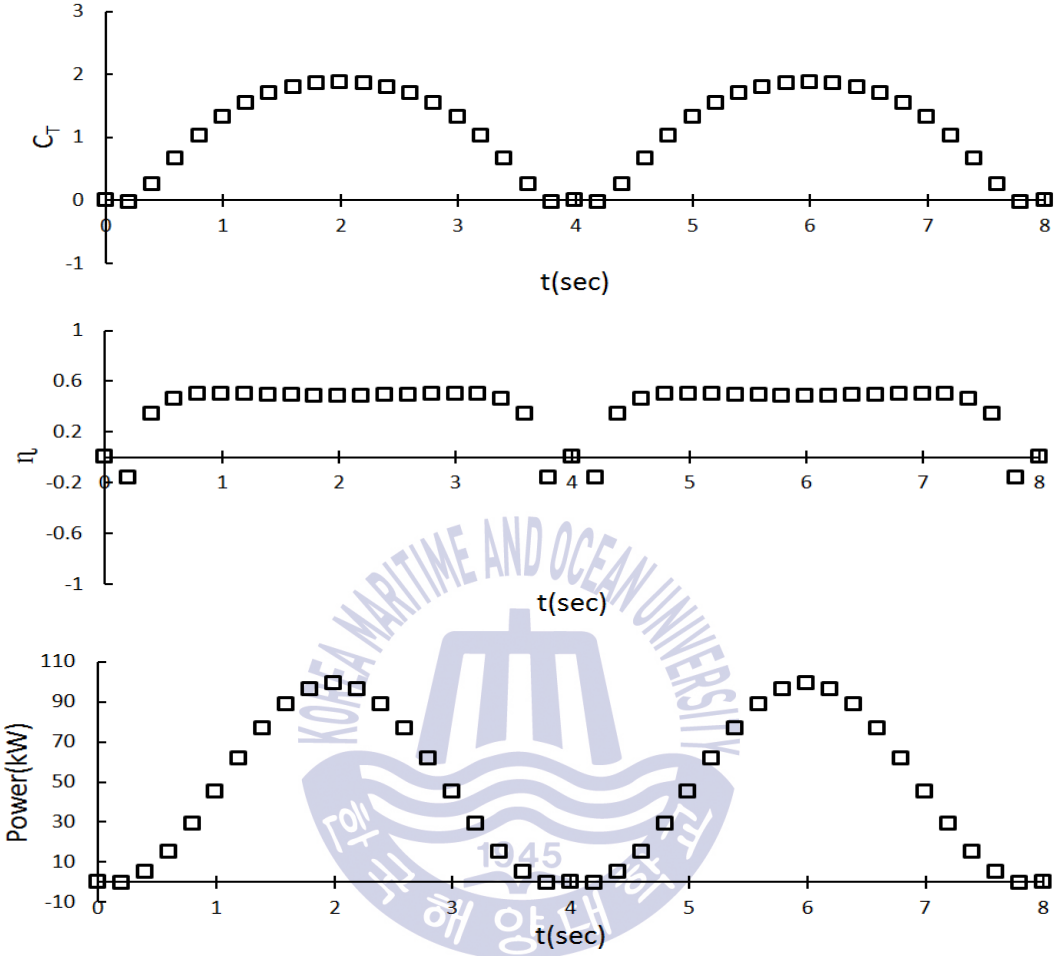


Fig. 6.1.5 Typical results of quasi-steady analysis

Fig. 6.1.6에 유량이 시간에 따라 변화 할 때와 유량이 일정할 때에 터빈성능을 비교한 그래프를 나타내었다. 성능해석 비교 결과 완벽히 일치하지는 않지만 유동계수가 1.0 근처에서 가장 높은 효율값을 가짐을 확인하였고 유동계수가 증가함에 따라 효율이 점차 감소함을 확인할 수 있었다.

Fig.6.1.7에 1/4주기 동안 각각의 터빈 RPM에서의 터빈효율을 그래프로 나타내었다. RPM이 증가할수록 최고효율에 도달하는 시간이 짧음을 확인하였다.

