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]I804:21028-200000014176

공학박사 학위논문

CFD를 활용한 조류발전용 디퓨저의 최적설계 및 터빈성능해석에 관한 연구

Design Optimization of Diffuser and Overall Performance Analysis for Tidal current turbine by CFD

지도교수 이 영 호

2018년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 인 철

본 논문을 김인철의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장 : 조 종 래 (인)

위 원 : 김 유 택 (인)

위 원 : 최 영 도 (인)

위 원 : 황 태 규 (인)

위 원 : 이 영 호 (인)

2017년 12월 27일

한국해양대학교 대학원

Collection @ kmou

목　　차

List of Tables ····· i
List of Figures ····· ii
Abstract ····· vii

1. 서　론
1.1 연구배경 ····· 1
1.2 연구동향 ····· 3
1.3 연구목적 ····· 7

2. 수평축 터빈 블레이드 설계
2.1 수평축 터빈의 공기역학 ····· 8
2.1.1 운동량 이론 ····· 8
2.1.2 Actuator disk 이론 ····· 9
2.1.3 각운동량 이론 ····· 11
2.1.4 날개요소 이론 ····· 13
2.1.5 날개요소 운동량 이론 ····· 14
2.2 7kW 로터 블레이드 설계 ····· 16

3. CFD를 이용한 조류발전 터빈의 성능 해석
3.1 S822 익형 ····· 19
3.1.1 격자생성 및 CFD 경계조건 ····· 19

Collection @ kmou

3.1.2 내부 유동장 분석결과 ····· 23
3.2 NACA-63421 익형 ····· 36
3.2.1 격자생성 및 CFD 경계조건 ····· 36
3.2.2 내부 유동장 분석결과 ····· 38

4. 디퓨저 설계 및 반응표면법을 이용한 형상 최적화
4.1 디퓨저 기본설계 ····· 51
4.2 디퓨저 기본설계에 대한 CFD 성능해석 ····· 56
4.2.1 격자생성 및 CFD 경계조건 ····· 56
4.2.2 내부 유동장 분석결과 ····· 58
4.3 반응표면법을 활용한 디퓨저의 형상 최적화 ····· 66
4.3.1 반응표면법 ····· 66
4.3.2 설계 요소 선정 및 CFD 경계조건 ····· 67
4.3.3 내부 유동장 분석결과 및 반응표면 설정 ····· 71
4.3.4 반응표면법 해석결과 ····· 72

5. 디퓨저를 적용한 조류발전 터빈의 CFD 성능해석
5.1 격자생성 및 CFD 경계조건 ····· 85
5.2 조류터빈의 성능평가 ····· 90
5.2.1 기본 디퓨저 형상에 대한 조류터빈의 성능평가 ····· 90
5.2.2 디퓨저 최적화 형상에 대한 조류터빈(S822)의 성능평가 ·· 94
5.2.3 디퓨저 최적화 형상에 대한 조류터빈(NACA-63421)의 성능평가 ····· 104
5.3 디퓨저를 적용한 조류발전 터빈의 용량별 성능 비교 ····· 114

6. 결론 ····· 120
References ····· 121
Bibliography ····· 123
감사의 글

Collection @ kmou

List of Tables

Table 1.1 Technology level of marine energy in Korea(녹색성장위원회, 2011) ··· 5
Table 2.1 Summarization of NREL S822 design Parameters ····· 17
Table 2.2 Summarization of NACA-63421 design Parameters ····· 18
Table 3.1 Detailed boundary condition of used for calculation ····· 20
Table 4.1 Detailed information of parameter (Ohya, et al. 2012) ····· 51
Table 4.2 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type1 ·· 53
Table 4.3 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type2 ·· 54
Table 4.4 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type3 ·· 55
Table 4.5 Detailed boundary condition used for diffuser calculation ····· 56
Table 4.6 Design variable ····· 68
Table 4.7 Detailed boundary condition used for diffuser optimization ····· 70
Table 4.8 Design points ····· 73
Table 4.9 CFD results ····· 73
Table 4.10 Optimization of design variable ····· 76
Table 5.1 Detailed boundary condition used for turbine coupled with diffuser · 86

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 1.1 Korea's annual tidal energy density(국립해양조사원 www.nori.go.kr, 2013) ····· 2
Fig. 1.2 Concept of vertical turbine(left) and horizontal turbine(right) concept (이혜영, 2009) ····· 4
Fig. 1.3 Ducted type tidal current turbine by Lunar energy, UK(한국과학기술평가원,2011) ····· 5
Fig. 1.4 Unidirectional ducted tidal turbine concepts(Belloni, 2013) ····· 6
Fig. 1.5 Conceptual floating type tidal turbine system wich is moored to the seabed ····· 7
Fig. 2.1 Idealized flow through an actuator disk(Kim, 2011) ····· 8
Fig. 2.2 Blade element and velocity triangle ····· 13
Fig. 2.3 3D modeling of NREL S822 ····· 17
Fig. 2.4 3D modeling of NACA-63421 ····· 18
Fig. 3.1 Computational mesh of domain ····· 20
Fig. 3.2 Computational mesh of blade ····· 21
Fig. 3.3 Boundary condition for CFD analysis ····· 22
Fig. 3.4 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s ····· 25
Fig. 3.5 Surface streamline with TSR at velocity of 1.8m/s ····· 27
Fig. 3.6 Surface streamline with TSR at velocity of 2.0m/s ····· 29
Fig. 3.7 Surface streamline with TSR at velocity of 2.5m/s ····· 31
Fig. 3.8 Power curve at velocity of 1.5m/s ····· 32
Fig. 3.9 Power coefficient at velocity of 1.5m/s ····· 32
Fig. 3.10 Power curve at velocity of 1.8m/s ····· 33

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 3.11 Power coefficient at velocity of 1.8m/s ····· 33
Fig. 3.12 Power curve at velocity of 2.0m/s ····· 34
Fig. 3.13 Power coefficient at velocity of 2.0m/s ····· 34
Fig. 3.14 Power curve at velocity of 2.5m/s ····· 35
Fig. 3.15 Power coefficient at velocity of 2.5m/s ····· 35
Fig. 3.16 Computational mesh of blade ····· 37
Fig. 3.17 Computational mesh of blade section ····· 37
Fig. 3.18 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s ····· 40
Fig. 3.19 Surface streamline with TSR at velocity of 1.8m/s ····· 42
Fig. 3.20 Surface streamline with TSR at velocity of 2.0m/s ····· 44
Fig. 3.21 Surface streamline with TSR at velocity of 2.5m/s ····· 46
Fig. 3.22 Power curve at velocity of 1.5m/s ····· 47
Fig. 3.23 Power coefficient at velocity of 1.5m/s ····· 47
Fig. 3.24 Power curve at velocity of 1.8m/s ····· 48
Fig. 3.25 Power coefficient at velocity of 1.8m/s ····· 48
Fig. 3.26 Power curve at velocity of 2.0m/s ····· 49
Fig. 3.27 Power coefficient at velocity of 2.0m/s ····· 49
Fig. 3.28 Power curve at velocity of 2.5m/s ····· 50
Fig. 3.29 Power coefficient at velocity of 2.5m/s ····· 50
Fig. 4.1 Parameters for diffuser (Ohya et al. 2012 ····· 52
Fig. 4.2 Parameters and 3D modeling of Type1 diffuser ····· 53
Fig. 4.3 Parameters and 3D modeling of Type2 diffuser ····· 54
Fig. 4.4 Parameters and 3D modeling of Type3 diffuser ····· 55

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 4.5 Computational mesh of domain and diffuser ····· 57
Fig. 4.6 Boundary condition for CFD analysis ····· 57
Fig. 4.7 Pressure contour from type1 diffuser ····· 59
Fig. 4.8 Velocity contour from type1 diffuser ····· 60
Fig. 4.9 Pressure contour from type2 diffuser ····· 61
Fig. 4.10 Velocity contour from type2 diffuser ····· 62
Fig. 4.11 Pressure contour from type3 diffuser ····· 63
Fig. 4.12 Velocity contour from type3 diffuser ····· 64
Fig. 4.13 Velocity with types ····· 65
Fig. 4.14 Flow chart of goal driven response surface optimization ····· 66
Fig. 4.15 Design parameter ····· 68
Fig. 4.16 3D Modeling of diffuser ····· 69
Fig. 4.17 Mesh of diffuser ····· 69
Fig. 4.18 Boundary condition for CFD analysis ····· 70
Fig. 4.19 Setup of response surface ····· 71
Fig. 4.20 Sensitivities of parameters ····· 74
Fig. 4.21 Flow velocity change with the diffuser curvature and length of the front section ····· 77
Fig. 4.22 Flow velocity change with the diffuser curvature and length of the rear section ····· 77
Fig. 4.23 Flow velocity change with the diffuser curvature and flange hight ····· 78

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 4.24 Flow velocity change with the length of the front section and rear section ····· 78
Fig. 4.25 Flow velocity change with the length of the front section and flange hight ····· 79
Fig. 4.26 Flow velocity change with the length of the rear section and flange hight ····· 79
Fig. 4.27 Pressure change with the diffuser curvature and length of the front section ····· 80
Fig. 4.28 Pressure change with the diffuser curvature and length of the rear section ····· 80
Fig. 4.29 Pressure change with the diffuser curvature and flange hight 81
Fig. 4.30 Pressure change with the length of the front section and rear section ····· 81
Fig. 4.31 Pressure change with the diffuser curvature and length of the rear section ····· 82
Fig. 4.32 Pressure change with the length of the rear section and flange hight ····· 82
Fig. 4.33 Performance analysis results for optimized diffusers ····· 83
Fig. 4.34 Velocity contour of optimized diffuser ····· 84
Fig. 4.35 Pressure contour of optimized diffuser ····· 84
Fig. 4.36 Velocity streamline of optimized diffuser ····· 84
Fig. 5.1 Mesh of full domain ····· 87
Fig. 5.2 Mesh of duct and blade ····· 88

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 5.3 Boundary condition for CFD analysis at diffuser ····· 89
Fig. 5.4 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s ····· 92
Fig. 5.5 Power curve at velocity of 1.5m/s ····· 93
Fig. 5.6 Power coefficient at velocity of 1.5m/s ····· 93
Fig. 5.7 Surface streamline with TSR at flange height of 0.15D ····· 96
Fig. 5.8 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D ····· 98
Fig. 5.9 Surface streamline with TSR at flange height of 0.2D ····· 100
Fig. 5.10 Surface streamline with TSR at flange height of 0.25D ····· 102
Fig. 5.11 Power variation with diffuser flange height ····· 103
Fig. 5.12 Coefficient of power with diffuser flange height ····· 103
Fig. 5.13 Surface streamline with TSR at flange height of 0.15D ····· 106
Fig. 5.14 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D ····· 108
Fig. 5.15 Surface streamline with TSR at flange height of 0.2D ····· 110
Fig. 5.16 Surface streamline with TSR at flange height of 0.25D ····· 112
Fig. 5.17 Power variation with diffuser flange height ····· 113
Fig. 5.18 Coefficient of power with diffuser flange height ····· 113
Fig. 5.19 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D for a 20kW turbine ····· 116
Fig. 5.20 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D for a 50kW turbine ····· 118
Fig. 5.21 Power variation with diffuser flange height ····· 119
Fig. 5.22 Coefficient of power with diffuser flange height ····· 119

Collection @ kmou

CFD를 활용한 조류발전용 디퓨저의 최적설계 및 터빈성능해석에 관한 연구

김 인 철

기계공학부

한국해양대학교 대학원

초록

우리나라의 연안은 총 1,400만kW의 해양에너지가 부존되어 있는 것으로 추정되며, 특히 세계적으로 보기 드문 조류발전의 적지이다. 삼면이 바다인 우리나라는 해양에너지의 잠재량이 높고, 이용하는데 매우 유리한 환경을 갖고 있다. 조류발전은 조력발전과 달리 댐을 만들 필요가 없으며, 조류의 흐름이 빠른 곳을 선정하여 그 지점에 수차발전기를 설치하고, 자연적인 조류의 흐름을 이용하여 설치된 수차발전기를 가동시켜 발전하는 기술이다. 조류터빈은 조류속도가 빠를수록 발전량이 증가하며 그에 따라 경제성이 확보된다. 하지만 선행연구들의 결과에서 조류터빈의 경제성을 확보하기 위해서는 평균 유속이 2m/s 이상인 곳에 설치되어야 하므로 설치 장소에 대한 제한이 있다. 조류터빈시스템의 출력향상을 위한 연구들이 진행되고 있으며, 이러한 연구들은 터빈으로 유입되는 유속을 증가시키거나 상반전과 같이 터빈을 추가하여 사용하는 방법이 주를 이룬다. 본 논문에서는 낮은 유속지역에 적합한 조류발전장치 개발을 목표로 하며, 조류터빈의 성능향상을 위해 단방향의 디퓨저를 결합하여 유체의 흐름에 따라 발생하는 디퓨저 전후단의 압력차를 이용하여 조류터빈으로 유입되는 유속을 증가시키고자 하였다.

Collection @ kmou

첫 번째 해석으로 NACA 및 S시리즈 에어포일을 적용한 조류발전터빈을 각각 설계하였으며, 이 터빈들에 대한 성능해석을 수행하였다. 또한, 유입 유속의 증가를 위해 조류발전에 적합한 디퓨저를 설계하여 CFD해석을 통해 내부 유속 변화를 확인하였다. 그리고 디퓨저를 적용한 조류발전터빈의 성능해석을 수행하였으며, 장치의 스케일에 따른 CFD해석을 통해 터빈의 출력계수의 경향성을 확인하였다.

KEY WORDS: Tidal current turbine 조류터빈; Diffuser 디퓨져; Performance analysis 성능해석; CFD 전산유체역학; Response surface method 반응표면법.

Collection @ kmou

Design Optimization of Diffuser and Overall Performance Analysis for Tidal current turbine by CFD

Kim, In Cheol

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

It is estimated that there are 14,000,000 kW of marine energy in the coastal area of Korea, especially in the case of low tidal currents in the world (Yang et al., 2006). So, there is a very favorable environment for use that energy potential. Unlike tidal power generation, tidal current generation does not need to build a dam, requirements are to select a place where the flow of the tidal current is fast enough to install and operate a water turbine generator. Faster the flow velocity, greater the power generation of the tidal turbine and the economic efficiency is secured accordingly. However, according to the results of previous studies, it is necessary to install the turbine at an average flow rate of 2 m/s or more in order to economically secure the turbine. Studies are underway to improve the output of the turbine system. These studies are mainly focused on increasing the flow rate to the turbine or adding the turbine as before. In this paper, it is aimed to develop a tidal power generation device suitable for low flow area. To improve the performance of a

Collection @ kmou

tidal turbine, a unidirectional diffuser is combined into a tidal turbine in order to increase the flow rate. In the first analysis, a tidal power turbine with NACA and S series airfoils was designed, and the performance of these turbines was analyzed. In order to increase the inflow velocity, a diffuser suitable for tidal power generation was designed and CFD analysis was used to confirm the internal velocity change. The performance analysis of the turbine with diffuser was performed and the trend of the turbine power factor was confirmed by CFD analysis according to the scale of the device.

KEY WORDS: Tidal current turbine 조류터빈; Diffuser 디퓨져; Performance analysis 성능해석; CFD 전산유체역학; Response surface method 반응표면법.

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Collection @ kmou

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

인간은 에너지를 기반으로 고도의 경제활동과 쾌적한 생활을 영위하고 있는데 이러한 에너지의 85%는 석탄, 석유, 천연가스 등 화석연료를 통하여 얻고 있다. 이러한 화석연료의 소모량으로 미루어볼 때 총에너지의 40%를 차지하는 석유자원의 가능 채광년수는 41년, 천연가스 62년, 석탄은 230년 후면 고갈될 것으로 추정하고 있다.(Yang, et al., 2006) 또한 화석연료 사용에 따른 지구온난화 및 환경오염 유발로 인해 규제가 강화되고 있어 세계각국은 미래의 안정적인 에너지원을 확보하기 위하여 주력을 하고 있다.(KORDI 2002 Annual Report, 2002). 우리나라는 1차에너지 기준 95.5%를 수입에 의존하고 있으며, 자급하고 있는 에너지원으로는 LNG, 무연탄, 수력 및 신 재생에너지가 있다. 이 중에 우리나라 신재생에너지원별 생산량 비중은 2013년 기준, 폐기물(65.8%), 바이오(15.8%), 수력(9.0%), 태양광(3.5%), 풍력(2.5%), 연료전지(1.2%), 해양(1.0%), 지열(0.9%), 태양열(0.5%) 등으로 상당 부분이 폐기물에서 얻고 있는 실정이다. 그러나 실제 신재생에너지 자급률이 높은 국가일수록 태양광, 풍력 등 자연에너지의 비중이 높으므로 우리나라 역시 자연에너지의 비중을 높일 필요가 있다. 한편 최근 신재생에너지 개발의 필요성에 따라 해양에너지가 주목 받고 있으며, 태양복사에너지의 23%를 차지하는 해양에너지는 47%를 차지하는 광에너지와 열에너지에 비해서 에너지 변환효율이 높고 에너지 밀도가 높아 개발시 경제성 확보가 유리한 무고갈성 청정에너지이다. 우리나라의 연안은 총 1,400만kW의 해양에너지가 부존되어 있는 것으로 추정되며, 특히 세계적으로 보기 드문 조류발전의 적지이다.(Yang, et al., 2006) 삼면이 바다인 우리나라는 해양에너지의 잠재량이 높고, 이용하는데 매우 유리한 환경을 갖고 있다. 조류발전은 조력발전과 달리 조력댐을 만들 필요가 없으며, 조류의 흐름이 빠른 곳을 선정하여 그 지점에 수차발전기를 설치하고, 자연적인 조류의 흐름을 이용하여 설치된 수차발전기를 가동시켜 발전하는 기술이다. 해양에 대규모 댐을 건설할 필요

Collection @ kmou

없이 발전에 필요한 수차와 발전장치를 설치하기 때문에 비용이 적게 드나, 조류가 빠른 지역에 발전장치를 설치해야 하기 때문에 적지 대상 해역이 제한적이며, 조력발전과 같은 대규모의 적용이 어렵다. Fig. 1.2은 우리나라 연간 조류 에너지 밀도를 보여주는 그림으로 서남해안으로 에너지 밀도가 높은 곳을 보여주고 있다.

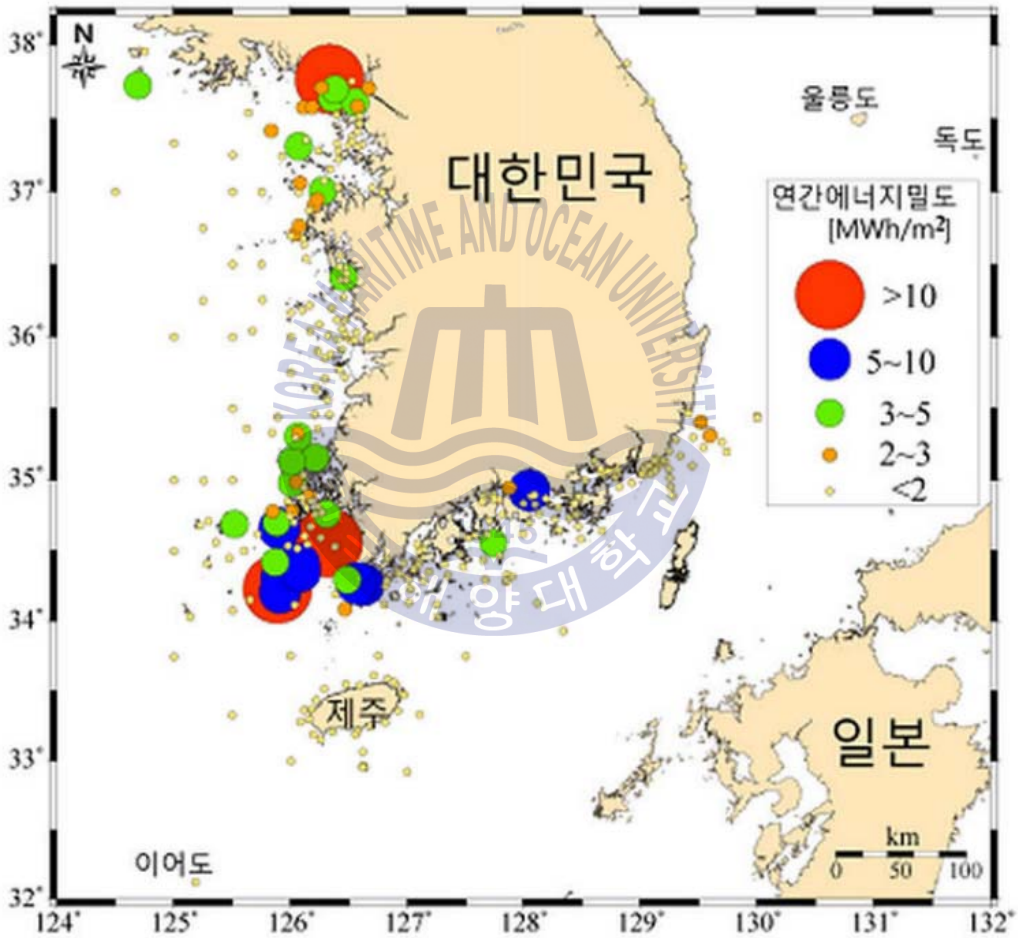


Fig. 1.1 Korea's annual tidal energy density(국립해양조사원 www.nori.go.kr, 2009)

Collection @ kmou

1.2 연구동향

조류발전 관련 기술은 영국, 미국, 캐나다 등을 중심으로 진행되고 있으며, 조류발전방식은 조류가 흐르는 방향과 회전축이 이루는 각도에 따라 Fig. 1.2와 같이 수평축과 수직축으로 구분할 수 있다.

조류발전의 국내 기술수준은 그림 Table 1.1과 같이 2008년말 기준으로 선진국 대비 약 83.9%이며, 설계 및 생산에서 국산화율은 각각 86.7%, 84.2% 정도로 다른 해양에너지 기술보다 전반적으로 우수하다.(녹색성장위원회, 2011)

국내 조류발전 기술개발은 2003년 미국 Gorlov의 기술을 제공받아 국내 최초로 수직축 헬리컬 방식의 터빈이 적용된 100kW급 발전장치가 울돌목에 설치되었고, 2005년 국토해양수산부의 지원을 받아 한국해양과학기술원에서 2009년에 아시아 최초로 계통연계형 1MW급 수직축 조류발전장치를 울돌목 시험 조류발전소에 설치 및 실해역 실증실험을 수행한 바 있다. 2008년 6월 오션스페이스와 인하대가 개발하고 남동발전이 참여한 25kW급 조류발전장치가 삼천포 방수로에 시험 설치되었다. 확보된 요소기술을 바탕으로 100kW급 부유식 조류발전장치가 개발되어 2010년 전남 여수해역에 설치되었다.(한국과학기술평가원, 2011)

국외의 조류발전 기술개발은 영국이 가장 앞서고 있으며, 그 외 캐나다, 독일 미국 등 선진국을 중심으로 연구개발이 이루어지고 있다. 영국의 MCT(Marine Current Turbines)사는 2003년에 영국 남서부의 Lynmouth 지역의 Foreland Point 해양에 Seaflow라 불리는 300kW급 파이로트 발전시스템을 설치하였으며, SeaGen 프로젝트는 북아이랜드의 Strangford Narrows 지역에 설치하여 계통연계에 성공한 최초 상업용 조류발전 장치이며 향후 10기 이상을 설치하여 10MW 규모의 조류발전단지를 개발할 예정이다. 그 외 Lunar Energy 사의 1MW급 덕트형 조류발전 장치, EB(Engineering Business)사의 2002년 150kW Stingray 터빈형태의 조류발전, SMD Hydrovision사는 1MW 계류식 조류발전 장치, 독일의 VoithSiemens사의 영구자석 동기발전기를 사용한 조류발전장치, 미국의 Verdant Power사의 200kW급 조류발전 장치 등의 다양한 조류발전 장치

Collection @ kmou

가 개발 되었다.(한국과학기술평가원, 2011)

그 중에서 덕트형 타입의 조류발전 장치는 Fig. 1.3와 같은 Lunar Energy사의 양방향 덕트형 조류 터빈이 있으며, OpenHydro Group사의 Open-Centre turbine는 6개의 터빈으로 구성된 조력 농장이 계획되어 있으며, 북아일랜드 해안에 100MW 규모의 조력 발전소를 개발할 수 있는 허가를 받았다(OpenHydro Group Ltd.,2013). Atrantis Resources Corporation Pte 사의 solon 터빈은 테스트를 마치고 100kW, 500kW, 그리고 1MW를 상용화 하였다.(Mehmood, et al. 2012), 또한 Fig. 1.4와 같이 단방향 덕트형 터빈에 대한 연구도 진행 되고 있다. 단방향 덕트 터빈의 경우 덕트가 없는 것에 비하여 유량을 증가시키는데 날개는 덕트의 중심을 향하는 양력을 발생시켜, 덕트 중심선으로 유입되는 흐름으로 인해 덕트 중심선으로 흘러들어가 로터를 통해 유속을 증가 시킨다.(Shives, 2011) 단방향 덕트형 터빈의 경우 Fig. 1.4에서 보이는 것처럼 소형 사이즈의 발전을 제안한다.(Belloni, 2013) 그 이유는 2~3m/s의 유속에서 MW급의 장치를 구성하기 위해서는 장치의 직경이 10~20m의 크기를 가지기 때문에 요잉에 대한 전체질량이 너무 크다.(Belloni, 2013)

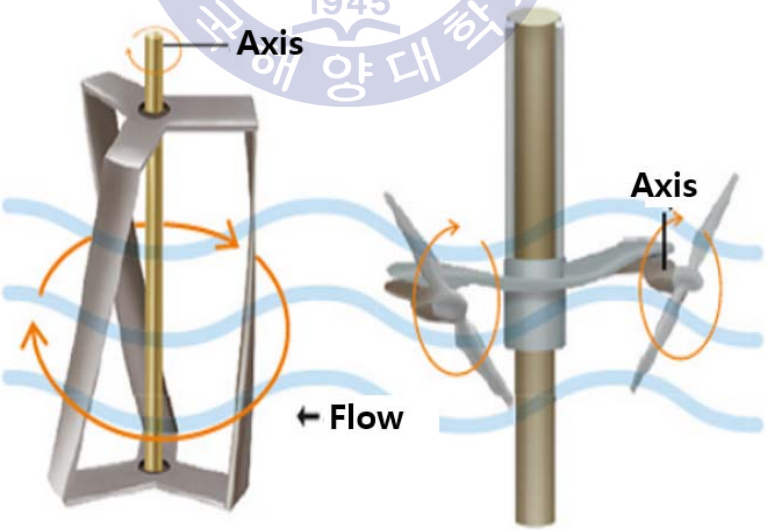


Fig. 1.2 Concept of vertical turbine(left) and horizontal turbine(right) concept (이혜영, 2009)

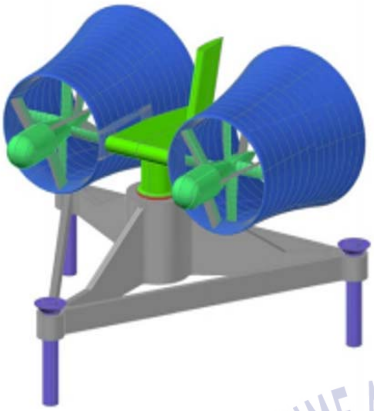
Collection @ kmou

Table 1.1 Technology level of marine energy in Korea(녹색성장위원회, 2011)

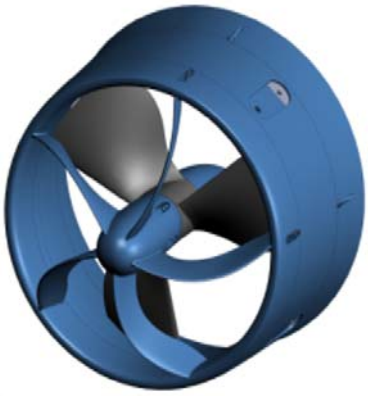
핵심기술(비중, %)	국외대비수준(%)		국산화율(%)			
	세부	평균	설계	평균	생산	평균
조류(30)	83.1	80.2	86.8	84.4	83.0	81.2
조력(25)	83.9		86.7		84.2	
파력(30)	78.0		83.5		80.5	
해수온도차이용(15)	72.8		77.3		73.7	
자료: 녹색성장위원회(2011)						

Fig. 1.3 Ducted type tidal current turbine by Lunar Energy, UK(한국과학기술기획평가원, 2011)

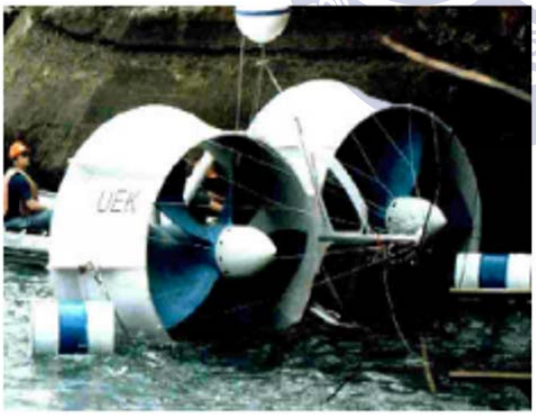
Collection @ kmou



(a) BluStream by Guinard Energies(2013)



(b) G-TT by Green-Tide Turbine Ltd.(2013)



(c) Underwater electric kite by UEK corportation(2013)

(d) EET SeaUrchin by Elemental Energy Technologies Ltd.(2013)

Fig. 1.4 Unidirectional ducted tidal turbine concepts(Belloni, 2013)

Collection @ kmou

1.3 연구 목적

조류터빈은 조류속도가 빠를수록 발전량이 증가하며 경제성이 생긴다. 하지만 선행연구들의 결과에서 조류터빈의 경제성을 확보하기 위한 설치 장소는 보통 유속이 2m/s 이상인 곳에서 설치를 되어야 경제성이 확보되므로 설치 장소에 대한 제한이 있다. 조류터빈시스템의 출력향상을 위해서는 터빈으로 유입되는 유속을 증가시키는 방법과 상반전과 같이 터빈을 추가하여 사용하는 방법이 있으며, 이에 대한 연구들이 진행되고 있다. 본 논문에서는 낮은 유속지역에 적합한 수중 조류발전장치 개발을 목표로 하는 연구이며, 조류터빈의 성능향상을 위하여 Fig. 1.5과 같이 단방향 디퓨저를 활용하여 디퓨저 전후단의 압력차를 생성하여 디퓨저로 유입되는 유체의 유속 증가시키고자 하였다. 우선적으로 NACA 및 S시리즈 익형을 적용한 조류발전터빈을 각각 설계하였으며, 이 터빈들에 대한 성능해석을 수행하였다. 또한, 터빈에 유입되는 유속 증가를 위한 디퓨저를 설계하여 CFD해석을 통해 내부유속 변화를 확인하였다. 그리고 디퓨저를 적용한 조류발전터빈의 성능해석을 수행하였으며, 장치의 스케일에 따른 CFD해석을 통해 터빈의 출력계수의 경향성을 확인하였다. 마지막으로 이를 통해 조류발전터빈과 디퓨저의 설계 및 디퓨저의 최적설계 방법을 도출하고자 하였다.

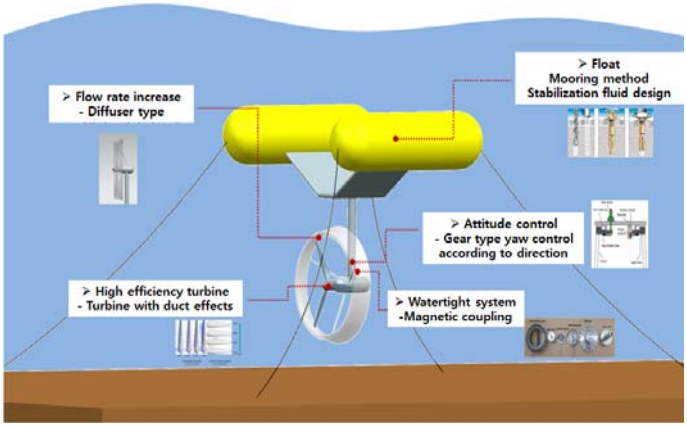


Fig. 1.5 Conceptual Floating type tidal turbine system wich is moored to the seabed

Collection @ kmou

제 2 장 수평축 터빈 블레이드 설계

2.1 수평축 터빈의 공기역학

2.1.1 운동량 이론

운동량 이론은 Rankine에 의해서 최초로 개발되어 Froude에 의해서 개선 보완되었고, 독일의 Betz는 이상적인 로터 블레이드의 효율을 계산 하였다.(Kim, 2011) 이 이론은 Fig. 2.1과 같이 디스크 상류의 유관은 디스크 단면적보다 작고, 디스크 하류는 디스크보다 큰 단면적을 갖는다.(Kim, 2005)

유관의 내부와 외부 유동 사이에 에너지 교환이 없다고 가정하면, 에너지 보존의 법칙에 의해 유관내의 운동량은 보존되어야 한다. 따라서 터빈의 후류의 유속은 감소되고 유관의 단면적은 증가하며, 후류의 압력은 감소된다.(Lee, 2016)

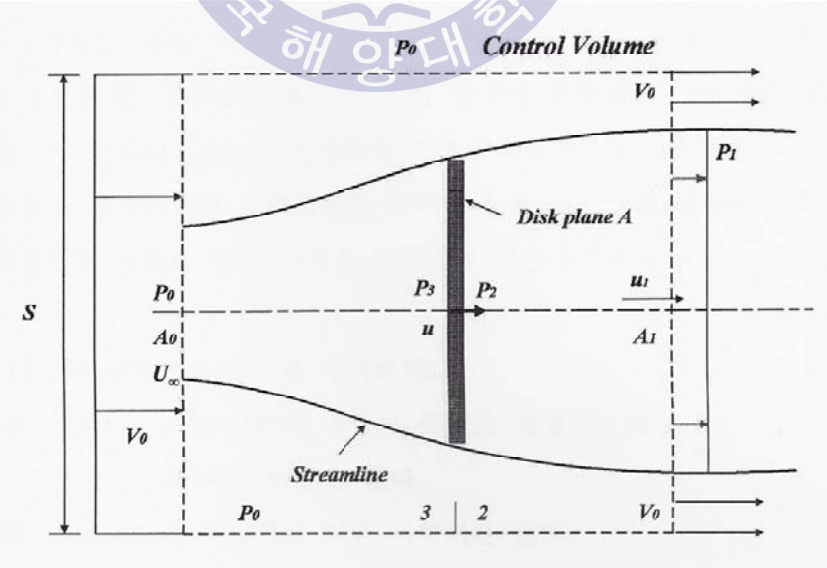


Fig. 2.1 Idealized flow through an actuator disk(Kim, 2011)

Collection @ kmou

2.1.2 Actuator disk 이론

터빈이 얻는 이론적인 출력은 actuator disk 이론에 의해 유도될 수 있다. 여기에서 날개는 무한개로 이루어진 것으로 가정하여 하나의 disk로 가정하여 이상화 하였다.(Kim, 2011) 에너지 보존의 법칙에 의해 Fig. 2.1의 모든 위치에서는 동일한 질량이 지나가야 한다. Fig. 2.1에서 V_0의 유속이 터빈을 통과하면 일부 에너지는 터빈에 흡수되어 유속은 u_1으로 감속된다. 이때 속도손실로 인하여 단면 증가와 P_3-P_2의 압력강화가 생기며 베르누이 정리와 운동량 이론으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

디스크에 작용하는 힘은 식 (2.1)과 같다.

$$T = (P_3 - P_2)A \tag{2.1}$$

Disk 전후의 유선을 따라서 베르누이 정리를 적용하면 식 (2.2), (2.3)이다.

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = P_3 + \frac{1}{2}\rho u^2 \tag{2.2}$$

$$P_2 + \frac{1}{2}\rho u2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 \tag{2.3}$$

여기서 P0와 P1을 대기압으로 가정하면 디스크의 전후에 압력강하는 식 (2.4)와 같이 표시 될 수 있다.

$$P_3 - P_2 = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - u_1^2) \tag{2.4}$$

따라서 디스크가 받는 항력은 식 (2.5)와 같고 유선에 대하여 연속방정식을 적용하여 Stream tube에 대하여 축방향운동량 이론을 적용하면 항력은 식 (2.6)과 같다.

$$T = \frac{1}{2}\rho A(V_0^2 - u_1^2) \tag{2.5}$$

$$T = \rho A u(V_0 - u_1) \tag{2.6}$$

회전면에서의 유속을 구하면 식 (2.7)과 같다.

Collection @ kmou

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1) \tag{2.7}$$

상류의 유속에 대해 회전면을 통과할 때의 유속 감소율은 축 간섭계수라고 하며 식 (2.8)과 같이 정의하면, 회전면과 후류의 속도는 식 (2.9)과 같다.

$$a = \frac{V_0 - u}{V_0} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned} u &= V_0(1-a) \\ u_1 &= V_0(1-2a) \end{aligned} \tag{2.9}$$

출력은 단위 시간당 회전면으로부터 얻을 수 있는 에너지로서 식 (2.9)과 출력계수의 정의를 사용하여 출력과 출력계수를 구하면 식 (2.10), 식 (2.11)과 같다.

$$\begin{aligned} P &= Tu \\ &= \frac{1}{2}\rho A u(V_0^2 - u_1^2) \\ &= \frac{1}{2}\rho A V_0(1-a)[V_0^2 - V_0^2(1-2a)^2] \\ &= \frac{1}{2}\rho A V_0^3 4a(1-a)^2 \end{aligned} \tag{2.10}$$

$$C_p = \frac{P}{1/2\rho A V_0^3} = 4a(1-a)^2 \tag{2.11}$$

이론적 최대 효율은 a가 1/3일 때 C_p는 최대가 되며, 이때의 출력 계수는 59.3%가 된다. 이것을 Betz계수라 한다.

Collection @ kmou

2.1.3 각운동량 이론

접선 방향 속도와 축 방향 속도는 블레이드 반경방향 위치마다 모두 다르다. 로터 디스크가 반경 r을 가지고 반경반향의 미소길이 δr을 가지는 환형고리라고 한다. 상호간의 운동량 전달이 없고 유동이 각 독립적으로 이루어진다고 가정하면 로터 디스크는 무수히 많은 δr의 적분형태로 표현되며 독립적인 프로세스를 갖는다고 가정한다.(Veritas, et al., 2001)

미소 환형 링에 작용하는 토크는 링을 통과하는 흐름의 각 운동량 변화율과 동일하므로 식 (2.12)로 표현된다.

$$\delta Q = \rho \delta A_{disk} U_{\infty} (1-a) 2\Omega a' r^2 \tag{2.12}$$

여기서δA_{disk}는 환형 링의 면적을 의미한다. 구동토크는 δQ로 표현되며, 축동력의 증분은 식 (2.13)과 같다.

$$\delta P = \delta Q \Omega \tag{2.13}$$

전체 동력에너지는 식 (2.14)를 유도계수 a로 표현하고 출력의 증분을 표현하면 식 (2.15)와 같다.

$$P = 2\rho A_{disk} U_{\infty}^3 a(1-a)^2 \tag{2.14}$$

$$\delta P = 2\rho \delta A_{disk} U_{\infty}^3 a(1-a)^2 \tag{2.15}$$

식 (2.15)와 토크에 의해 유도된 동력을 같다고 정리하면 식 (2.16)과 같다.

$$U_{\infty}^2 a(1-a) = \Omega^2 a' r^2 \tag{2.16}$$

블레이드 팁의 선속도와 유속의 비를 주속비(TSR, tip speed ratio)라 하며 식 (2.17)과 같이 표현되며 국부 속도비는 식 (2.18)과 같다.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_{\infty}} \tag{2.17}$$

Collection @ kmou

$$\lambda_r = \frac{\Omega R}{U_\infty} \tag{2.18}$$

따라서, 식 (2.16)은 식 (2.19)과 같이 나타낸다.

$$a(1-a) = \lambda_r^2 a' \tag{2.19}$$

환형 링의 면적은 $2\pi r\delta r$ 이므로 축 동력의 증분은 식 (2.12)를 적용하면 식 (2.20)과 같다.

$$\delta P = (\frac{1}{2}\rho U_\infty^3\, 2\pi r\delta r)4a'(1-a)\lambda_r^2 \tag{2.20}$$

식 (2.20)에서 괄호 내의 항은 환형 링을 통과하는 동력의 변화를 의미하므로, 괄호 밖의 항들은 유체로부터 동력을 추출하는 블레이드 요소의 효율을 의미한다. 따라서 효율식은 식 (2.21)과 같다.

$$\eta_r = 4a'(1-a)\lambda_r^2 \tag{2.21}$$

이 식을 출력 계수 형태로 표현하면 식 (2.22) 이다.

$$\frac{d}{d\mu}C_p = 8(1-a)a'\lambda^2\mu^3 \tag{2.22}$$

여기서, $\mu = r/R$이다. 식 (2.22)을 적분하면 날개끝 속도비의 변화에 따른 a, a'의 반경방향 변화율과 전체 동력계수를 계산할 수 있다.