Collection @ kmou

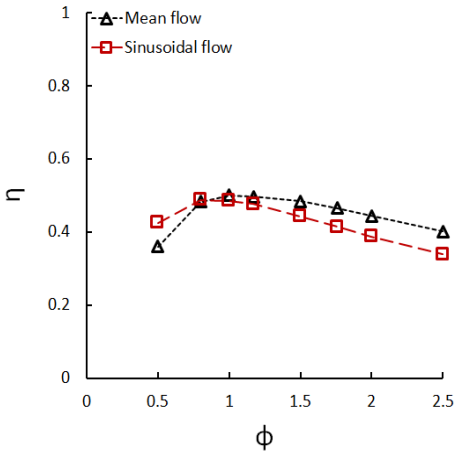


Fig. 6.1.6 Comparison between mean and quasi-steady analysis

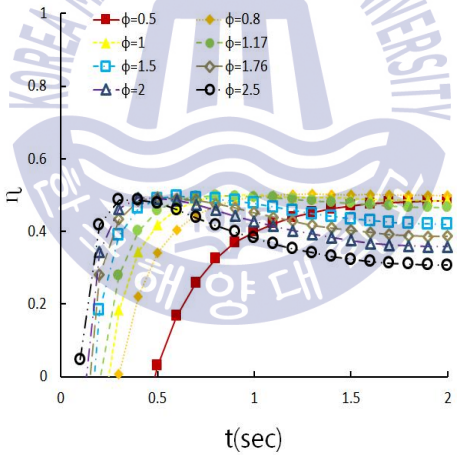


Fig. 6.1.7 Turbine efficiency for various RPM

Collection @ kmou

6.2 Wave simulator를 이용한 모형터빈 성능 해석

6.2.1 시험장비 소개

본 장의 내용은 대한민국 해양수산부 (2017)에 의하여 발표되었음을 밝힌다. 실험은 선박해양플랜트연구소에 설치된 파력발전실험설비를 이용하여 실험을 수행하였다(Fig.6.2.1). Wave simulator는 파도의 특성을 재현하기 위한 장치로서 파의 진폭과 주기를 조절할 수 있도록 만들어 졌다. 기체의 운동에너지가 터빈의 회전에너지로 변환되는 터빈의 성능을 알아보기 위하여 Fig.6.2.2에 모형시험 계측시스템 개략도를 나타내었다. Wave simulator의 주요제원은 Table6.2.1에 나타내었다.

피스톤의 제어는 AC Servo Motor (RSMH-50)를 사용하였다. 사용된 드라이버 모델은 CSDP-50BX2이다. 피스톤의 변위 계측은 E60H20-1003N 변위센서를 이용하였다. 터빈의 토크와 rpm 계측은 TCS100-MP981-CT130 토크센서를 이용하였다(Fig.6.2.3). 토크센서의 측정범위는 10Nm이고 계측가능 rpm은 2000이다. 터빈에 토크를 인가하기 위하여 파워 브레이크를 이용하였고, 모델은 PRB2.5Y-PRB-MA이다. 통신에 의한 전압 조절방식의 브레이크이며, 최대 제동토크는 25Nm이다. 압력계측은 CP213X 차압센서를 이용하였고, 풍속계측은 SQR-TPL 피토튜브와 TSI 열선풍속계를 이용하였다(Fig.6.2.4).

Collection @ kmou

Fig. 6.2.1 Wave simulator (대한민국 해양수산부, 2017)

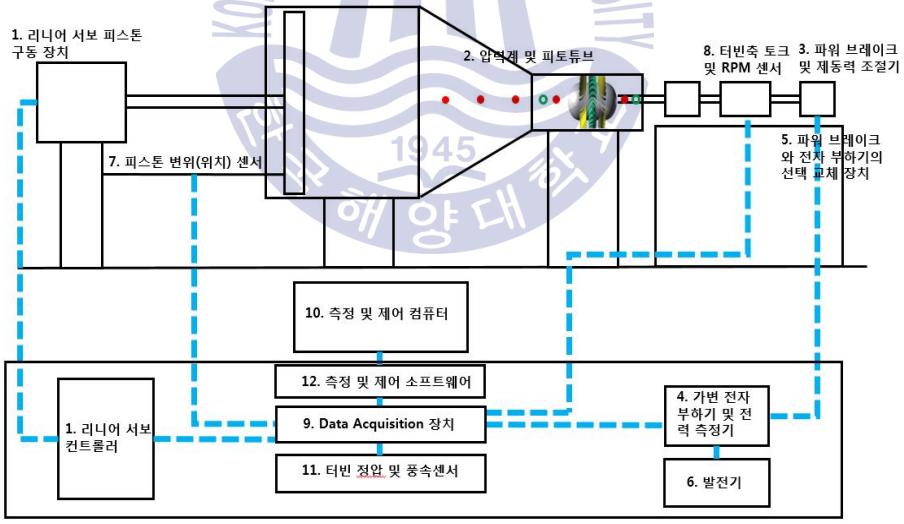


Fig. 6.2.2 System of equipment (대한민국 해양수산부, 2017)

Collection @ kmou

Table 6.2.1 Dimension of wave simulator (mm)

Air Drum (Cylinder)	Inner Dia	1,500
	Out Dia	1,700
	Length	1,000
	Thickness	6T
Air Cone	Dia	1,500 ~ 400
	Length	800
	Thickness	2T
Air Board (Piston)	I.D	1,500
	Thickness	115.5
	Guide Bar	3points(No sliding friction)
	Air Gap	<0.5
Control System	Shaft Stroke	100 ~ 500
	Control Speed	500mm/sec
	Drive Motor	AC Servo Motor : 3상 220V, 5.0 kW Rated Rev. : 2000 r/min Cont. Torque : 23.87 Nm