Collection @ kmou

2.1.4 날개요소 이론

날개요소이론은 블레이드 단면의 형상, 크기, 단면변화에 대한 출력변화와 같은 계산을 할 수 있는 이론이다. 이것은 Fig. 2.2와 같이 날개요소에 작용하는 양력과 항력을 계산하여 블레이드에 작용하는 힘을 계산하고, 블레이드 형상에 따른 힘을 계산할 수 있다. Fig. 2.2는 피치각 θ인 블레이드 단면에 기준을 둔 상대좌표를 사용하여 속도삼각형을 그린 것이고, 합성속도는 수직인 두 방향의 상대 속도를 합성한 것으로 회전면에 대해서 Φ만큼 경사진 것을 보여준다.(kim, 2011)

Fig. 2.2에서 L, D는 양력과 항력을 나타내며 식 (2.23)과 같이 정의된다.

$$L = C_L \frac{1}{2} \rho V^2 A$$

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho V^2 A \tag{2.23}$$

A는 날개의 면적이며, C_L은 양력계수, C_D는 항력 계수이다. 일반적으로 익형의 양력계수 값이 상승한다고 하더라도 양력계수의 증가량보다 항력계수의 증가량이 크면 성능이 감소하는 경우가 발생한다. 그러므로 익형의 양항비 C_L/C_D를 고려하여야 한다.

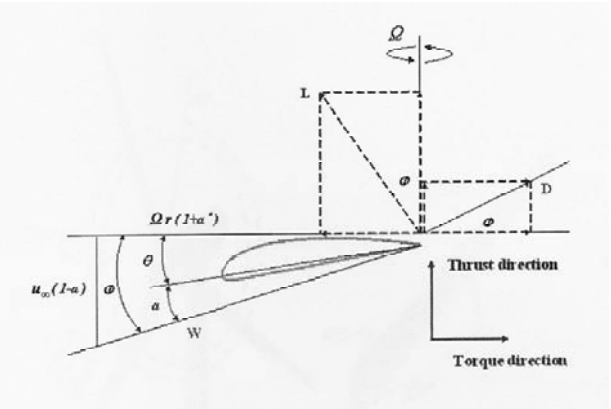


Fig. 2.2 Blade element and velocity triangle

Collection @ kmou

2.1.5 날개요소 운동량 이론

날개요소 이론의 기본적인 가정은 블레이드 요소에서 발생하는 힘이, 요소의 면적을 통과하는 바람의 운동량 변화를 초래하는 유일한 성분이라는 것이다. 따라서 반경방향 요소들 사이에 상호작용이 없다고 가정할 수 있으며, 축 방향 흐름계수의 반경 방향 변화는 없다고 생각할 수 있다.(Kim, 2005) 실제로는, 축 흐름 유도계수가 반경반향으로 항상 일정한 값을 유지하지는 않지만 1934년 Lock, et al.(1934)의 프로펠러 실험에 의하면, 이와 같은 반경방향에 대한 독립성은 타당한 가정이라고 생각된다.

N개의 블레이드에 작용하는 축 방향 공기역학적 힘은 식 (2.24)와 같다.

$$\delta L cos\phi + \delta D sin\phi = \frac{1}{2}\rho W^2 NC(C_L \cos\phi + C_D \sin\phi)\delta r \tag{2.24}$$

요소면적을 통과하는 축 방향 운동량 변화율은 $\dot{m}U_\infty$ 이므로 블레이드를 통과하는 바람의 크기는$(U_\infty - u_1)$이고, $u_1 = (1-2a)U_\infty$이므로, 환형 국부회전 면적을 통과하는 바람의 축방향 운동량 변화율은 식 (2.25)와 같다.

$$\rho U_\infty (1-a) 2\pi r \delta r \times 2a U_\infty = 4\pi\rho u_\infty^2 a(1-a) r\delta r \tag{2.25}$$

후류 회전성분에 의해 발생되는 압력강하를 식 (2.26)과 같다 하면, 축 방향으로 작용하는 힘은 식 (2.27)과 같다.

$$P_{drop.1} = \frac{1}{2}(2a'\Omega r)^2 \tag{2.26}$$

$$F = \frac{1}{2}(2a'\Omega r)^2 \times 2\pi r \delta r \tag{2.27}$$

그러므로, 공기역학적인 축 방향 힘을 나타내는 식 (2.24)는 바람이 통과 할 때 축 방향 운동량의 변화와 로터 블레이드 후류 압력강하에 의해 발생되는 힘의 합으로 표현 될 수 있으며, 수식표현은 식 (2.28)과 같다.

$$\frac{1}{2}\rho W^2 Nc(C_L \cos\phi + C_D \sin\phi)\delta r = 4\pi\rho[U_\infty^2 a(1-a) + (a'\Omega r)^2] r\delta r \tag{2.28}$$

Collection @ kmou

위의 식을 정리하면 식 (2.29)와 같다.

$$\frac{W^2}{U_\infty^2}N\frac{C}{R}(C_L\cos\phi + C_D\sin\phi) = 8\pi[a(1-a)+(a'\lambda\mu)^2]\mu \tag{2.29}$$

블레이드에 토크에 의한 힘도 발생하며 식 (2.30)과 같이 정리된다.

$$(\delta L sin\phi - \delta D cos\phi)r = \frac{1}{2}\rho W^2 NC(C_L\sin\phi - C_D\cos\phi)r\delta r \tag{2.30}$$

각 운동량 변화율은 $\dot{m}\times U_{\tan\geq ntial}$이므로, 식 (2.31)과 같다.

$$\rho U_\infty(1-a)\Omega r 2a' r 2\pi r\delta r = 4\pi\rho U_\infty \Omega r a'(1-a)r^2\delta r \tag{2.31}$$

위 식은 정리하면 식 (2.32)와 같다.

$$\frac{W^2}{u_\infty^2}N\frac{c}{R}(C_L\sin\phi - C_D\cos\phi) = 8\pi\lambda\mu^2 a'(1-a) \tag{2.32}$$

축 방향 운동량 변화에 의해 유도된 식 (2.29)와 접선방향 회전력으로부터 유도된 식 (2.32)의 양력계수와 항력계수에 관련되는 항을 식 (2.33)과 같이 치환하면 식 (2.34), 식 (2.35)와 같은 단순화된 식으로 표현된다.

최종적으로 2차원 익형의 공력특성 데이터를 이용하여 축 방향 흐름 유도계수 a와 회전방향 흐름유도 계수 a'을 계산할 수 있다.

$$C_L\cos\phi + C_D\sin\phi = C_x,\ C_L\sin\phi - C_D\cos\phi = C_y \tag{2.33}$$

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r}{4\sin\phi^2}[C_x - \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi}C_y^2] \tag{2.34}$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4\sin\phi\cos\phi} \tag{2.35}$$

블레이드 솔리디티(solidity) σ는 로터 블레이드의 전체 회전면적 중 블레이드 면적이 차지하는 비를 말하며, 로터 블레이드 성능 및 제작 단가에 영향을 미치는 변수이다. 식(2.36)

$$\sigma_r = \frac{NC}{2\pi r} = \frac{N}{2\pi\mu}\frac{C}{R} \tag{2.36}$$

Collection @ kmou

위의 식 (2.34), (2.35)에 대한 해를 구하면 적절한 블레이드의 기하학적 형상을 설계할 수 있으며, 동력, 토크 등의 관계 값들을 계산할 수 있다.

BEMT에 의한 설계 및 성능평가는 “로터 블레이드 반경 방향으로 진행하는 흐름은 없다”라는 균일 순환조건의 가정 하에 진행 된다. 즉 로터 블레이드 상류에서 유입되는 흐름의 축 방향성분은 축 방향으로 항상 일정하게 유지된다는 것이다. 하지만 불균일 순환 조건에서는 운동량 교환이 발생하므로, 로터 블레이드 단면 압력강하의 발생원인이 되는 블레이드 요소를 통과하는 흐름에 대해 반경방향 흐름에 대한 영향이 없고 축 방향 흐름만이 작용한다는 초기 가정은 문제가 있다. 그러나 실제로 날개 끝 속도비가 3이상의 범위를 가지는 경우에는 실제 실험 데이터와 BEMT에 의해 계산된 성능 특성의 오차 범위가 상당히 작기 때문에 초기가정의 적용성에 대한 문제가 없다고 알려져 있다. (Spea, 1998)

2.2 7kW 로터 블레이드 설계

본 연구에서는 BEMT를 통한 7kW 조류터빈 로터 블레이드를 설계 하였다. 로터 블레이드의 직경의 결정을 위해 식 (2.37)을 이용하였다.

$$D = \sqrt{\frac{8P_r}{\eta C_p \rho \pi V_D^3}} \tag{2.37}$$

추정 동력계수는 0.45, 동력전달 계통장치와 발전기 효율은 0.9로 가정하였다. 로터 블레이드의 정격 회전수를 결정하기 위하여 식 (2.38)을 적용하였고, 설계 제반 수식에 의해 결정된 블레이드의 직경은 2.712m이며, 설계유속은 1.8m/s이다. 설계 TSR은 7로 하였다.

Table 2.1와 Table 2.2은 익형은 NREL S822와 NACA-63421 두개에 대하여 설계 제원을 보여주고 있으며, 두 익형 모두 단일 익형로 설계를 하였다. Fig. 2.3와 Fig. 2.4은 설계제원을 바탕으로 3차원으로 모델링한 모습을 보여주고 있다.

Collection @ kmou

Table 2.1 Summarization of NREL S822 design Parameters

	Span	Radial Distance (m)	Chord Length (mm)	Twist (Deg)	Twist Axis (% Chord)
ROOT	0.05	0.068	190.27	30.59	30
	0.1	0.136	183.77	29.73	30
	0.15	0.203	177.26	24.35	30
	0.2	0.271	170.76	19.66	30
	0.25	0.339	164.26	16.05	30
	0.3	0.407	157.75	13.32	30
	0.35	0.475	151.25	11.2	30
	0.4	0.542	144.75	9.54	30
	0.45	0.610	138.24	8.2	30
	0.5	0.678	131.74	7.1	30
	0.55	0.746	125.24	6.18	30
	0.6	0.814	118.73	5.41	30
	0.65	0.881	112.23	4.74	30
	0.7	0.949	105.73	4.17	30
	0.75	1.017	99.22	3.66	30
	0.8	1.085	92.72	3.2	30
	0.85	1.153	86.22	2.76	30
	0.9	1.220	79.71	2.3	30
	0.95	1.288	73.21	1.75	30
TIP	1	1.356	66.71	0	30

Fig. 2.3 3D modeling of NREL S822

Collection @ kmou

Table 2.2 Summarization of NACA-63421 design Parameters

	Span	Radial Distance (m)	Chord Length (mm)	Twist (Deg)	Twist Axis (% Chord)
ROOT	0.05	0.068	137.4	28.8	30
	0.1	0.136	132.7	28.0	30
	0.15	0.203	128.0	22.6	30
	0.2	0.271	123.3	17.9	30
	0.25	0.339	118.6	14.3	30
	0.3	0.407	113.9	11.6	30
	0.35	0.475	109.2	9.5	30
	0.4	0.542	104.5	7.8	30
	0.45	0.610	99.8	6.4	30
	0.5	0.678	95.1	5.3	30
	0.55	0.746	90.4	4.4	30
	0.6	0.814	85.7	3.7	30
	0.65	0.881	81.0	3.0	30
	0.7	0.949	76.3	2.4	30
	0.75	1.017	71.6	1.9	30
	0.8	1.085	66.9	1.4	30
	0.85	1.153	62.2	1.0	30
	0.9	1.220	57.5	0.6	30
	0.95	1.288	52.9	0.0	30
TIP	1	1.356	48.2	0.0	30

Fig. 2.4 3D modeling of NACA-63421

Collection @ kmou

제 3 장 CFD를 이용한 조류발전 터빈의 성능 해석

3.1 S822 익형

3.1.1 격자생성 및 CFD 경계조건

우선 S822를 사용하여 설계된 싱글 로터 터빈의 성능해석을 수행 하였다. 날개요소운동량이론을 통해 기본 형상 설계를 마친 블레이드를 CFD 해석을 통하여 출력과 출력계수 값을 만족하고 있는지 확인하기 위한 해석을 수행하였다.

Fig. 3.1은 전체 유동장에 대한 격자를 보여주고 있고, Fig. 3.2는 싱글 로터 터빈의 격자를 보여 주고 있으며, 난류모델의 특성에 따라 수렴 및 신뢰성 있는 결과 확보를 위해 hexa 격자를 이용하여 구성 하였고, 블레이드를 포함한 내부영역과 블레이드를 포함하지 않은 외부 영역으로 격자를 구분하여 구성 하였다. 외부 유동장은 블레이드 반경의 3배 만큼의 거리를 확보 하였으며, 위쪽 방향으로 5배, 출구 방향으로 10배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과의 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 격자의 개수의 node의 수는 약 840만개이며, ICEM-CFD ver.13을 사용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유동박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석에서 블레이드 표면으로부터 발생되는 실속현상 등을 포함한 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위해서 SST의 난류모델을 사용하였으며, 첫 번째 접점까지의 무차원 거리인 y+ 값은 5이하의 값을 유지하였으며, 정상상태계산을 통한 해석을 수행하였다.

Fig. 3.3는 ANSYS CFX 유동계산을 위한 도메인을 보여주고 있으며, 경계조건은 입구 유입유속 1.5m/s, 1.8m/s, 2.0m/s, 2.5m/s까지 총 4개의 유속 조건을 주었고 출구는 압력조건을 설정하였다. 블레이드의 회전속도는 TSR에 따른 회전속도를 변경하였으며, 120° 간격의 주기조건을 적용하여 하나의 블레이드만 해석을 수행 하였다. 회전영역과 정적영역이 접하는 면들은 각각 GGI(General

Collection @ kmou

Grid Interface)의 조건을 적용하였다. 자세한 계산 조건은 Table 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Detailed boundary condition of used for calculation

Computational mesh node	8,400,000
Mesh type	Multi block Hexa
Simulation type	Steady state
Turbulence type	SST
Fluid	water of 1 phase
Inlet	Velocity / 1.5,1.8,2.0,2.5 m/s
Outer wall	Opening / 0 Pa
Outlet	Average static pressure / 0 Pa
ICEM-CFD & ANSYS CFX ver. 13	

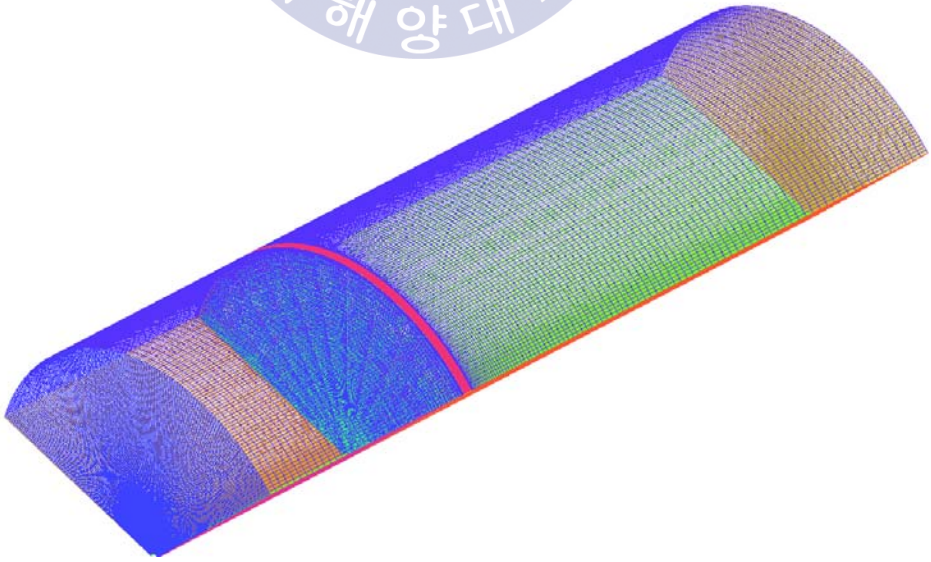


Fig. 3.1 Computational mesh of domain

Collection @ kmou

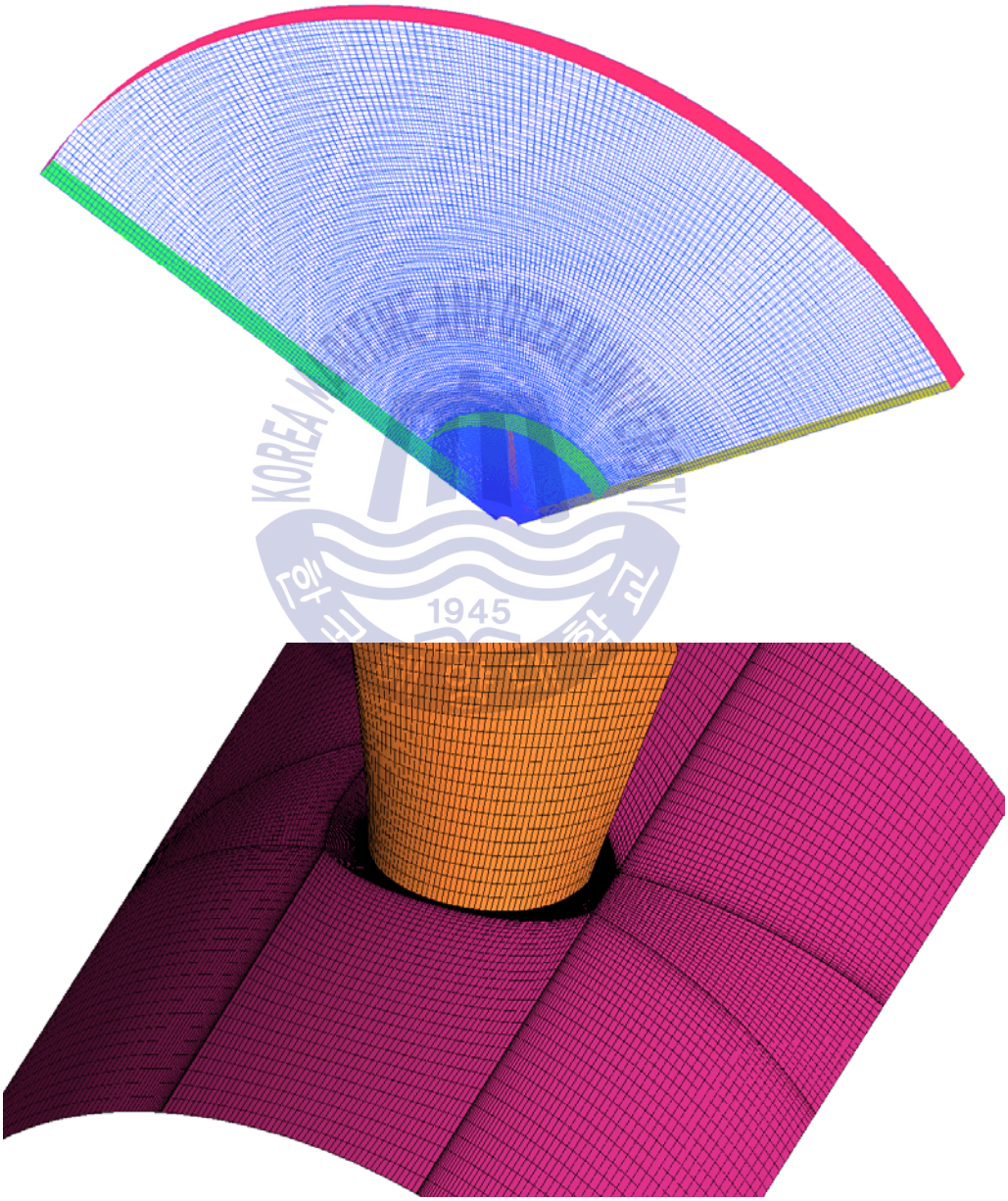


Fig. 3.2 Computational mesh of blade

Collection @ kmou

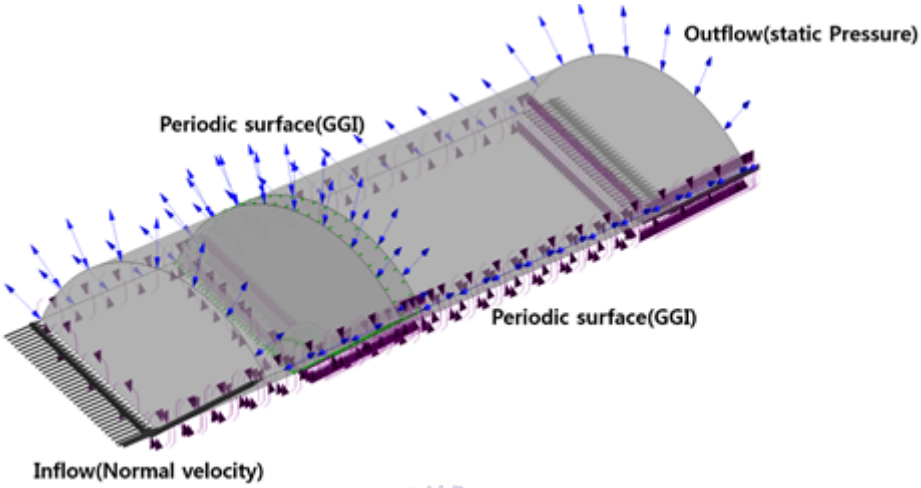


Fig. 3.3 Boundary condition for CFD analysis

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Collection @ kmou

3.1.2 내부 유동장 분석결과

로터 블레이드 허브 근방 영역은 비교적 높은 받음각에서 운전되기 때문에 박리에 의해 흐름이 표면으로부터 이탈하기 쉽다. 일단 표면으로부터 이탈된 흐름은 블레이드 후방으로 빠져나가지 못하고 로터의 회전으로부터 발생하는 원심 가속력과 압력차에 의해 블레이드 표면을 따라 팁 방향으로 진행하는 특징을 보인다. 이를 반경류(radial flow)라 하며, 받음각의 변화와 함께 블레이드에서 실속을 초래하는 중요한 요소가 된다.(Corten, 2001)

Fig. 3.4는 입구 유속이 1.5m/s일 때, TSR에 따른 흡입면(suction side)의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 4.7부터 TSR 6.6에서는 허브에서부터 팁까지 반경류가 생성되어 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 그 이후의 TSR 7.1부터 TSR 9.5지점까지는 허브 근방을 제외한 영역에서는 실속현상이 없어지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.5는 입구 유속이 1.8m/s일 때의 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 4부터 TSR 7지점까지 실속이 생기는 것을 확인할 수 있다. 또한, TSR 8부터 TSR 10지점까지 실속현상이 허브 근방에서만 나타나며 반경류가 없어지는 것을 확인할 수 있다.