Collection @ kmou

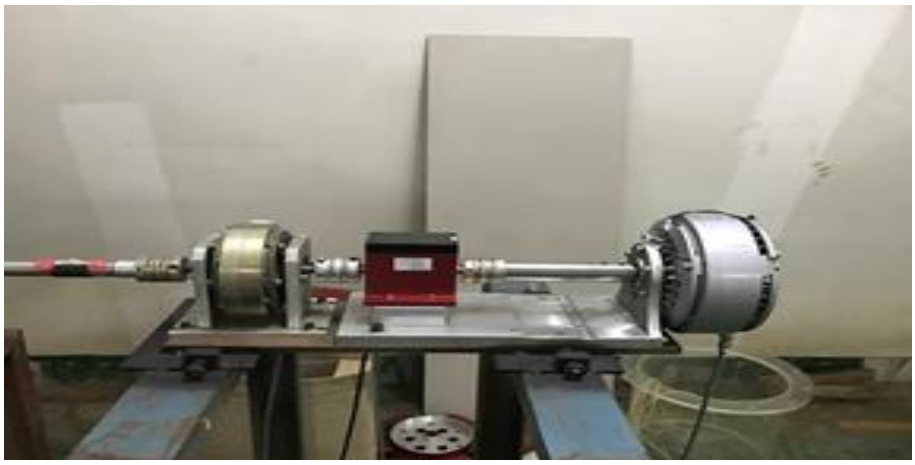


Fig. 6.2.3 Measurement system for Torque, RPM, Generated power (대한민국 해양수산부, 2017)

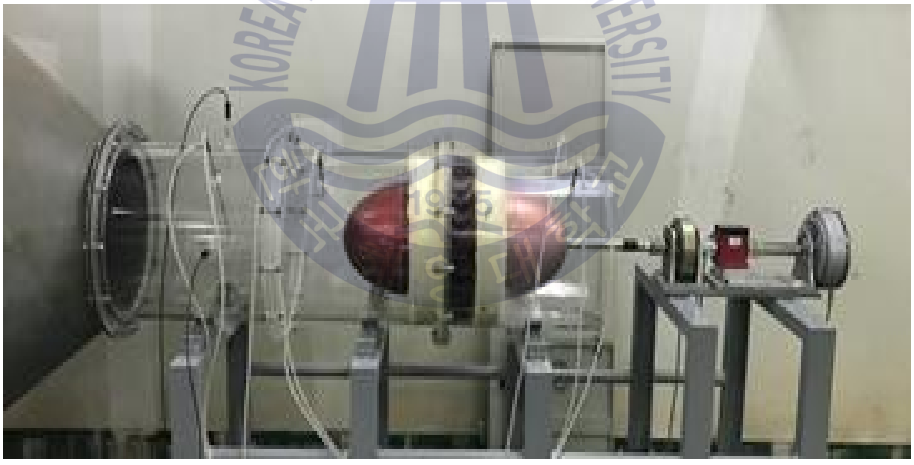


Fig. 6.2.4 Integration of pressure sensors and pitot tube (대한민국 해양수산부, 2017)

Collection @ kmou

6.2.2 모형터빈 소개

모형시험을 위하여 임펄스터빈을 설계하였다. 모형시험 장비의 크기를 고려하여 직경 0.38m 일반형 및 링타입형 모형터빈을 제작하였다. Fig.6.2.5에 모형터빈을 나타내었고 Table6.2.2에 2가지 모형터빈의 제원을 나타내었다. 제작상의 이유로 날개끝단 간격은 1mm로 하였다.

Fig. 6.2.5 Turbine model (대한민국 해양수산부, 2017)

Table 6.2.2 Specification of ring type impulse turbine selected (대한민국 해양수산부, 2017)

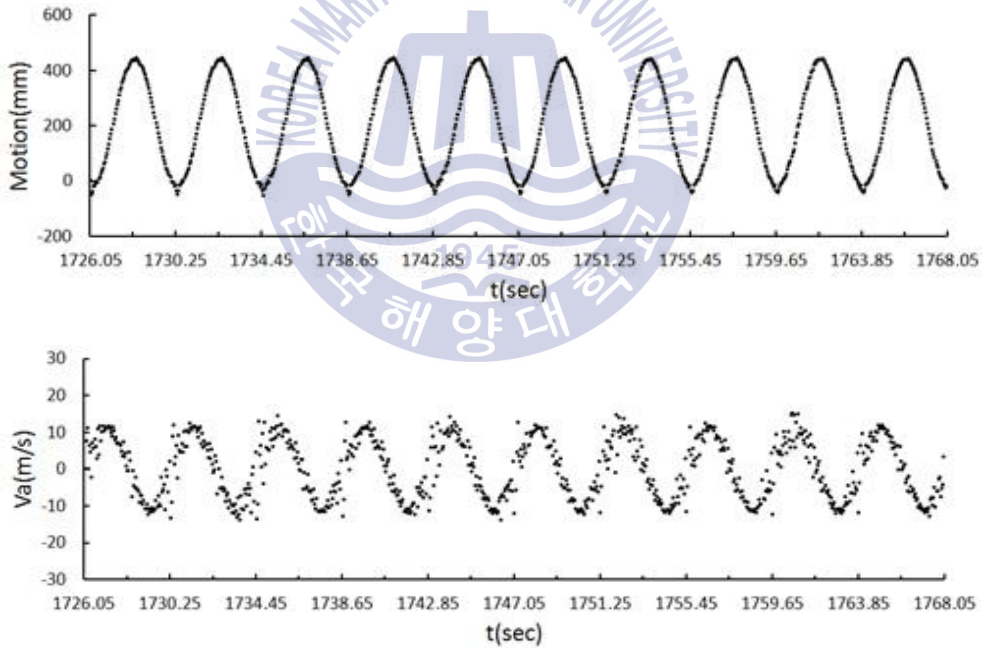
Designation	Symbol	Normal type	Ring type
Diameter(mm)	D	380	380
Number of blades	z	30	30
Number of guide vane	z_g	32	32
Hub ratio		0.7	0.7
Angle of guide-vane	θ	25 °	25 °
Tip clearance(mm)	t_c	1	1
Length of ring	C_p		1.1
Thickness of ring	t_p		0.263

Collection @ kmou

6.2.3 시험과정 및 계측결과

실험과정은 통일한 입력조건에서 파워 브레이크를 사용하여 일정한 토크를 인가하여 수행하였다. 파워 브레이크를 이용하여 토크를 0Nm에서 2.5Nm 까지 0.25Nm간격으로 인가하여 피스톤 변위, 덕트 내부의 유속, 터빈의 회전수 및 토크를 계측하였다.

피스톤 왕복주기는 약4.2초 이며 터빈 RPM이 수렴된 구간에서 0.05초 간격으로 계측하였다. Fig.6.2.6은 일반형터빈을 대상으로 토크를 1.0Nm 인가한 경우를 나타내고 있는데, 제어시스템으로 인해 토크가 일정하게 유지됨을 확인할 수 있다. Wave simulator장비의 피스톤 10번의 왕복구간(42초)동안 계측한 값(피스톤변위, 평균속도, 터빈 전단위치 압력, 토크, RPM)을 나타내었다.



Collection @ kmou

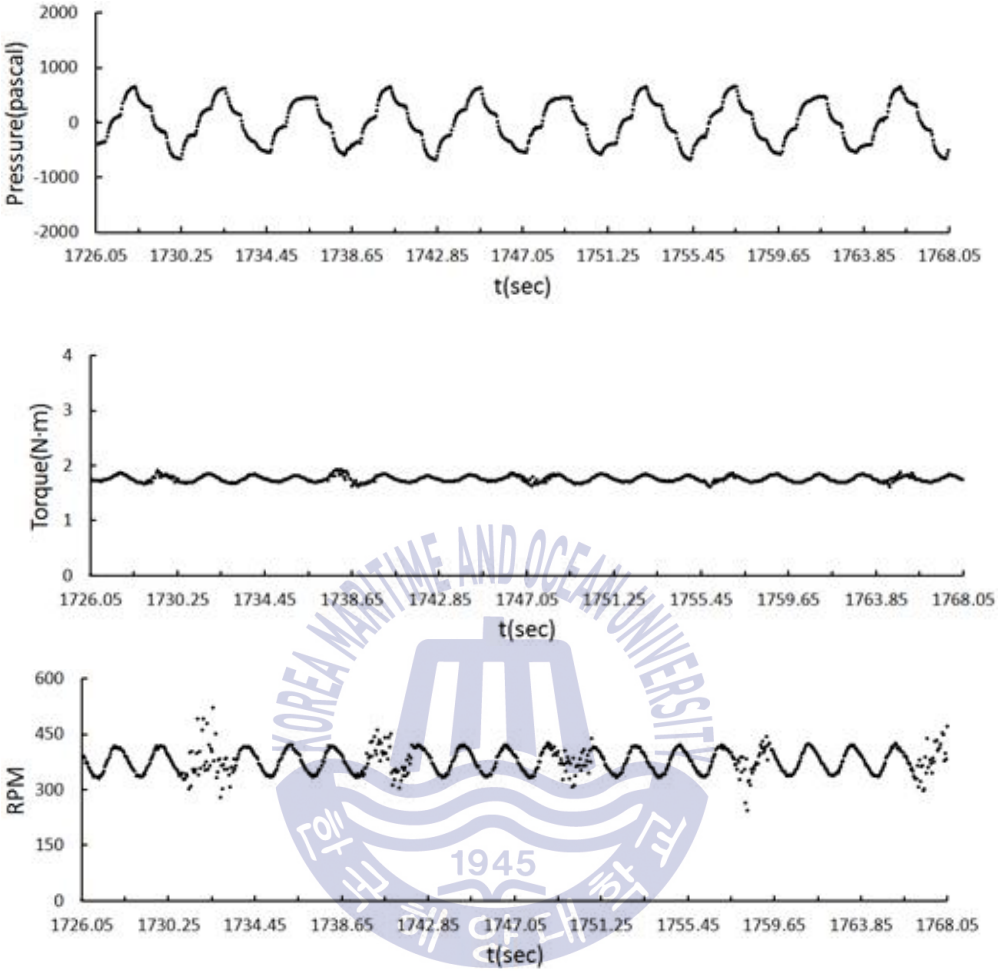
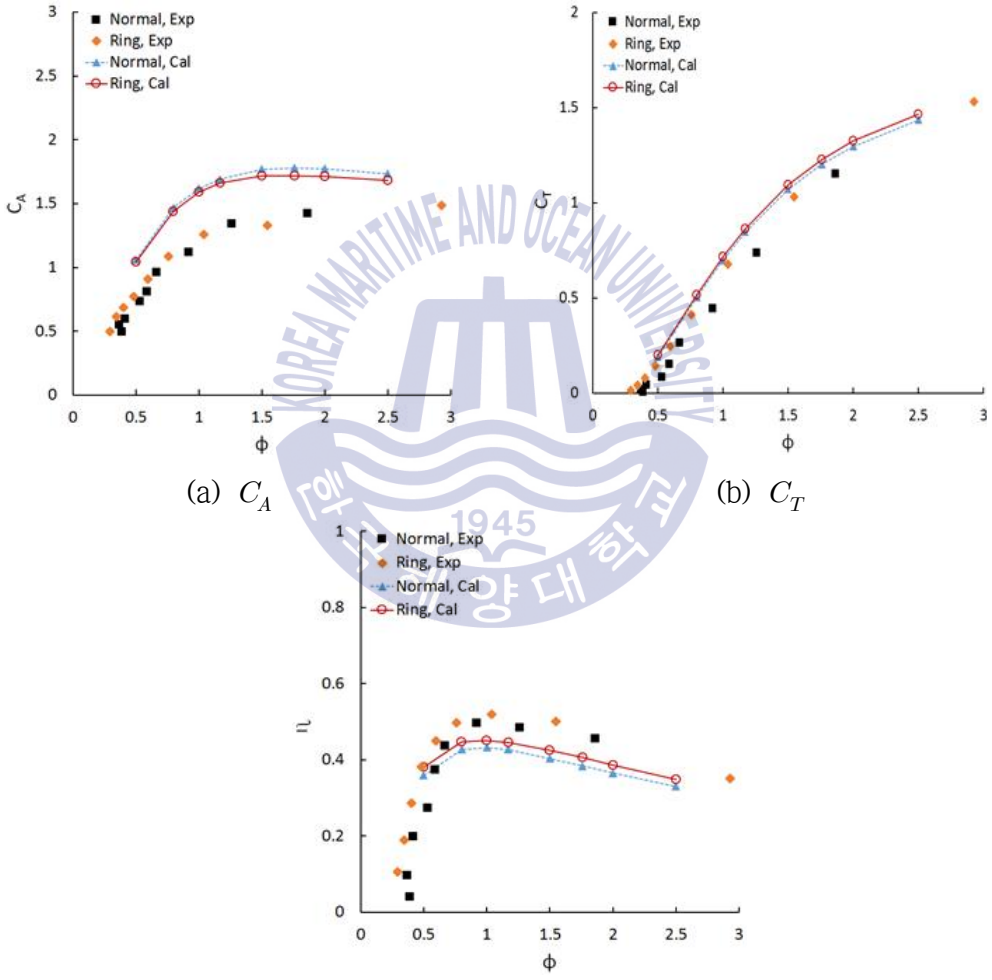