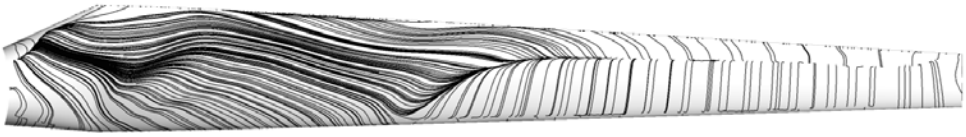
Fig. 3.6은 입구 유속이 2.0m/s일 때의 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있으며, 앞쪽과 동일한 TSR 구간에서 반경류의 강약 차이는 있으나 동일하게 실속현상이 생성되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.7는 입구 유속이 2.5m/s에서의 표면유선을 보여주고 있으며, TSR 4~7까지 실속 현상이 일어나는 것을 확인할 수 있었으며, TSR 8~10 까지는 허브근처에서만 생성 되는 것을 확인 할 수 있다.

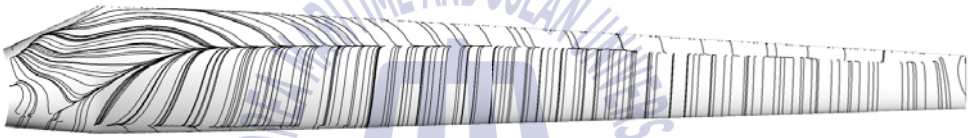
Fig. 3.8부터 Fig. 3.15는 각 유속 1.5m/s부터 2.5m/s까지 TSR에 따른 출력과 효율 그래프를 보여주고 있으며, TSR 8인 지점에서 최대 효율점을 동일하게 보여주고 있다. 이때 효율은 0.43을 효율을 보여주며, 설계 주속비 7에서는 소폭 효율이 감소하는 것을 확인할 수 있었고, TSR에 따른 동일한 퍼포먼스를 보여

Collection @ kmou

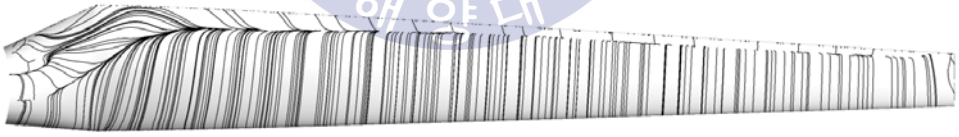
주고 있다. 또한 설계 TSR이 높아 TSR 5 이하에서는 효율 및 출력이 급격히 떨어지는 것을 확인 하였다.



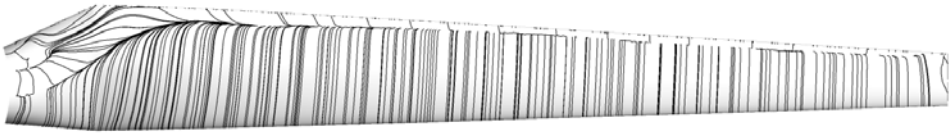
(a) Surface streamline - TSR 4.7



(b) Surface streamline - TSR 5.7



(c) Surface streamline - TSR 6.6



(d) Surface streamline - TSR 7.1

Collection @ kmou

(e) Surface streamline - TSR 7.6

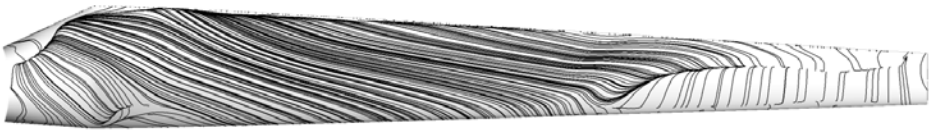
(f) Surface streamline - TSR 8.0

(g) Surface streamline - TSR 8.5

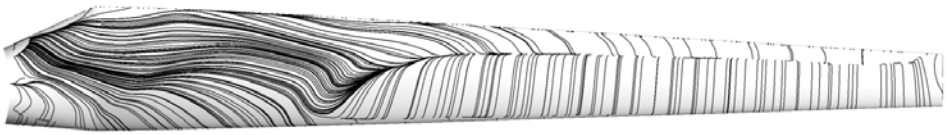
(h) Surface streamline - TSR 9.5

Fig. 3.4 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s

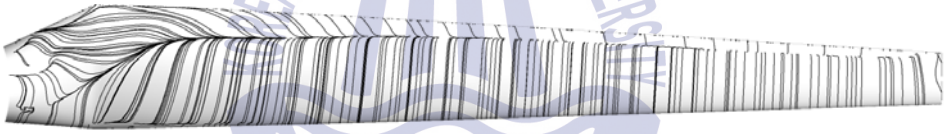
Collection @ kmou



(a) Surface streamline - TSR 4



(b) Surface streamline - TSR 5



(c) Surface streamline - TSR 6

(d) Surface streamline - TSR 7

(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

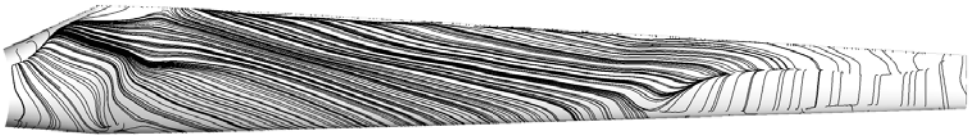
(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

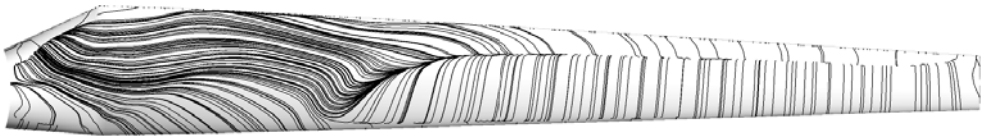
Fig. 3.5 Surface streamline with TSR at velocity of 1.8m/s

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

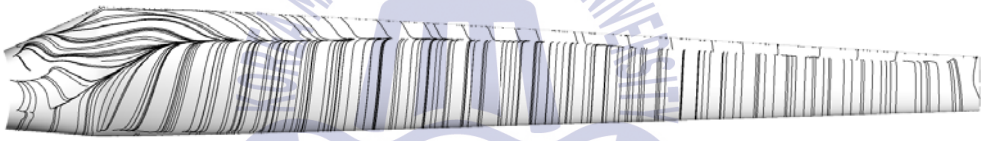
Collection @ kmou



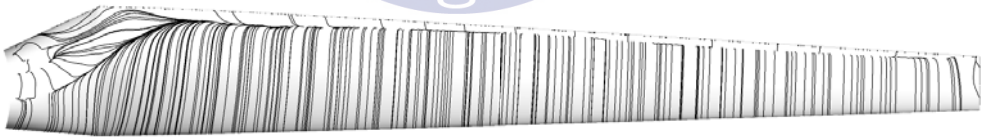
(a) Surface streamline - TSR 4



(b) Surface streamline - TSR 5



(c) Surface streamline - TSR 6



(d) Surface streamline - TSR 7

(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

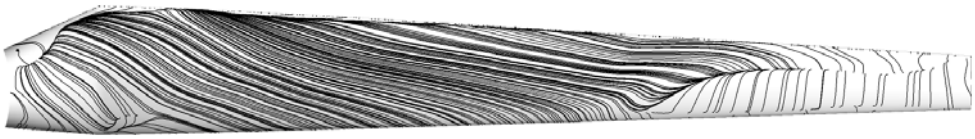
(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

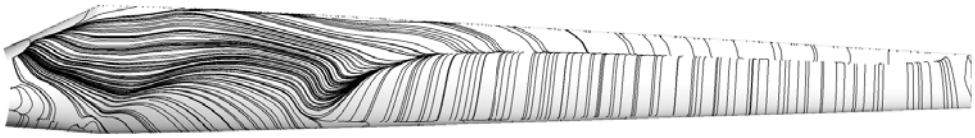
Fig. 3.6 Surface streamline with TSR at velocity of 2.0m/s

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

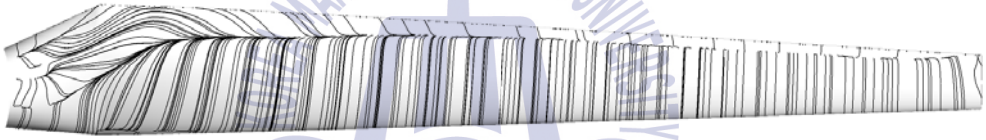
Collection @ kmou



(a) Surface streamline - TSR 4



(b) Surface streamline - TSR 5



(c) Surface streamline - TSR 6

(d) Surface streamline - TSR 7

(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

Fig. 3.7 Surface streamline with TSR at velocity of 2.5m/s

Collection @ kmou

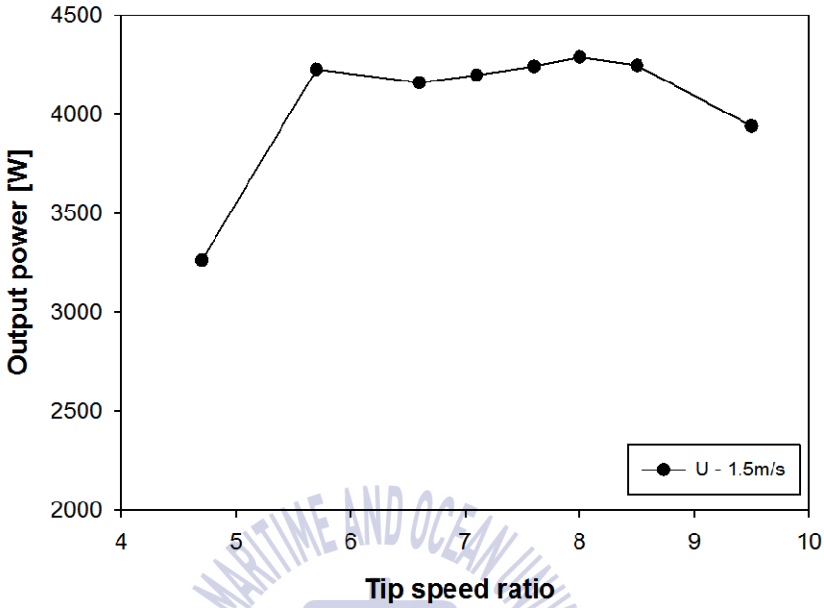


Fig. 3.8 Power curve at velocity of 1.5m/s

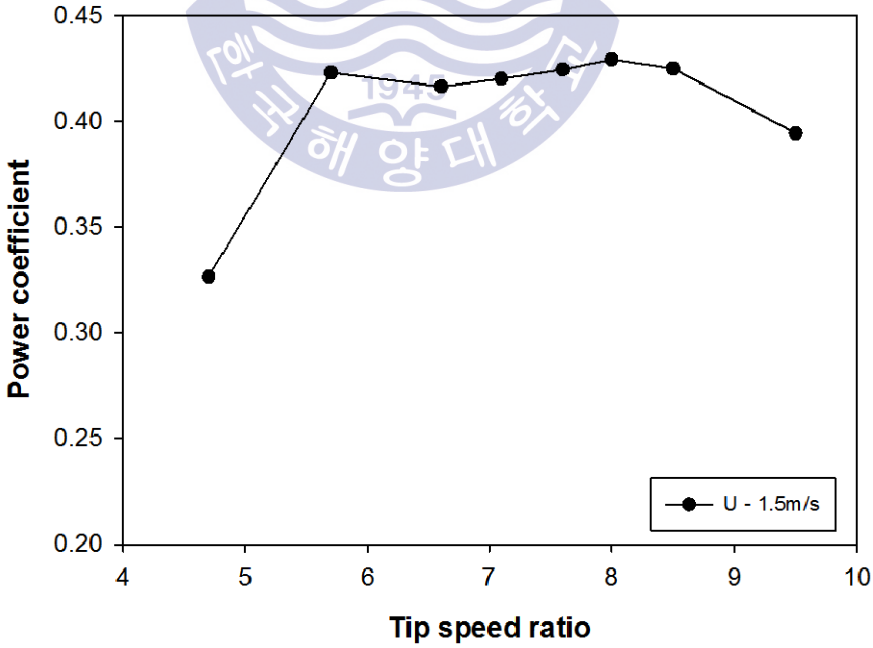


Fig. 3.9 Power coefficient at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