Fig. 6.2.6 Test results using equipment (대한민국 해양수산부, 2017)

Collection @ kmou

6.2.4 모형터빈 성능 비교

터빈의 정상상태 성능평가를 위해 덕트 내부의 유량, 터빈의 토크 및 회전수를 각각 계측하였다. 각 토크조건에서 배기시 반주기의 시간평균값을 구하여 사용하였다. Fig.6.2.7에 터빈성능을 나타내었다. 링타입형 터빈이 일반형터빈 대비 약4%높은 효율성능을 확인하였다.



(a) C_A (b) C_T

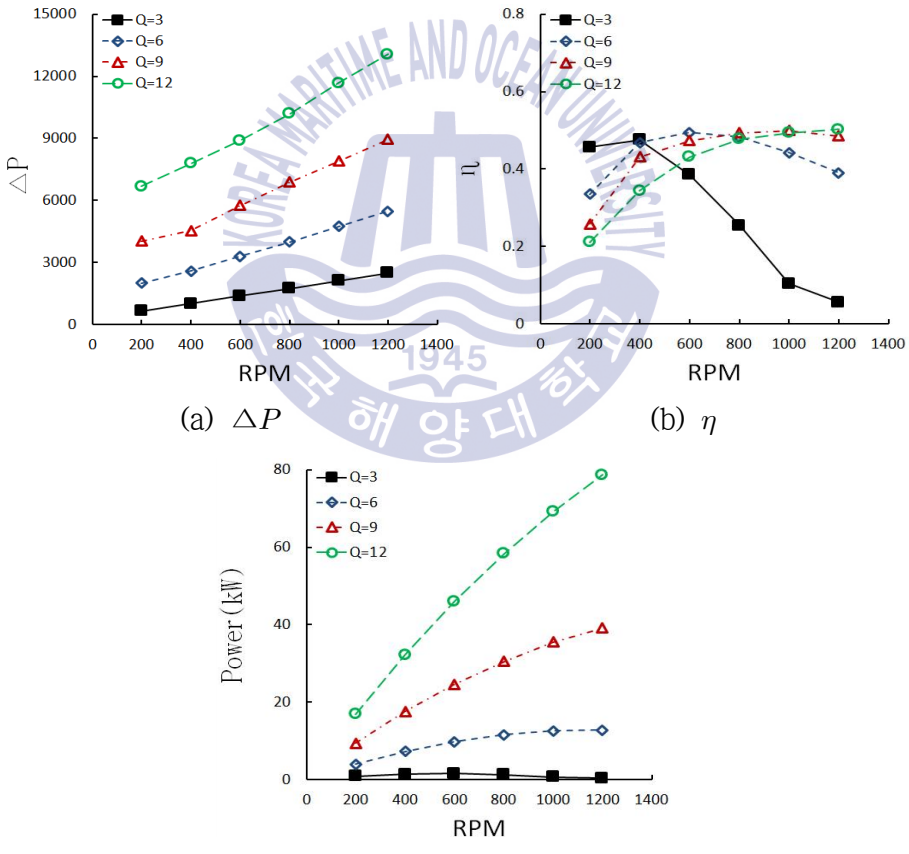
(c) η

Fig. 6.2.7 Turbine performance (대한민국 해양수산부, 2017)

Collection @ kmou

6.3 유량조건에 따른 30kW급 임펄스터빈 성능도표 도출

작동 가능한 모든 영역을 포함한 터빈 성능도표를 차트화 하여 실제 해역에서 터빈 성능을 예측할 수 있도록 의도하였다. Fig.6.2.1에 200~1200rpm에 따른 터빈의 압력강하, 효율, 일률을 나타내었다. 유량이 증가함에 따라 압력강하가 증가하고 일률 또한 증가함을 알 수 있었다. 유량이 3일 때 RPM이 증가함에 따라 효율이 점차 감소함을 확인하였다. RPM이 800일 때 6~12유량조건에서 지속적으로 높은 효율을 가짐을 확인하였다. 즉, RPM이 800일 때 높은 터빈성능을 발휘할 수 있을 것이라 생각된다.



(a) $\triangle P$ (b) η

(c) Power

Fig. 6.3.1 Turbine performance

Collection @ kmou

제 7 장 결론 및 향후 연구내용

7.1 결론

본 논문은 30kW급 파력발전용 임펄스터빈의 성능향상을 목적으로 터빈 설계변수에 따른 성능해석 연구에 대한 내용을 다루고 있다. 2016년부터 진행 중인 해양수산부 주관의 방파제 연계형 파력발전 융복합 기술개발 사업에 참여하여, 터빈의 성능연구 내용을 바탕으로 추가 연구를 통해 얻은 결과임을 밝힌다. 수치해석을 이용하여 성능 해석을 시행하였고, 신뢰성을 확보하기 위해 타 연구자들의 실험결과와 비교하였다. 수치해석은 유체해석 범용코드인 FLUENT를 이용하였으며, 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(a) 임펄스터빈 성능 검증 및 해석

임펄스터빈 성능해석을 수행하기 위해 한 쌍의 가이드베인과 터빈날개를 대상으로 검증을 수행하였다. 터빈을 회전시키지 않고 회전영역에 상대속도를 부여하는 Moving Reference Frame기법을 적용하여 검증을 수행하였다. 검증결과를 바탕으로 30kW급 임펄스터빈의 성능해석을 수행하였다. 임펄스터빈 검증은 Setoguchi et al.(2001)의 터빈을 비교하였고, 축방향 유속을 고정한 상태에서 날개회전속도를 변경하는 방법으로 수치계산을 진행하였다. 3차원 수치계산으로 유동계수 0.5~2.5의 구간에서 터빈의 입력계수, 토크계수 효율값을 비교하였으며, 수치해석결과 실험값과 정성적, 정량적으로 잘 일치함을 확인하였다.

(b) 총 10가지 설계변수에 따른 터빈성능 민감도 해석

30kw급 파력발전용 임펄스터빈을 대상으로 주요 설계변수 날개수(z), 가이드베인 각도(θ), 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r), 날개끝간격(t_c), 허브비에 대하여 터빈성능을 알아보았다. 터빈날개의 형상을 변형시키는 링타입형, End-

Collection @ kmou

plate타입형, 뒤젖힘각형, 링 및 뒤젖힘각 동시적용형 터빈에 대해 성능해석을 수행하였다. 임펄스터빈 설계변수 연구를 통해 터빈 날개수(z)가 30개일 때, 가이드베인 각도(θ)가 35도일 때, 가이드베인과 날개사이 거리(G/l_r)이 0.35일 때, 날개끝간극(t_c)가 작아질수록, 허브비가 0.7일 때 터빈성능이 가장 좋음을 확인하였다. 터빈날개 전단과 후단에 뒤젖힘각을 적용하였다. 총 20가지의 뒤젖힘각을 적용한 터빈을 분석한 결과 전단에(λ_m) -5°, 후단에(λ_t) +6°를 적용한 터빈이 약8%의 효율이 향상됨을 확인하였다. 터빈 날개 끝에 링형상의 띠를 적용한 링타입터빈의 경우 링형상의 입구축방향 길이(C_p)가 커짐에 따라 터빈성능이 향상되었다. 링의 두께(t_p)가 증가함에 따라 터빈의 입력계수값과 토크계수값은 점차 커지며 효율값은 점차 증가 하다가 t_p*가 10일 때를 기준으로 다시 감소함을 확인 하였다. End-plate형, 링 및 뒤젖힘각 동시적용형, 링타입형을 적용한 3가지 종류의 임펄스터빈이 일반형터빈보다 각각 5, 9, 10% 효율이 향상됨을 확인하였다.