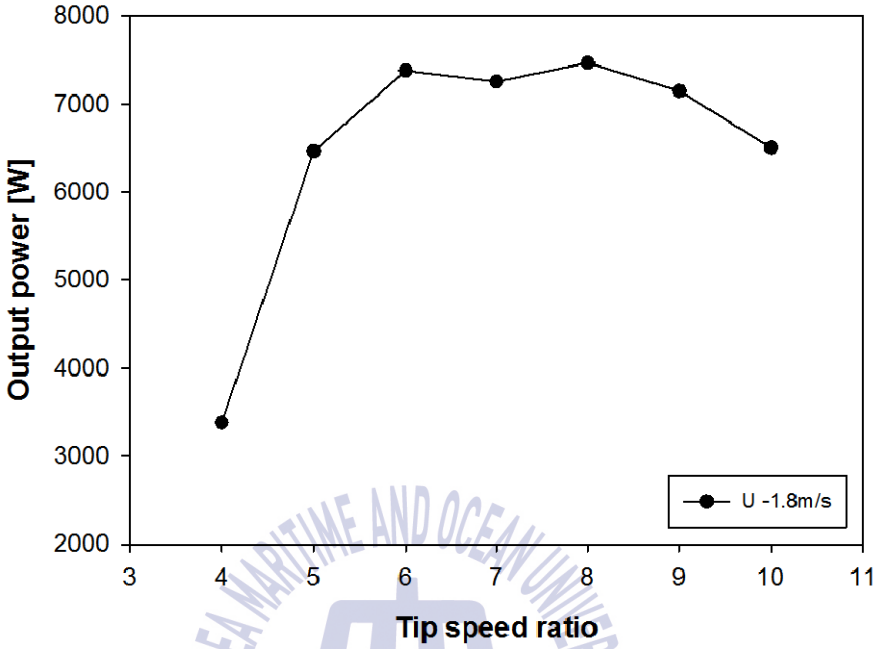


Fig. 3.10 Power curve at velocity of 1.8m/s

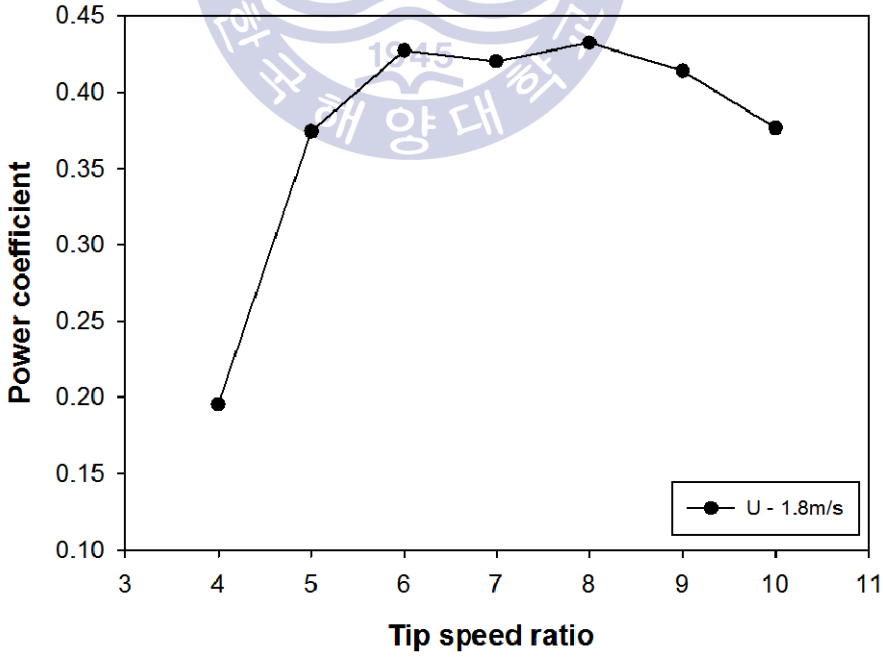


Fig. 3.11 Power coefficient at velocity of 1.8m/s

Collection @ kmou

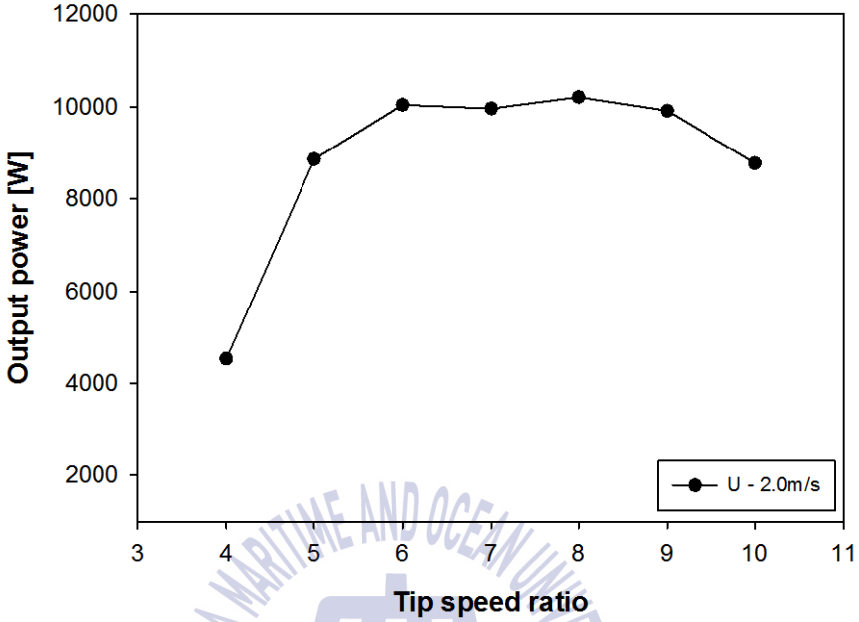


Fig. 3.12 Power curve at velocity of 2.0m/s

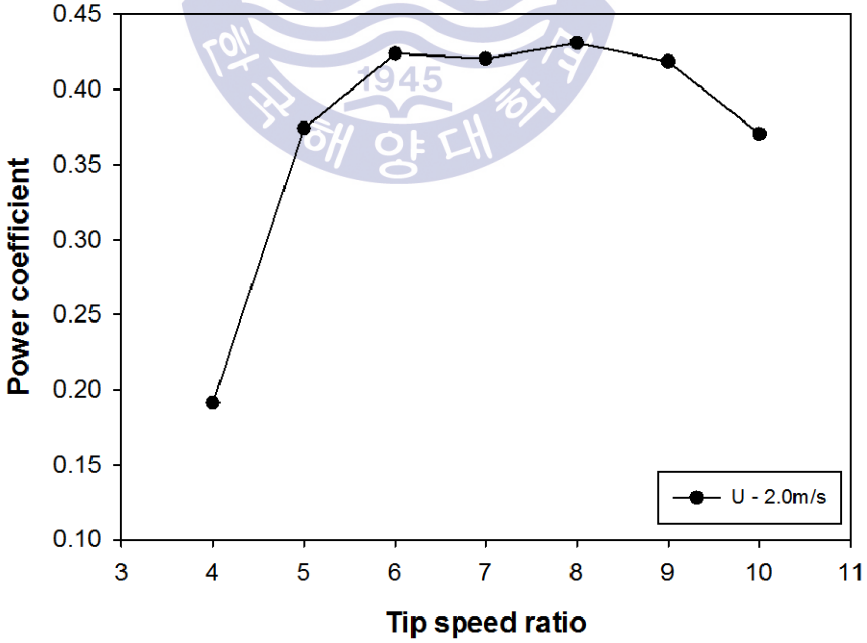


Fig. 3.13 Power coefficient at velocity of 2.0m/s

Collection @ kmou

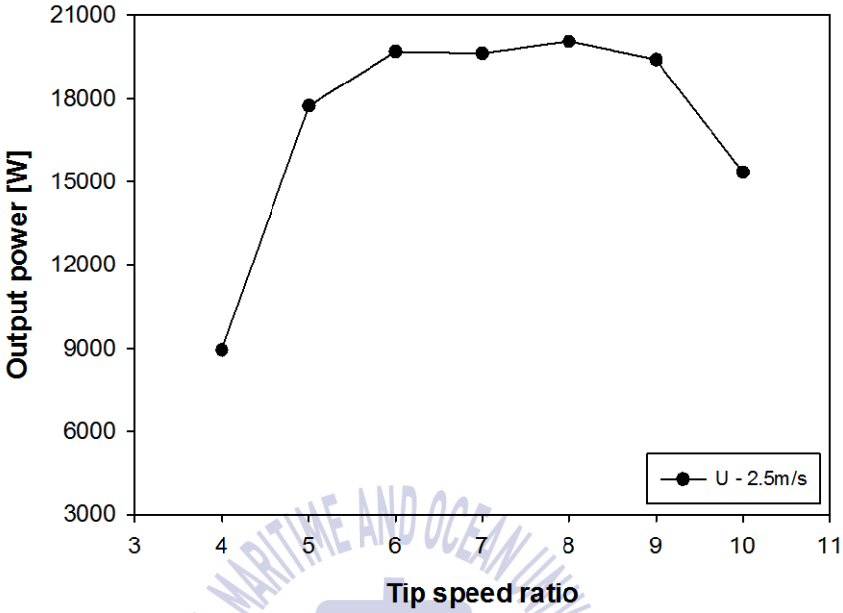


Fig. 3.14 Power curve at velocity of 2.5m/s

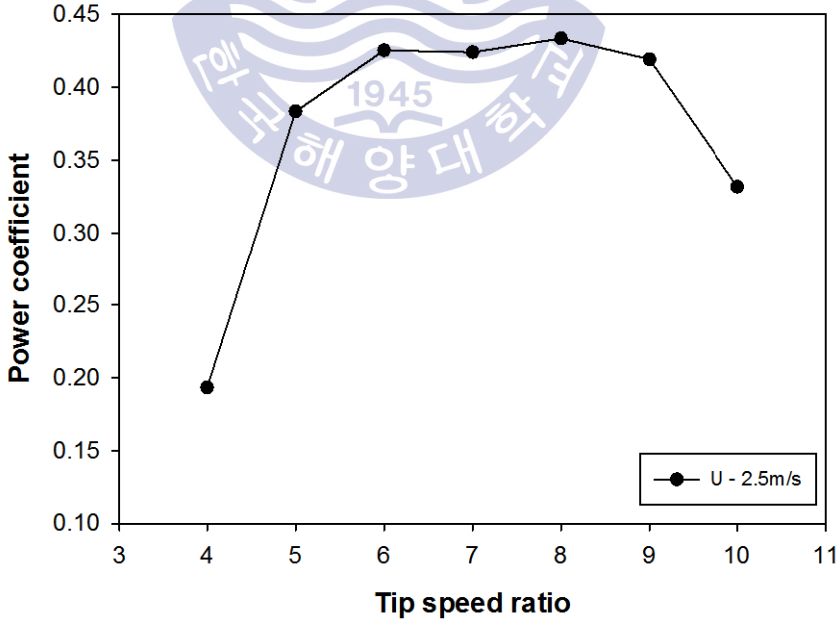


Fig. 3.15 Power coefficient at velocity of 2.5m/s

Collection @ kmou

3.2 NACA-63421 익형

3.2.1 격자생성 및 CFD 경계조건

익형의 특성에 따라 디퓨저의 성능 변화를 확인하기 위하여 Naca-63421을 사용하여 S822 익형과 동일하게 7kW의 설계된 싱글 로터 터빈의 성능해석을 수행 하였다.

Fig. 3.16는 블레이드의 격자를 보여주고 있으며, Fig. 3.17은 블레이드의 각 단면에 대한 격자를 보여주고 있다. S822와 동일하게 난류모델의 특성에 따라 수렴 및 신뢰성 있는 결과 확보를 위해 hexa 격자를 이용하여 구성 하였고, 블레이드를 포함한 내부영역과 블레이드를 포함하지 않은 외부 영역으로 격자를 구분하여 구성 하였다. 외부 유동장은 블레이드 반경의 3배 만큼의 거리를 확보 하였으며, 위쪽방향으로 5배, 출구 방향으로 10배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 격자의 개수의 node의 수는 약 850만개이며, ICEM-CFD ver.13을 사용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유동박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석에서 블레이드 표면으로부터 발생되는 실속현상 등을 포함한 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위해서 SST의 난류모델을을 사용 하였으며, 첫 번째 node까지의 무차원 거리인 y+값은 5이하의 값을 유지하였으며, 정상상태계산을 통한 해석을 수행하였다. 계산 도메인은 Fig. 3.3과 동일한 도메인으로 구성을 하였다.

경계조건은 입구 유입유속 1.5m/s, 1.8m/s, 2.0m/s, 2.5m/s까지 총 4개의 유속조건을 주었고 출구는 압력조건을 설정하였다. 블레이드의 회전속도는 TSR에 따른 회전속도를 변경하였으며, 120° 간격의 주기조건을 적용하여 하나의 블레이드만 해석을 수행 하였다. 회전영역과 정적영역이 접하는 면들은 각각 GGI(General Grid Interface)의 조건을 적용하였다. 자세한 계산 조건은 Table 3.1과 동일하다.

Collection @ kmou

Fig. 3.16 Computational mesh of blade

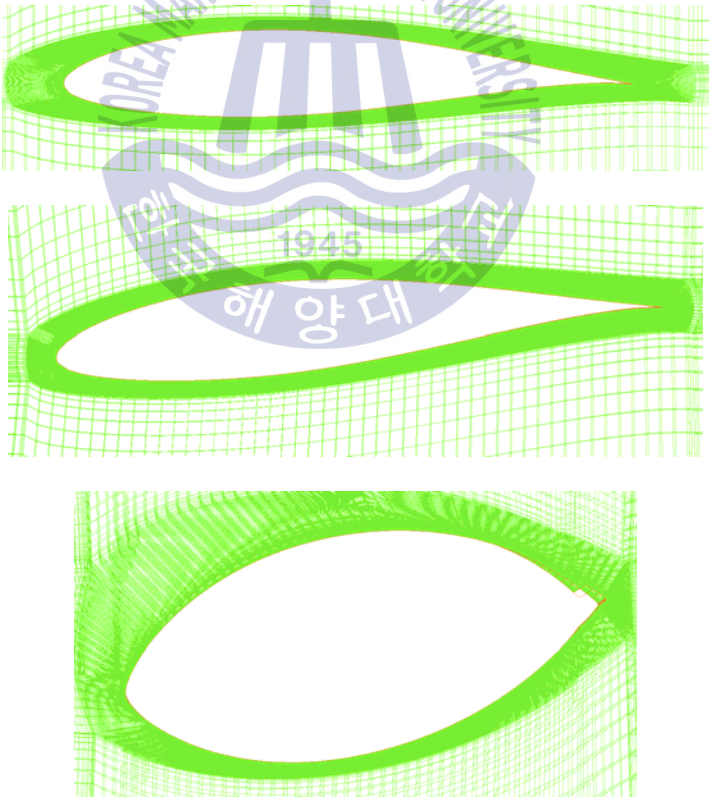


Fig. 3.17 Computational mesh of blade section

Collection @ kmou

3.2.2 내부 유동장 분석결과

Fig. 3.18은 입구 유속이 1.5m/s일 때, Naca 익형을 사용한 블레이드의 흡입면(suction side)의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 4.7에서는 허브에서부터 팁까지 반경류가 생성되어 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있으며, TSR 5.7 에서는 허브로부터 2/3지점까지 반경류가 생성되는 것을 확인할 수 있다. TSR 6.6부터 TSR 9.5지점에서는 허브 근방을 제외한 영역에서는 실속현상이 없어지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.19는 입구 유속이 1.8m/s일 때의 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 4부터 TSR 6영역에서는 전반적인 블레이드 표면에 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있었으며, TSR 7부터 TSR 10까지 허브근방에만 실속현상이 생기는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.20은 입구 유속이 2.0m/s일 때의 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있으며, TSR 4부터 TSR 6까지는 블레이드 전체에 실속현상이 발생하는 것을 확인하였고, TSR 7부터 TSR 10 구간에서는 다른 유속들과 동일하게 허브 근방에서만 실속현상이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

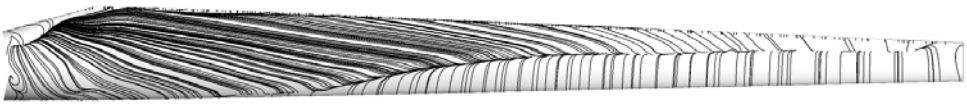
Fig. 3.21은 2.5m/s의 입구 유속을 가질 때 블레이드의 표면 유선을 보여주고 있으며, TSR 4~6구간에서 블레이드 전체에 실속이 발생 하였으며, TSR 7~10인 구간에서는 허브 영역에서만 발생하는 것을 확인 하였다. 유속의 변화와 무관하게 TSR 4~6 구간까지는 블레이드 전반적인 부근에서 실속이 형성되는 것을 확인 할 수 있었으며, TSR 7~10구간에서는 허브 근처에서만 실속이 생성되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 3.22부터 Fig. 3.29는 입구 유속이 1.5m/s부터 2.5m/s 구간에서의 터빈의 출력과 효율그래프를 보여주고 있다. 이때 최대 효율은 TSR 8인 지점에서 가장 효율이 높았으며, 최대 효율은 0.44의 효율을 도출하였고, TSR이 같은 구간에서는 동일한 퍼포먼스를 보여주었다.

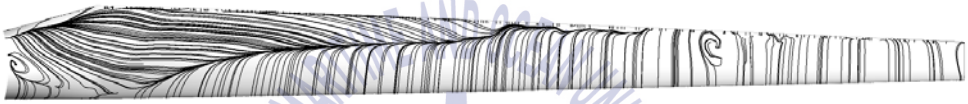
S822와 NACA-63421를 비교하였을 때, S822의 익형이 반경류가 생기는 TSR

Collection @ kmou

구간이 더 넓은 것을 확인할 수 있었다.

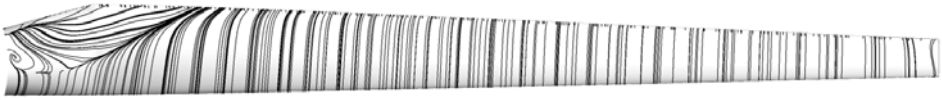


(a) Surface streamline - TSR 4.7



(b) Surface streamline - TSR 5.7

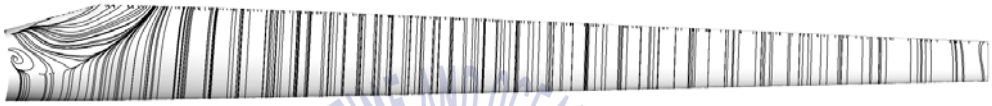
(c) Surface streamline - TSR 6.6



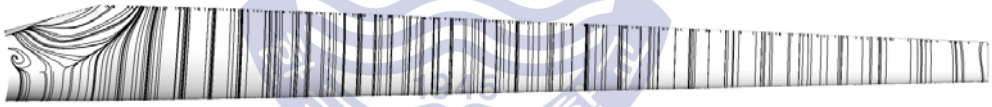
(d) Surface streamline - TSR 7.1

Collection @ kmou

(e) Surface streamline - TSR 7.6



(f) Surface streamline - TSR 8



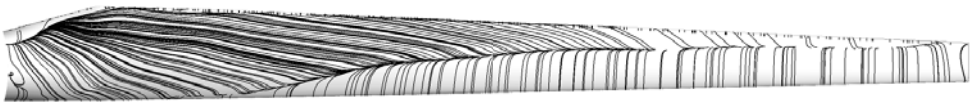
(e) Surface streamline - TSR 8.5

(g) Surface streamline - TSR 9.5

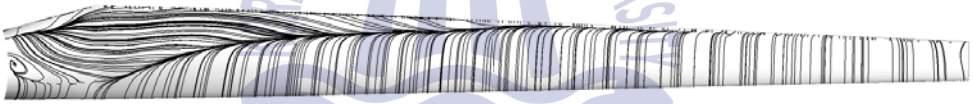
Fig. 3.18 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(a) Surface streamline - TSR 4



(b) Surface streamline - TSR 5



(c) Surface streamline - TSR 6

(d) Surface streamline - TSR 7

(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

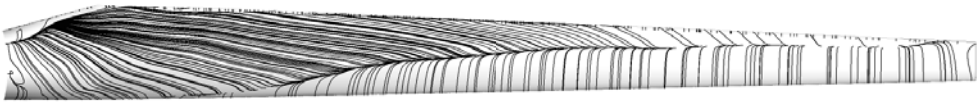
(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

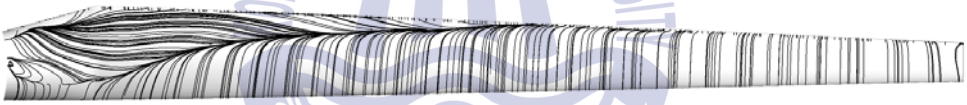
Fig. 3.19 Surface streamline with TSR at velocity of 1.8m/s

Collection @ kmou

(a) Surface streamline - TSR 4

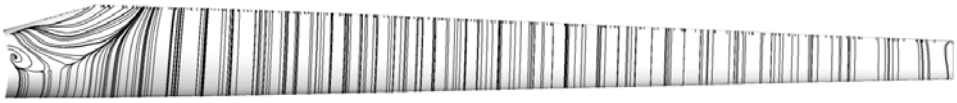


(b) Surface streamline - TSR 5



(c) Surface streamline - TSR 6

(d) Surface streamline - TSR 7



(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

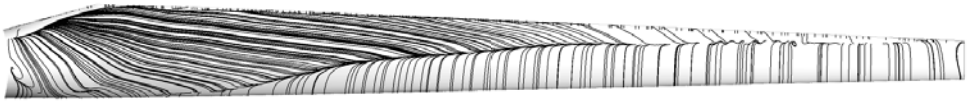
(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

Fig. 3.20 Surface streamline with TSR at velocity of 2.0m/s

Collection @ kmou

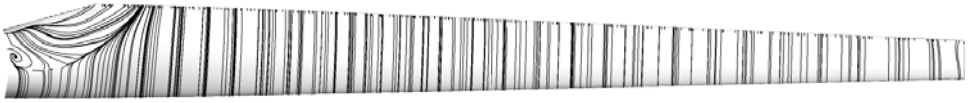
(a) Surface streamline - TSR 4



(b) Surface streamline - TSR 5

(c) Surface streamline - TSR 6

(d) Surface streamline - TSR 7



(e) Surface streamline - TSR 8

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 9

(g) Surface streamline - TSR 10

Fig. 3.21 Surface streamline with TSR at velocity of 2.5m/s

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Collection @ kmou

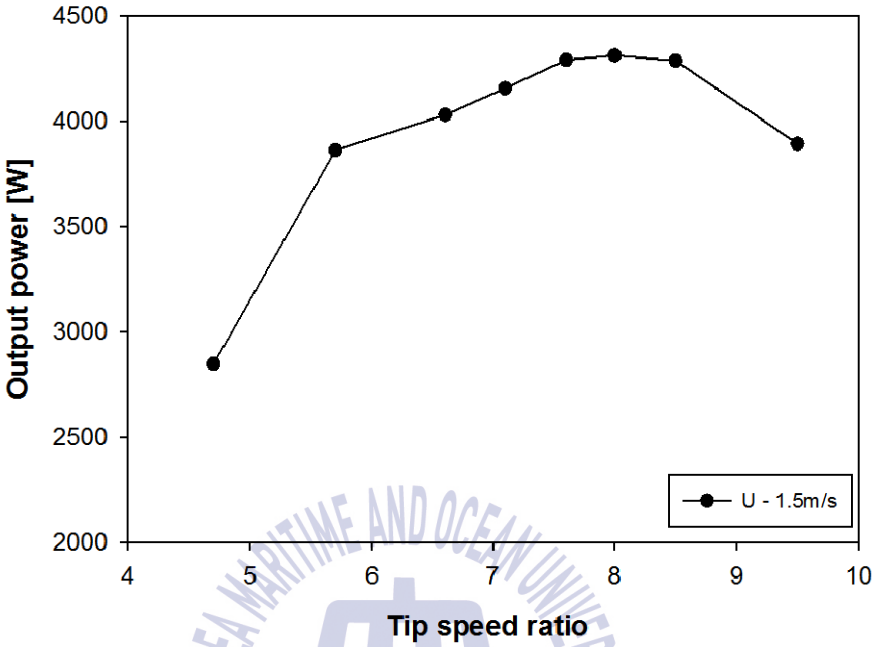


Fig. 3.22 Power curve at velocity of 1.5m/s

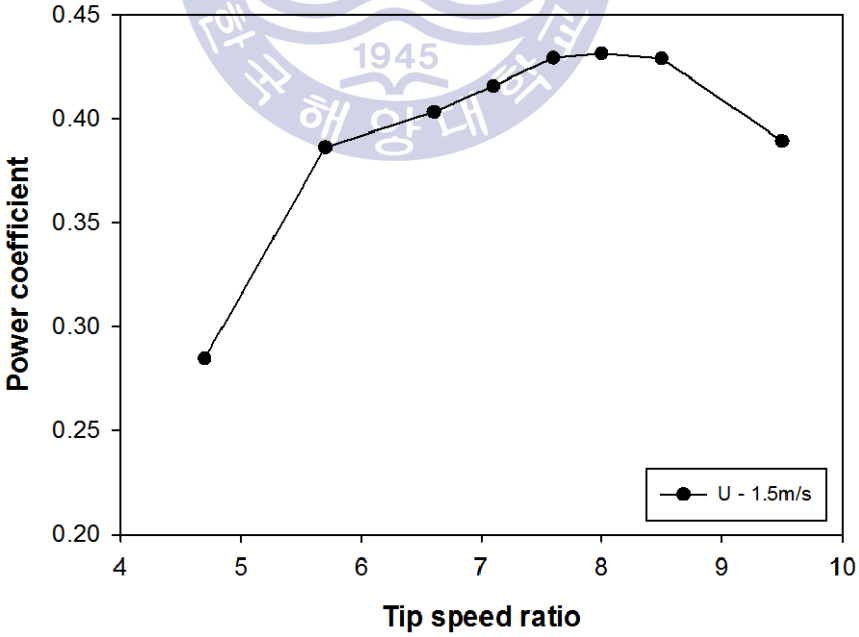


Fig. 3.23 Power coefficient at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