(c) 30kW급 방파제 연계형 파력발전용 임펄스터빈 최종 설계 및 성능 해석

수치해석을 이용한 임펄스터빈 설계변수 연구를 바탕으로 총 3가지 터빈(일반형, 뒤젖힘각형, 링타입형)을 도출하였다. 링타입형, 뒤젖힘각형, 일반형 터빈 순으로 터빈성능이 좋음을 확인하였다. 또한, 모형시험을 위한 직경 0.38m 모형터빈을 설계하였다. 선박해양플랜트연구소에서 Wave simulator장비를 이용하여 수행한 모형터빈 성능자료(대한민국 해양수산부, 2017)를 수치해석을 통해 비교하였다. 최종적으로 가장 성능이 좋은 직경 0.8m 링타입 임펄스터빈을 설계하였다. 임펄스터빈의 최대효율은 약 50%임을 확인하였다. 또한, 최종 설계된 터빈을 대상으로 각각의 유량(1, 3, 6, 9 m^3/s)에 따른 터빈성능 도표를 도출하였다.

Collection @ kmou

7.2 향후 연구내용

본 논문은 30kW급 파력발전용 임펄스터빈에 대한 연구를 수행하기 위해 파력발전용 터빈의 기초적인 성능 및 특성을 연구하였고, 다양한 터빈 설계변수를 적용하여 정상상태 조건에서 터빈의 성능을 알아보았다. 또한, 선박해양플랜트 연구소가 Wave simulator 모형시험 장비를 이용하여 수행한 모형시험결과 자료를 수치해석을 통해 검증하였다. 수치해석은 터빈만을 대상으로 성능 해석하였기 때문에 Wave simulator 장비의 형태가 터빈에 어떠한 영향을 미치는지는 확인을 할 수 없었다. 향후 연구에서는 Wave simulator 모형시험 장비와 터빈 전체를 모델링하여 모형시험 장비와 터빈의 상호작용을 알아보고자 한다.

Collection @ kmou

참고문헌

Carija, Z., Kranjcevic, L., Banic, V., & Cavrak, M., 2012, Numerical Analysis of Wells Turbine for Wave Power Conversion, Journal of Engineering Review, 32(3), pp141-146.

Cui, Y., & Hyun, B.S., 2016, Numerical study on Wells turbine with penetrating blade tip treatments for wave energy conversion, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 8, pp456-465.

Delmonte, N. et al., 2016. Review of Oscillating Water Column Converters, Journal of Transactions on Industry Applications, 52(2), pp1698-1710.

Falcao, OFA., & Henriques, CCJ., 2016, Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review, Journal of Renewable Energy, 85, pp1391-1424.

Hyun, B.S., Suh, J.C., & Lee, P.M., 1993, Investigation on the Aerodynamic Performance of a Wells Turbine for Ocean Wave-Energy Absorption, Journal of The Society of Naval Architects of Korea, 30(4).

Hyun, B.S., Moon, J.S., Hong, S.W., & Kim, K.S., 2006, A Study on the Performance of the Ring-type impulse Turbine for Wave Energy Conversion, Journal of Ocean Engineering and Technology, 20(1), pp20-25.

Halder, P., Samad, A., Kim, J.H., & Choi, Y.S., 2015, High performance ocean energy harvesting turbine designe A new casing treatment scheme, Journal of Energy, 86, pp219-231.

Halder, P., & Samad, A., 2015. Casing Treatment of a Wave Energy Extracting Turbine, Journal of Aquatic Procedia, 4, pp516-521.

Collection @ kmou

Halder, P., & Samad, A., 2015, Wave Energy Harvesting Turbine: Performance Enhancement, Journal of Procedia Engineering, 116, pp97-102.

Halder, P.. Rhee, S.H,. & Samad, A., 2016, Numerical Opitmization of Wells Turbine for Wave Energy Extraction, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 9(1), pp11-24

Hong, K.Y. et al., 2016, Introduction to Research Project of Development of Wave Energy Converters Applicable to Breakwater and Connected to Micro-Grid with Energy Storage System, Proceeding of The Korean Society for Marine Environment and Energy, pp47-47

Iraide, L. et al., 2013, Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment, Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, 27, pp413-434

Liu, Z., Jin, J., Cui, Y., & Fan, H., 2013, Numerical Analysis of Impulse Turbine for Isolated Pilot OWC System, Journal of Advances in Mechanical Engineering, pp1-11.