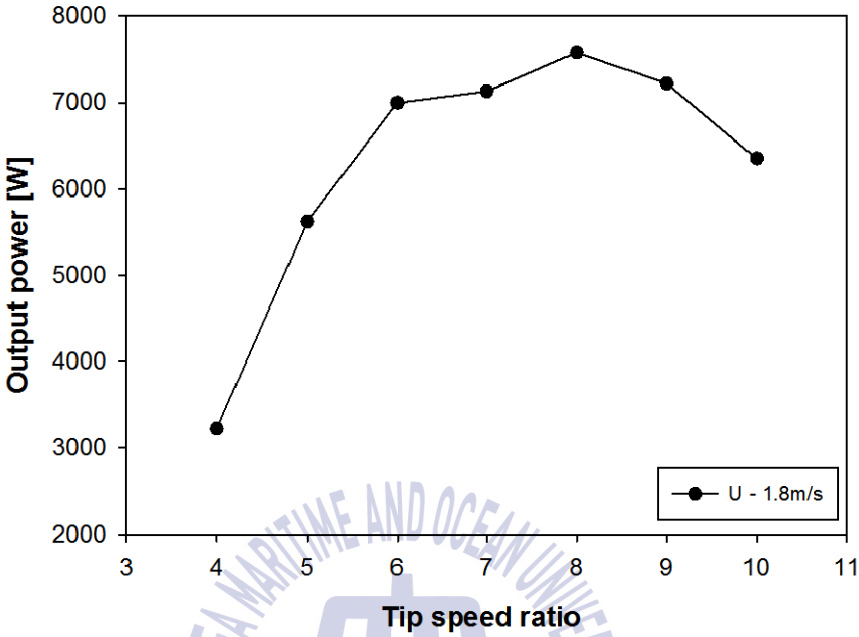


Fig. 3.24 Power curve at velocity of 1.8m/s

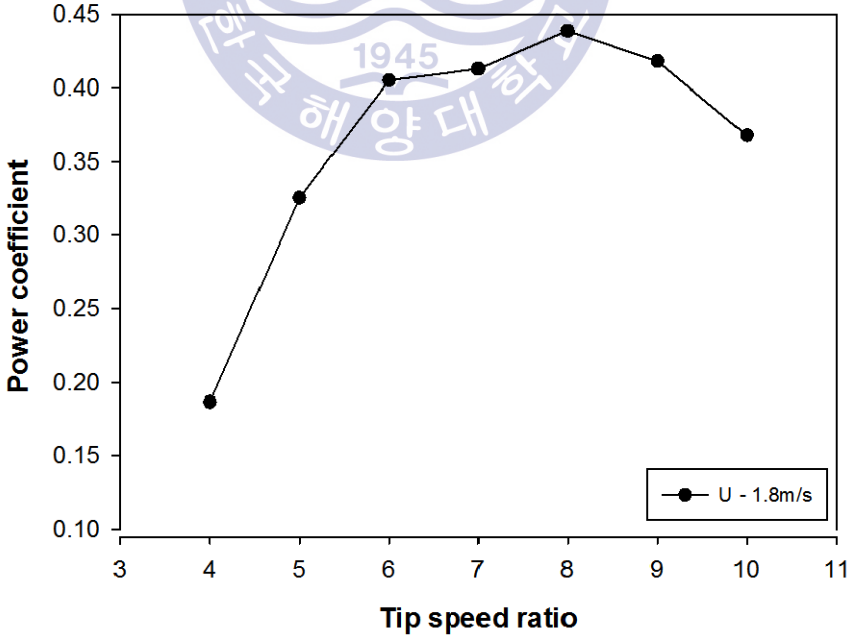


Fig. 3.25 Power coefficient at velocity of 1.8m/s

Collection @ kmou

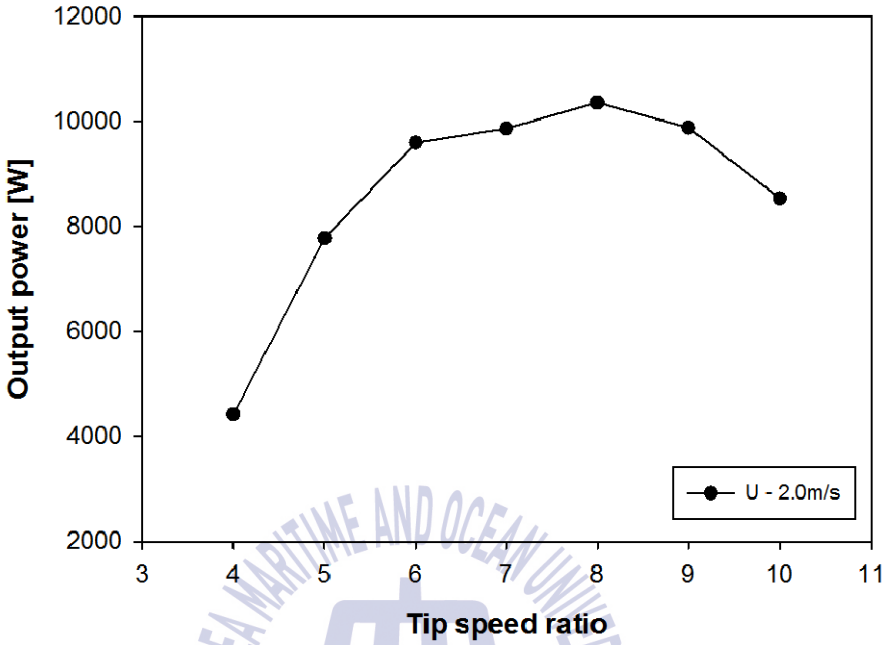


Fig. 3.26 Power curve at velocity of 2.0m/s

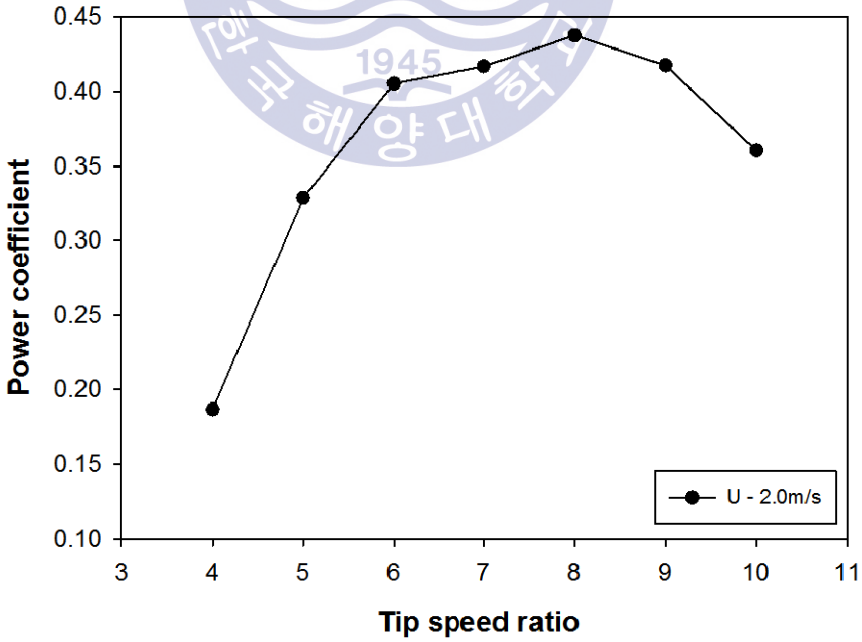


Fig. 3.27 Power coefficient at velocity of 2.0m/s

Collection @ kmou

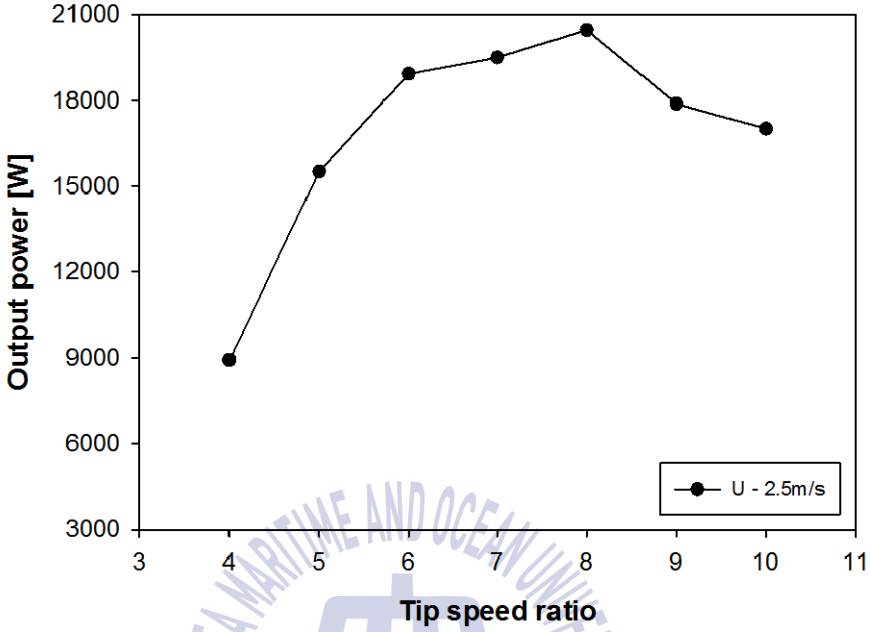


Fig. 3.28 Power curve at velocity of 2.5m/s

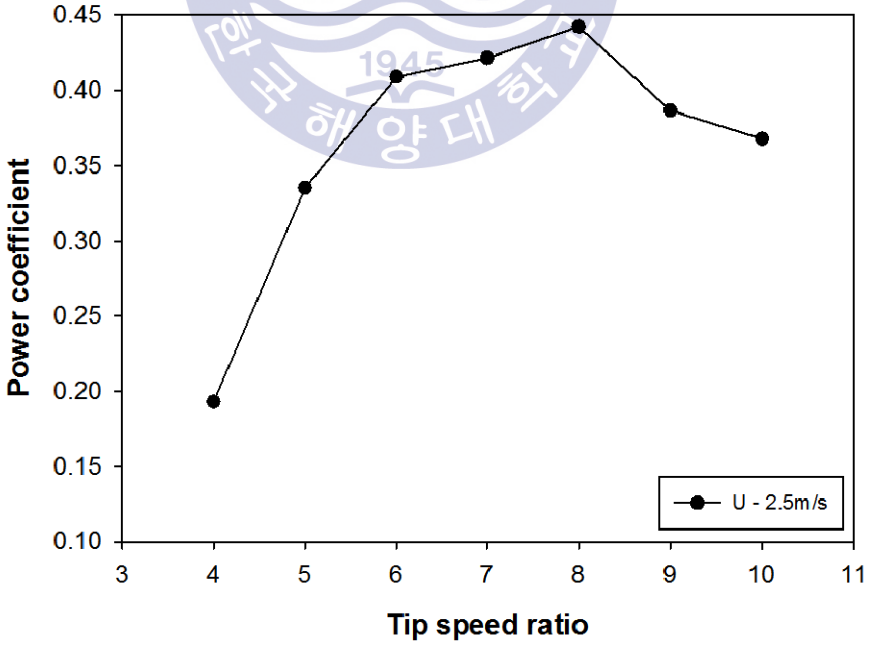


Fig. 3.29 Power coefficient at velocity of 2.5m/s

Collection @ kmou

제 4 장 디퓨저 설계 및 반응표면법을 이용한 형상 최적화

4.1 디퓨저 기본설계

본 논문에서는 조류터빈의 출력을 향상시키기 위하여 디퓨저를 설계하여 적용 하였다. 조류 터빈은 같은 출력을 기준으로 조류 유속에 의해 터빈의 직경이 정해지며, 조류 터빈은 바다에서 하는 발전장치이기 때문에 설치 및 제작 단가가 매우 높다. 그렇기에 한 개의 터빈에서 출력을 향상시키기 위한 많은 연구가 진행되고 있으며, 그 중에서 풍력발전에서 이용되고 있는 디퓨저를 활용한 연구에 대해 해외 논문이 많이 나와 있다. Sun, et al. (2012)는 디퓨저를 활용하여 터빈의 효율을 0.88까지 향상시킨 것을 확인할 수 있었으며, Shi, et al.(2015)는 0.7의 효율을 얻었다. 본 논문에서는 Ohya, et al. (2012)의 논문에서 사용된 풍력터빈에서 사용된 디퓨저의 설계 변수를 참조하여 3개의 형상에 대해 기본 설계를 진행 하였다. Table 4.1은 참조한 디퓨저 설계에 사용된 변수값을 보여 주고 있으며, Fig. 4.1는 디퓨저의 변수에 의한 형상을 보여 주고 있다.

Table 4.1 Detailed information of parameter (Ohya, et al. 2012)

Experimental model	Long style	Compact style
Type of the blade	NACA blade	MEL blade
Diameter of throat D	600 mm	1020 mm
Diameter of hub D_h	0.22 D	0.13 D
Diffuser length L	1.25 D	0.137 D
Inlet length + diffuser length L_t	1.5 D	0.225 D
Height of flange h	0.5 D	0.1 D
Tip clearance s	10 mm	10 mm
Semi-open angle θ	12°	12°
Reynolds number, Re, based on D	2.2×10^5	5.5×10^5
Experimental velocity U_0	6 m/s	8 m/s

Collection @ kmou

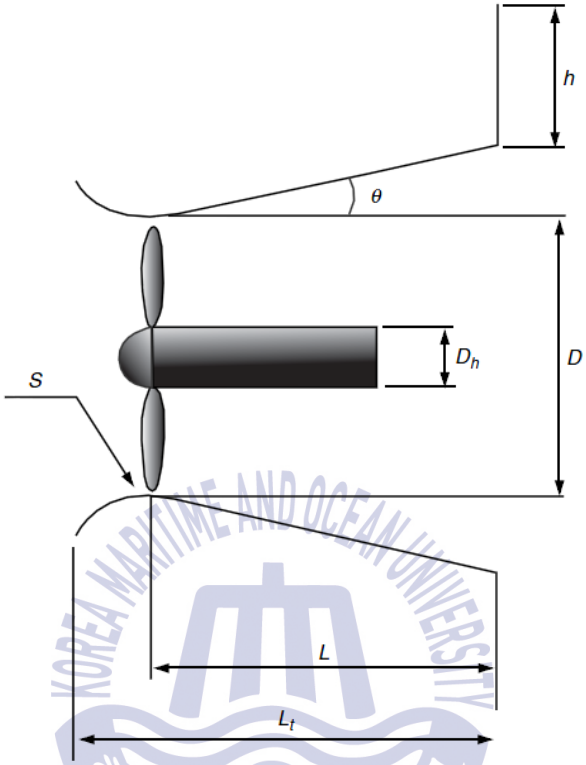


Fig. 4.1 Parameters for diffuser (Ohya, et al. 2012)

논문에 사용된 디퓨저는 4개의 변수를 이용하여 설계를 하였으며, 4개의 변수는 디퓨저의 곡률, 디퓨저의 축소부 길이와 확대부 길이, 그리고 플랜지의 길이이며, 각 변수에 변형을 주었으며, 이때 D는 터빈의 직경을 기준으로 하여 설계를 하였다. 첫 번째 CFD 해석은 디퓨저의 크기를 최소화하기 위하여 디퓨저의 형상에 대하여 해석을 진행 하였다. Fig. 4.2은 기본 설계된 디퓨저 Type1의 설계 2D도면과 3D 형상을 보여 주고 있으며, 설계 변수값은 Table 4.2과 같다. Fig. 4.3는 디퓨저의 또 다른 형상인 Type2의 형상에 대한 설계 2D도면과 3D 형상을 보여 주고 있으며, 설계 변수값은 Table 4.3과 같다. Fig. 4.4는 Type3에 대한 2D 도면과 3D 형상을 보여 주고 있으며, 설계 변수 값은 Table 4.4에 나타내었다.

Collection @ kmou

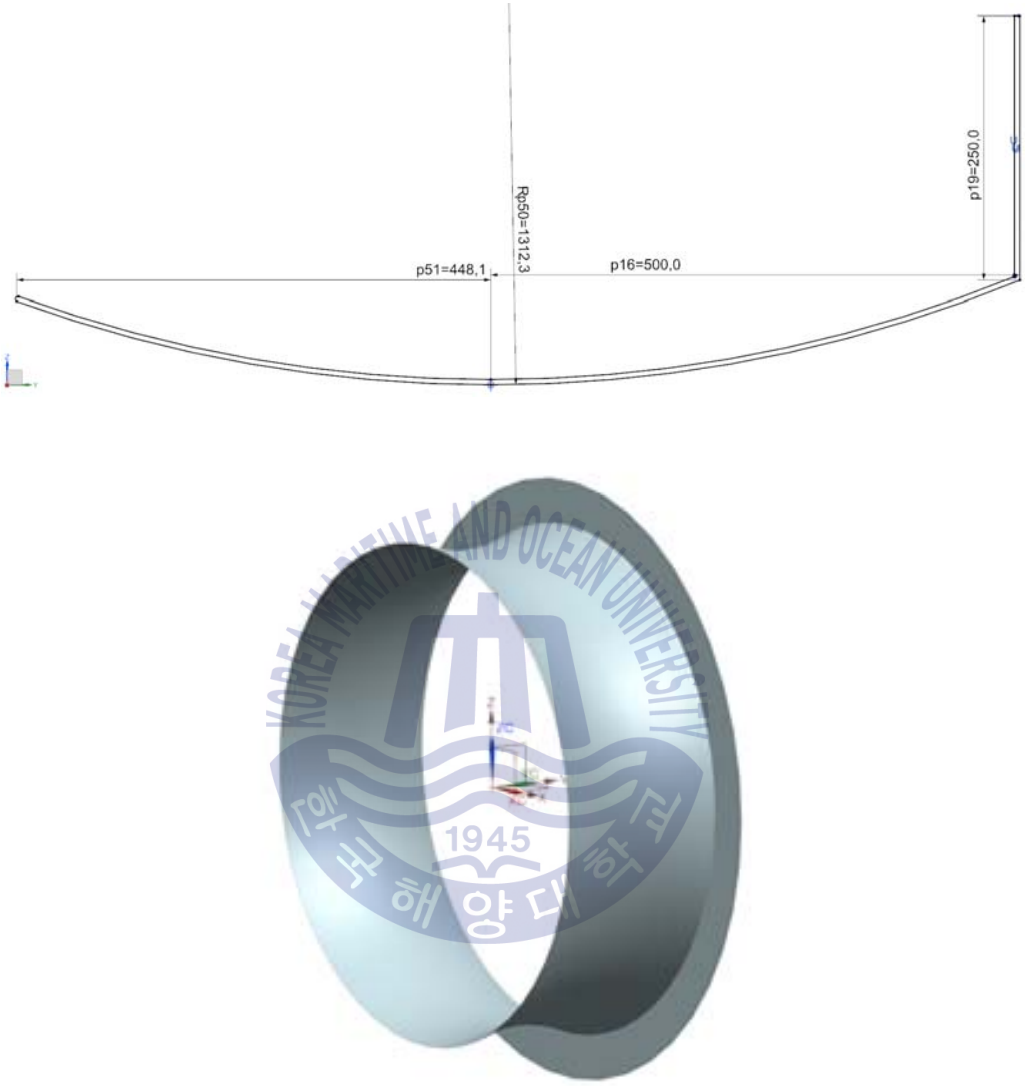


Fig. 4.2 Parameters and 3D modeling of Type1 diffuser

Table 4.2 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type1

Diffuser curvature R	0.52D
Diffuser length L	0.38D
Height of flange h	0.1D
Tip clearance	10 mm

Collection @ kmou

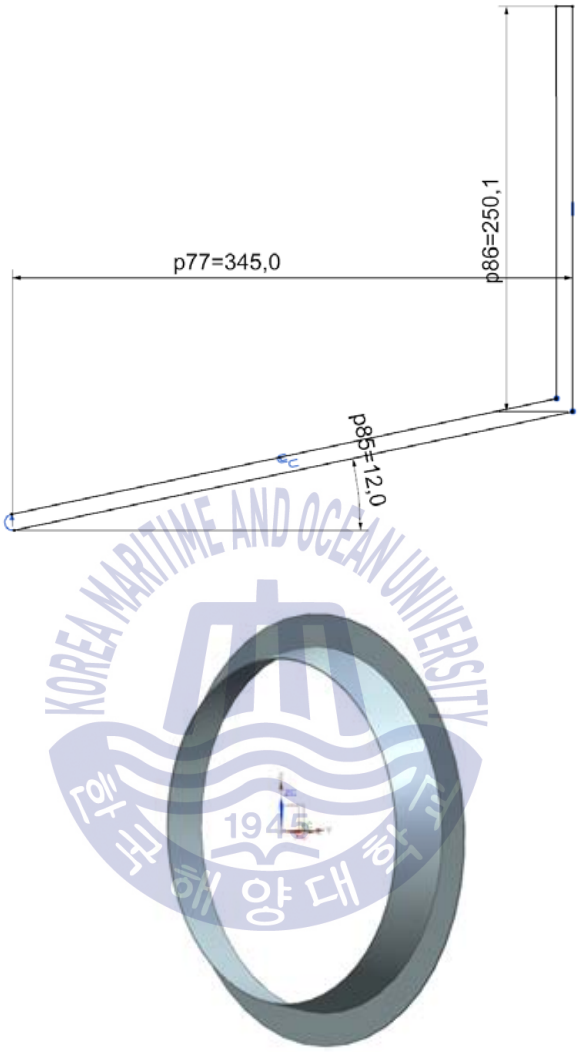


Fig. 4.3 Parameters and 3D modeling of Type2 diffuser

Table 4.3 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type2

Semi open angle θ	12°
Diffuser length L	0.14D
Height of flange h	0.1D
Tip clearance	10 mm

Collection @ kmou

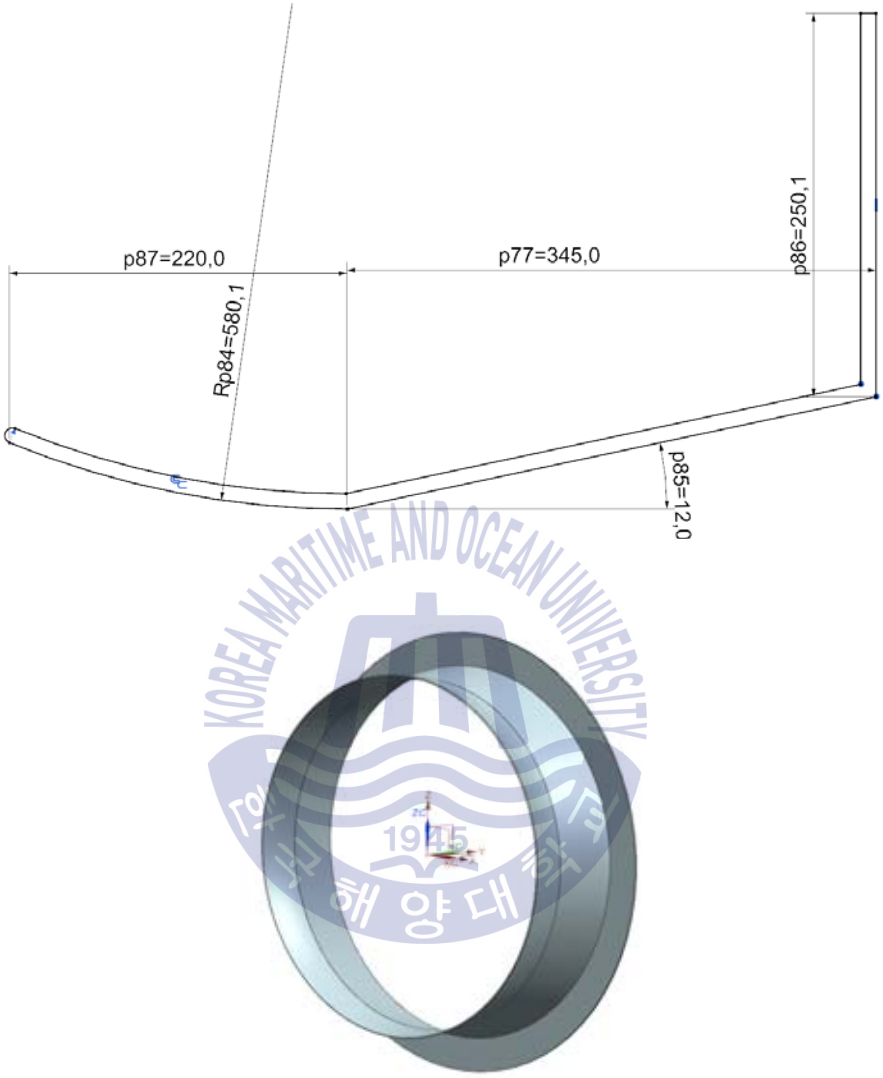


Fig. 4.4 Parameters and 3D modeling of Type3 diffuser

Table 4.4 Specifications of flange-diffuser shroud condition for Type3

Semi open angle θ	12°
Diffuser length L	0.22D
Height of flange h	0.1D
Diffuser curvature R	0.23D
Tip clearance	10 mm

Collection @ kmou

4.2 디퓨저 기본설계에 대한 CFD 성능해석

4.2.1 격자생성 및 CFD 경계조건

3개의 디퓨저 형상에 대하여 조류터빈 성능에 영향을 미치는 유속이 얼마나 증가하는가에 대한 해석을 진행하기 위하여 CFD를 통하여 디퓨저의 성능해석을 진행 하였다.

계산격자에 사용된 격자는 Tetra-hedral, prism을 사용하였으며, 격자의 개수의 node의 수는 약 173만개이며, Workbench mesh을 사용하여 생성하였다. 유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유체는 물을 사용하였으며, 해석에 대한 자세한 조건 및 옵션은 Table 4.5에 나타내었다. Fig. 4.5은 CFD해석을 위한 전체 유동장 격자와 디퓨저의 계산격자를 보여주고 있다. 외부 유동장은 디퓨저 크기의 입구 방향은 3배, 위쪽방향으로 5배, 출구 방향으로 7배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과의 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. Fig. 4.6은 ANSYS CFX 유동계산을 위한 도메인을 보여주고 있다.

Table 4.5 Detailed boundary condition used for diffuser calculation

Computational mesh node	1,739,890
Mesh type	Tetra-hedral, prism
Simulation type	steady state
Turbulence type	K-Epsilon
Fluid	water of 1 phase
inlet	Velocity / 1.5 m/s
outer wall	Opening / 0 Pa
outlet	Average static pressure / 0 Pa
Workbench mesh & ANSYS CFX ver. 13	

Collection @ kmou

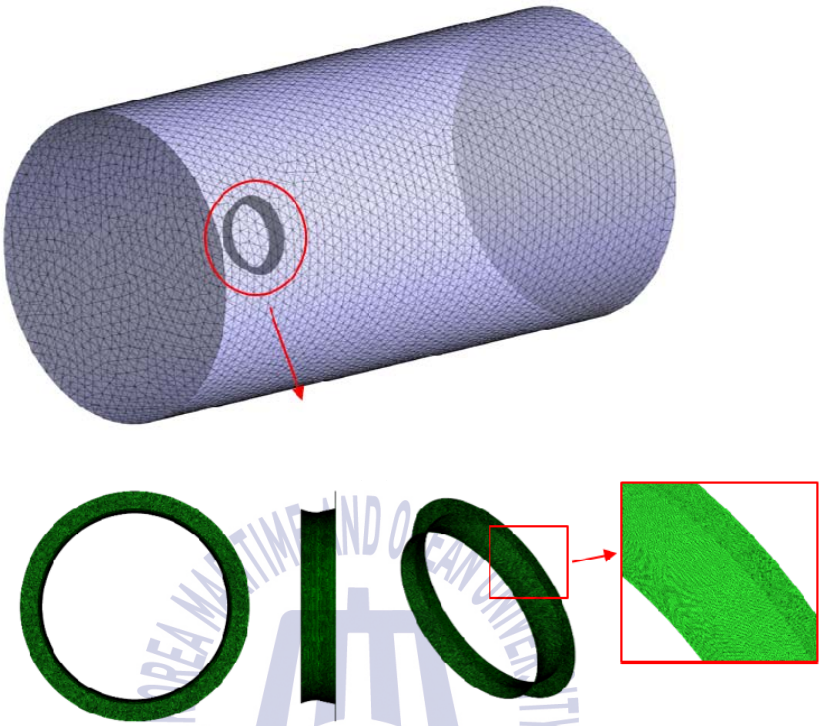


Fig. 4.5 Computational mesh of domain and diffuser

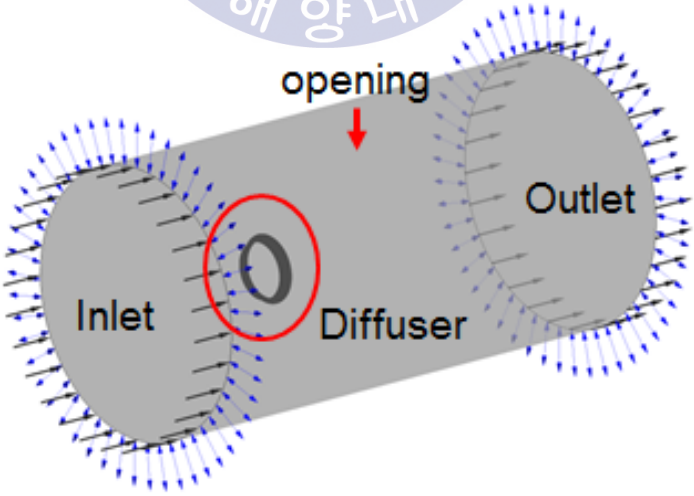


Fig. 4.6 Boundary condition for CFD analysis

Collection @ kmou

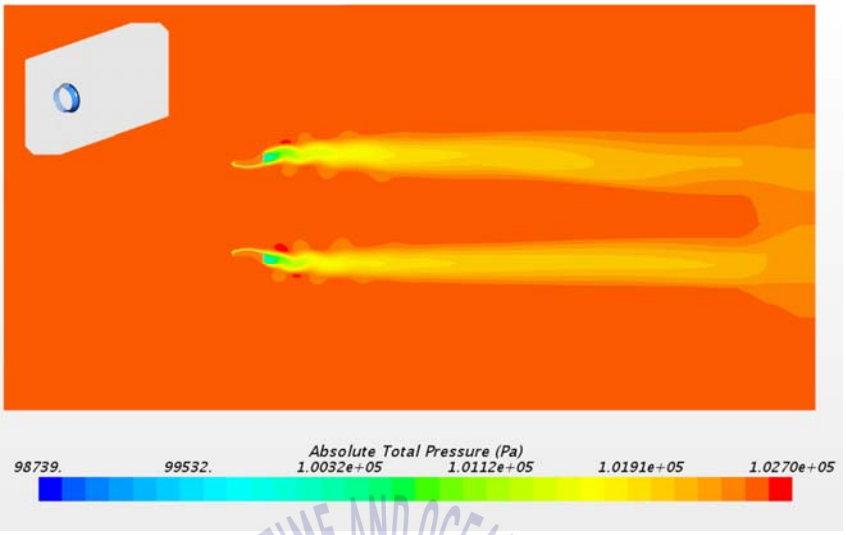
4.2.2 내부 유동장 분석결과

Fig. 4.7은 Type1에 대한 디퓨저 유동 해석 결과로써 유입 방향의 수평방향에 대한 단면과 디퓨저 표면의 압력 분포도를 보여주고 있다. 디퓨저 플랜지의 후단에서 압력 저하가 일어나는 것을 확인할 수 있었으며, 디퓨저의 표면 압력을 보면 유속이 증가하는 안쪽 면에는 압력이 낮아지고 플랜지 부분에는 압력이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 4.8는 유입방향의 수평방향 단면과 터빈이 위치하는 수직단면의 전체단면과 블레이드의 출력에 가장 영향을 미치는 블레이드의 70~90% 구간단면의 속도 분포도를 보이고 있다. 디퓨저 안쪽에서 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있었으며, 유속 증가는 입구 유속인 1.5m/s에 비해 약 1.5배 증가한 2.3m/s의 속도를 보여주고 있다.

Fig. 4.9은 Type2에 대한 디퓨져의 유동해석 결과이다. Type1과 마찬가지로 유입방향의 수평방향의 압력분포도 와 다퓨저 표면의 압력 분포도를 보여 주고 있다. 동일하게 디퓨저의 후단에서 압력 저하가 일어나는 것을 확인할 수 있었으며, Fig. 4.10는 유입방향의 수평방향 단면과 터빈이 위치하는 수직단면의 전체단면과 블레이드의 출력에 가장 영향을 미치는 블레이드의 70~90% 구간단면의 속도 분포도를 보이고 있다. 디퓨저 안쪽에서 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있었으며, 유속 증가는 입구 유속인 1.5m/s에 비해 약 1.1배 증가한 1.7m/s의 속도를 보여 주고 있다.

Fig. 4.11은 Type3에 대한 디퓨져의 유동해석 결과이다. 선행한 두 타입과 마찬가지로 유입방향의 수평방향의 압력분포도와 다퓨저 표면의 압력 분포도를 보여 주고 있다. 동일하게 디퓨저의 후단에서 압력저하가 일어나는 것을 확인할 수 있었으며, Fig. 4.12는 유입방향의 수평방향 단면과 터빈이 위치하는 수직단면의 전체단면과 블레이드의 출력에 가장 영향을 미치는 블레이드의 70~90% 구간단면의 속도 분포도를 보이고 있다. 디퓨저 안쪽에서 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있었으며, 유속 증가는 입구 유속인 1.5m/s에 비해 약 1.3배 증가한 2.0m/s의 속도를 보여 주고 있다.

Collection @ kmou



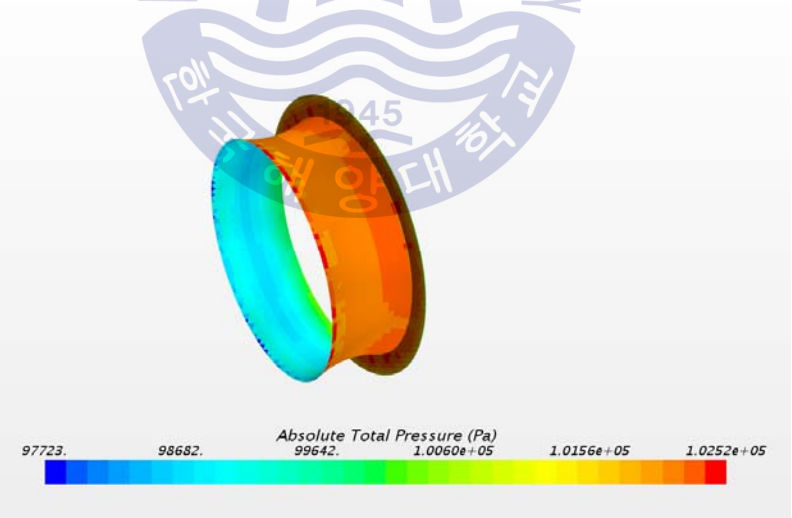
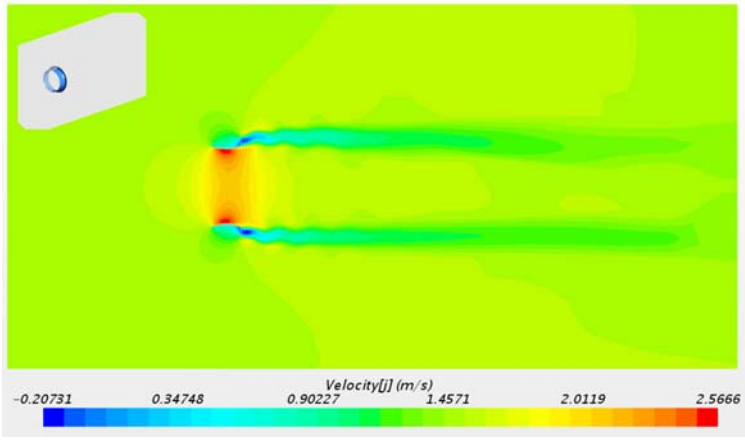
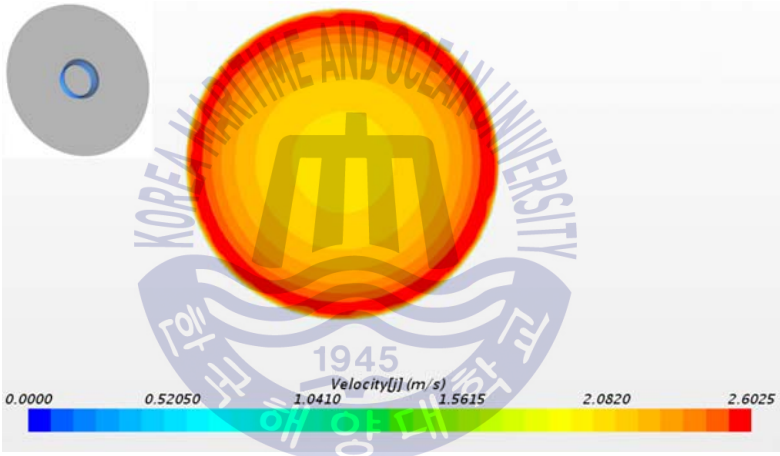


Fig. 4.7 Pressure contour from Type1 diffuser

Collection @ kmou





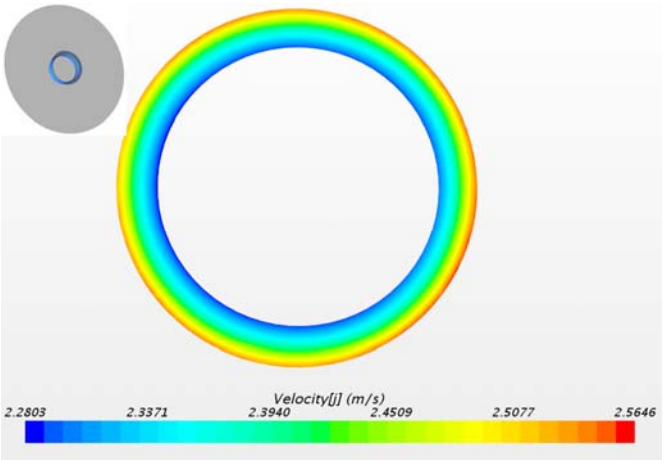
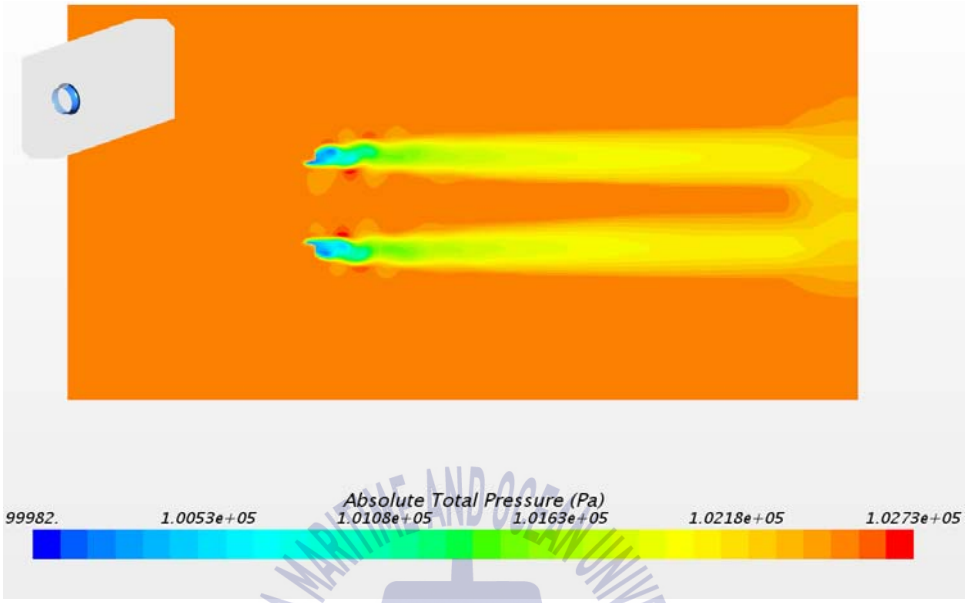