Liu, Z., Cui, Y., Kim, K.W., & Shi, H.D., 2016, Numerical study on a modified impulse turbine for OWC wave energy conversion, Journal of Ocean Engineering, 111(1), pp533-542.

Lopez, I. et al., 2013, Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment, Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, 27, pp413-434.

Ministry of Oceans and Fisheries, 2016, Development of OWC wave energy utilization system, Report of Korea Research Institute of Ships and Oceans Engineering.

Pereiras, B., Valdez, P., & Castro, F., 2014, Numerical analysis of a unidirectional axial turbine for twin turbine configuration, Journal of Applied

Collection @ kmou

Ocean Research, 47, pp1-8

Park, S.H., Nam, B.W., Kim, K.H., & Hong, K.Y., 2017, Experimental and Numerical Study on the Chamber Shapes of the Oscillating Water Column Wave Energy Converter Applicable to Breakwaters, Proceeding of The Korean Society for Marine Environment and Energy, pp57-57.

Setoguchi, T. et al., 2001, A review of impulse turbines for wave energy conversion, Journal of Renewable Energy, 23(2), pp261-292

Setoguchi, T. & Takao, M., 2006. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion, Journal of Energy Conversion and Management, 47, pp2382-2396.

Shehata, A.S., Xiao, Q., Saqr, K.M., & Alexander, D., 2016, Wells turbine for wave energy conversion: a review, International Journal of Energy Research, 41(1), pp6-38.

Stazmann, R., and Carolus, T., 2014, Effect of Blade Skew Strategies on the Operating Range and Aeroacoustic Performance of the Wells Turbine, Journal of Turbomachinery, 136(1), pp1-11.

Taha, Z., Sugiyono. Ya., T.M.Y.S.T., & Sawada, T., 2011, Numerical investigation on the performance of Wells turbine with non-uniform tip clearance for wave energy conversion, Journal of Applied Ocean Research, 33, pp321-331.

Yang, S.K., Kim. K.W., Lee, J.K., & Hyun, H.S., 2017, A numerical Study on the Effect of Blade Sweep Angle of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion, Journal of The Korean Society for Marine Environment and Energy, 20(3), pp145-151

대한민국 해양수산부, 2017, 방파제 연계형 소형 파력발전 2차 변환장치(터빈) 모형시험 결과 보고서, 선박해양플랜트연구소.

Collection @ kmou

감사의 글

2015년 12월 선박유체역학연구실에 들어와 지낸 2년이라는 시간이 너무나도 짧게 느껴집니다. “연구”라는 것을 통해 저를 이끌어주신 현범수 교수님, 부족한 저를 보며 참 많이 답답하셨을 텐데, 끝까지 격려해주시며 이끌어주신 교수님! 오늘날의 제가 있다고 해도 과언이 아닐 정도로 고마우신 분이셨습니다. 그 은혜를 평생 보답하며 살겠습니다. 바쁜 와중에도 논문심사를 해주신 이승재 교수님, 이성욱 교수님께도 진심으로 감사합니다.

제2의 교수님 같은 존재였던 이정기형님, 김길원형님 항상 감사합니다. 그리고 연구실원인 Yu(Sirirat jungrungruengtaworn)누님, 최진욱, 김상훈, 이창혁, 홍희림, 윤혜지, 황병관 한국해양대 조미정누님, 박철영, 김우성, 박승현, 강수원, 홍성진, 이승준, 이건희, Tam, 이재욱, 김동연, 김성재 등..., 감사합니다.

석사과정동안 큰 힘이 되어주신 한국해양대 손경호 교수님, 박석주 교수님, 이상갑 교수님, 박주용 교수님, 조효제 교수님, 남종호 교수님, 우종훈 교수님, 박선호교수님, 문재승형님, 한준선형님 등..., 선박해양플랜트연구소 홍기용부장님, 김경환박사님, 박세완연구원님 등..., 중국청도해양대 Shi교수님, Liu교수님, Cui Ying 등..., 목포해양대 윤순동 교수님, 김병일 교수님, 고재용 교수님, 이경우 교수님, 오대균 교수님, 이동건 교수님, 서광철 교수님, 안성진형님, 위홍범, 현동준, 김준형, 안전원, 한재현, 곽오손, 이정호, 임준택 등..., 톱텍 오현준, 이스턴탱커 김성민, 장금상선 김명진, 성동조선해양 김정은, 문은진, 이홍대, 나용욱 등..., 한국조선해양기자재연구원 이창우, 강병모, 오도원 등..., 해양과학기술원 박지연선생님 감사합니다.

Collection @ kmou

항상 든든하게 저를 지지해주시는 할머니, 할아버지, 어머니, 아버지, 동생. 저를 아낌없이 지원해주시고, 사랑해주시는 덕분에 제가 자신감 있게 살아갑니다. 너무 감사합니다. 멋진 아들이 되도록 노력하겠습니다.

마지막으로 3년이 넘는 시간동안 나를 항상 응원해주는 백수옥 감사합니다.

2017년 12월 14일

양승권

Collection @ kmou