Fig. 4.8 Velocity contour from Type1 diffuser

Collection @ kmou



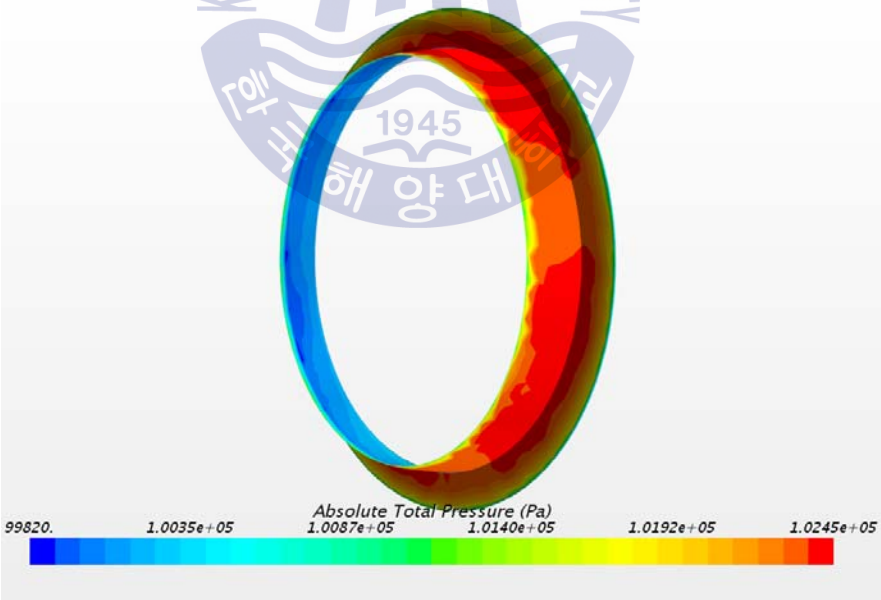


Fig. 4.9 Pressure contour from Type2 diffuser

Collection @ kmou

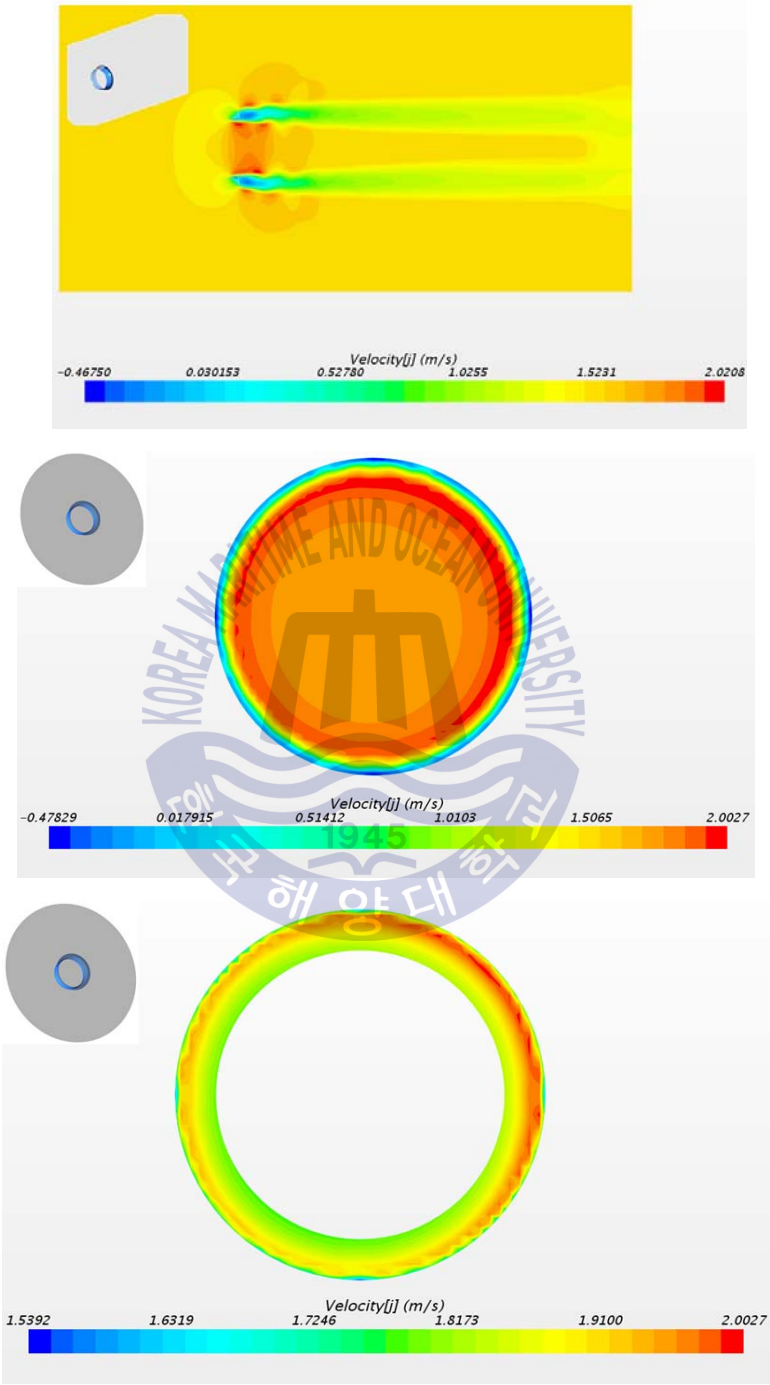
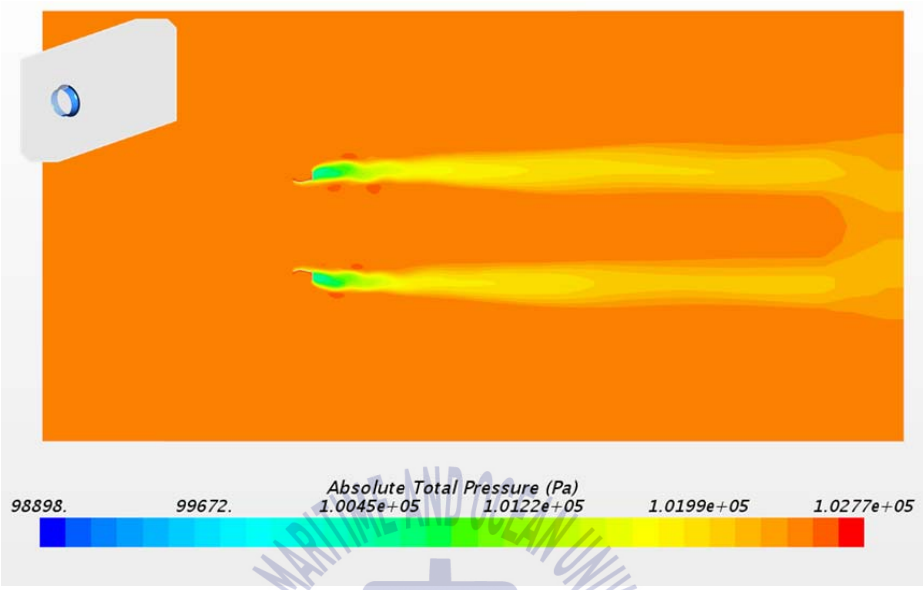


Fig. 4.10 Velocity contour from Type2 diffuser

Collection @ kmou



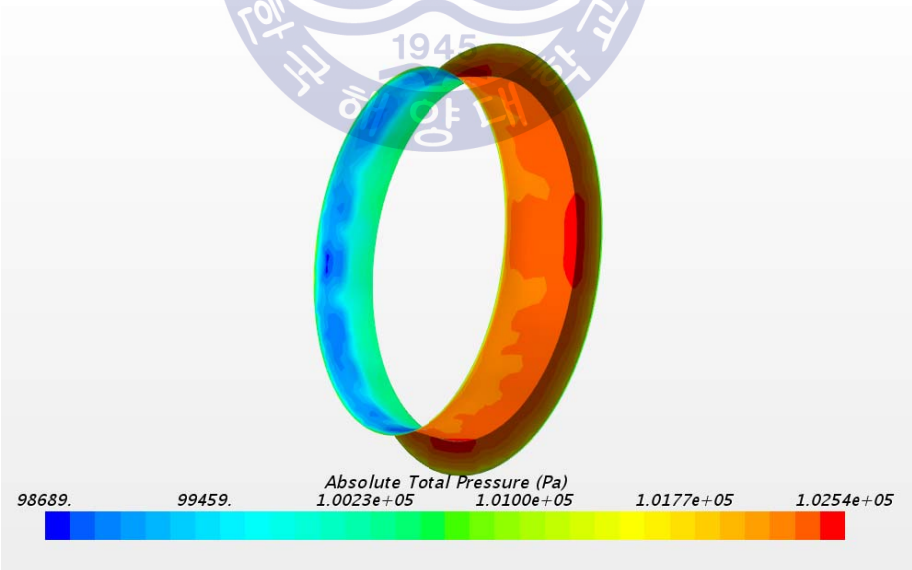
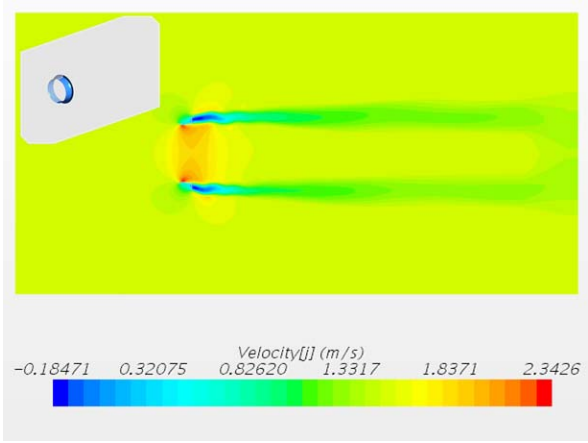
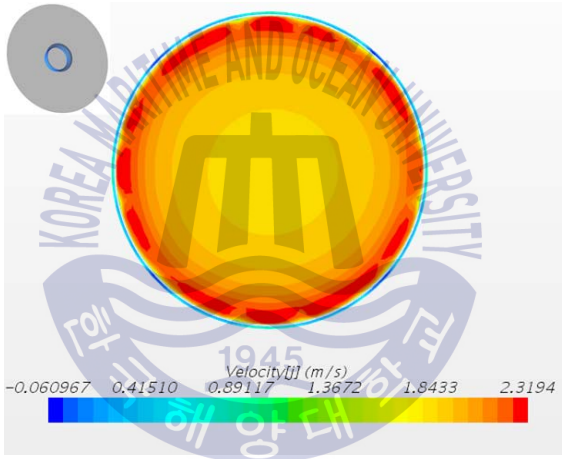


Fig. 4.11 Pressure contour from Type3 diffuser

Collection @ kmou





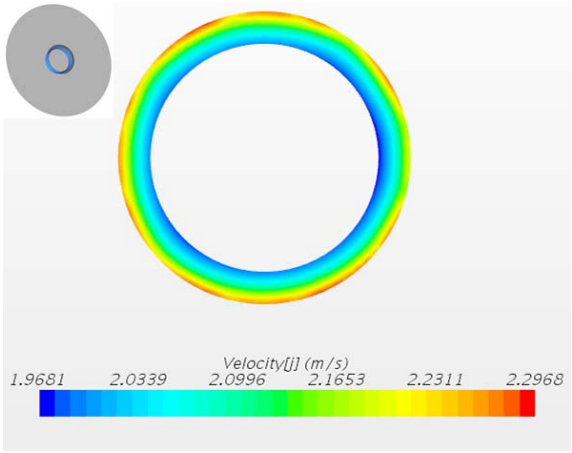


Fig. 4.12 Velocity contour from Type3 diffuser

Collection @ kmou

Fig. 4.13는 Type1~3에 대한 CFD 해석결과로써 유입방향의 전체 수직 단면의 평균 유속과 블레이드 기준 70~90% 단면에 대한 평균 유속 그래프이다. Type1에서 가장 높은 유속이 2.3m/s 유속을 보여 주고 있으며, 이때 70~90% 단면의 유속은 2.4m/s 의 유속을 보여 주었다. Type2의 경우 디퓨저 전단형상에 노즐부 형상이 없기 때문에 가장 낮은 유속 증가를 보였다. 본 해석을 통하여 최종적으로 사용될 디퓨저의 형상은 유속 증가가 가장 높은 Type1을 선택 하였으며, 반응표면법을 사용하여 Type1 형상의 최적화를 진행 하였다.

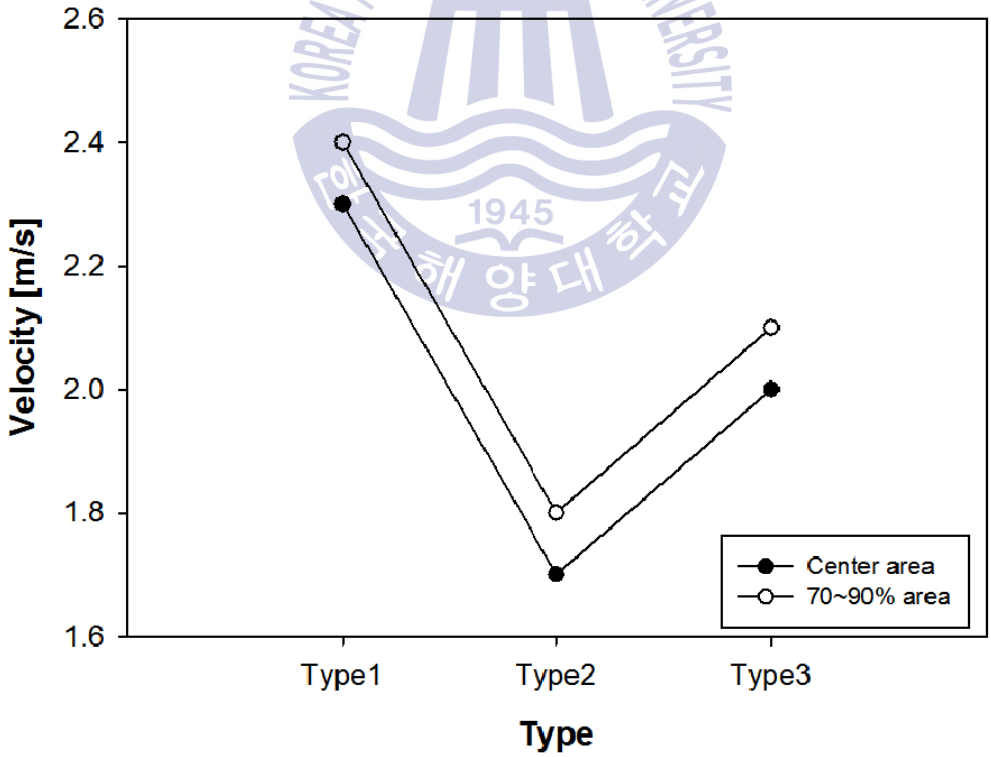


Fig. 4.13 Velocity with types

Collection @ kmou

4.3 반응표면법을 활용한 디퓨저의 형상 최적화

4.3.1 반응표면법

Fig. 4.14는 반응표면법의 순서도로 상용프로그램인 ANSYS Workbench의 반응표면법을 활용하여 Type1 형상의 디퓨저 최적화를 진행 하였다. 최적화를 하기 위해선 변경할 설계요소를 선택하여 모델링을 한 후에 격자를 생성하고 CFD 해석을 진행하여야 한다. 그리고 계산결과 값에서 도출할 표면을 지정하고, 반응표면 최적화을 진행하여 지정한 표면의 최적점에 도달할 수 있게 설계요소를 변경하여 반복적인 계산을 수행하는 방식이다.

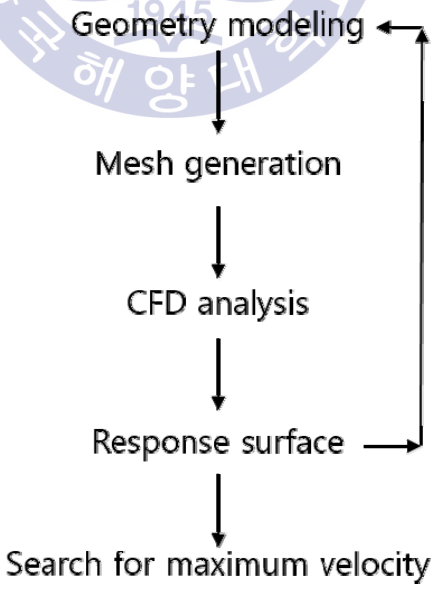


Fig. 4.14 Flow chart of goal driven response surface optimization

Collection @ kmou

4.3.2 설계 요소 선정 및 CFD 경계조건

Fig. 4.15은 2D 모델링을 보여주고 있으며, 모델링을 위한 4가지 변수를 보여주고 있다. 그 중에서 빨간 원으로 표시된 부분이 설계변수이며, 설계변수는 디퓨저 길이를 결정하는 축소부와 확대부인 L58, V36와, 플랜지의 높이를 정하는 L63, 디퓨저의 곡률을 결정하는 R59를 변수로 잡아 모델링을 하였으며, 디퓨저의 두께는 10mm로 고정하였으며, 디퓨저의 크기는 조류터빈의 직경(D)을 기준으로 하여 무차원 수로 나타내었다. 기본 설계 변수의 값은 Table 4.6과 같다.

Fig. 4.16은 설계요소를 반영한 3D 모델링을 보여주고 있으며, 모델링은 계산속도를 위하여 10° 만 형성을 하였다.

Fig. 4.17은 계산격자에 사용된 격자를 보여주고 있으며, 격자는 Tetra-hedral, prism을 사용하였으며, 격자의 개수의 node의 수는 약 88만개이며, Workbench mesh을 사용하여 생성하였다. 유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유체는 물을 사용하였으며, 해석에 대한 자세한 조건 및 옵션은 Table 4.7에 나타내었다. Fig. 4.18은 ANSYSY CFX해석을 위한 경계조건을 보여주고 있으며, 외부 유동장은 디퓨저 크기의 입구 방향은 3배, 위쪽방향으로 5배, 출구 방향으로 7배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과의 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 또한 10° 만 형성하였기 때문에 양옆에 대칭 조건을 부여하여 계산을 수행 하였다.

Collection @ kmou

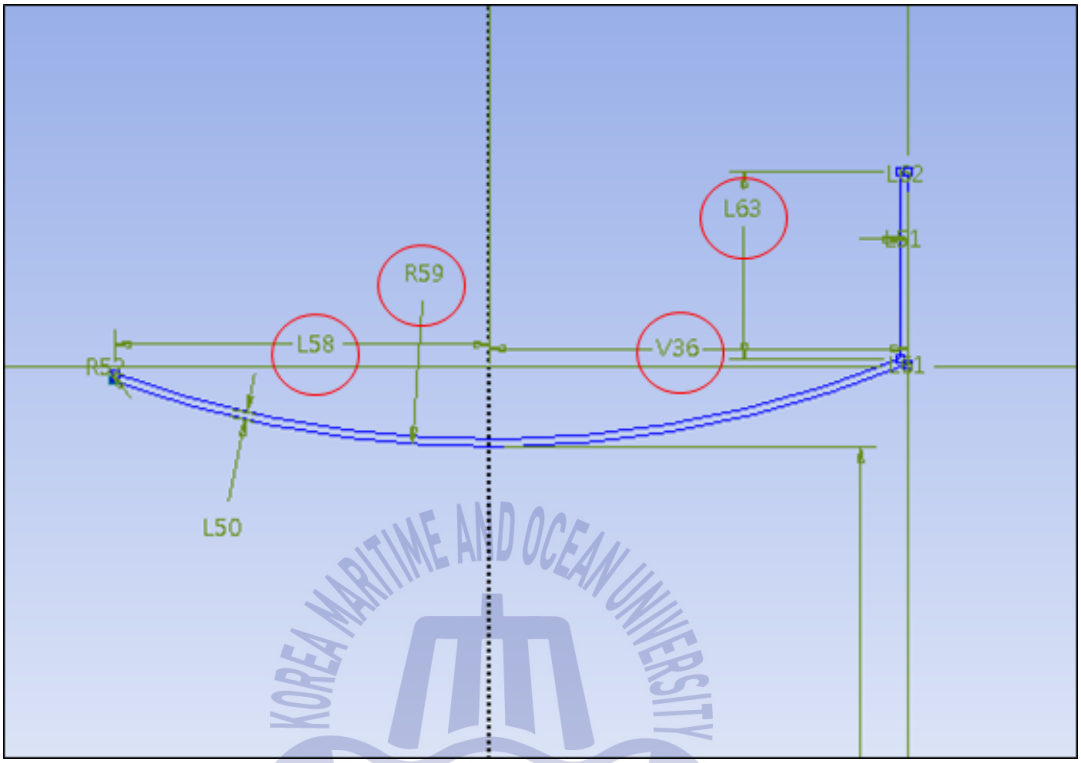


Fig. 4.15 Design parameter

Table 4.6 Design variable

Design variable	Dimensionless number value
L58	0.178D
V36	0.199D
L63	0.09D
R59	0.522D

Collection @ kmou

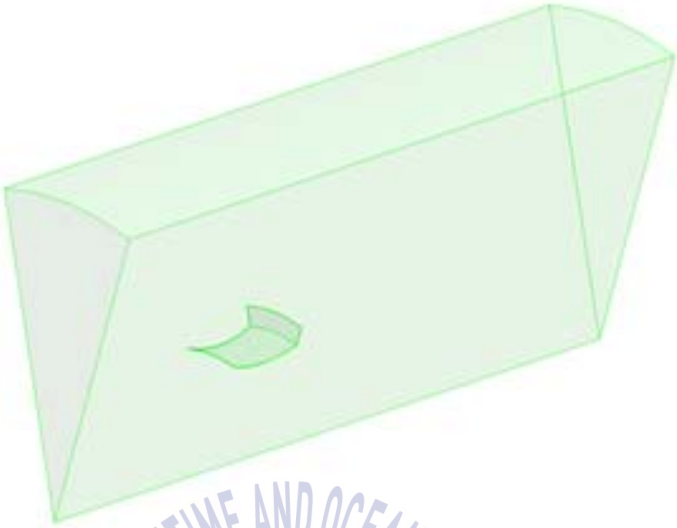
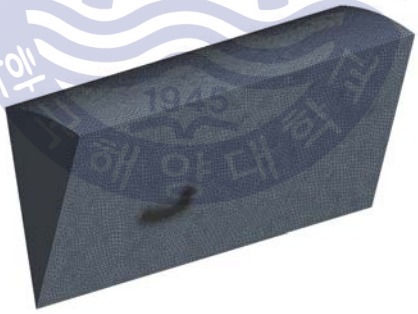


Fig. 4.16 3D modeling of diffuser



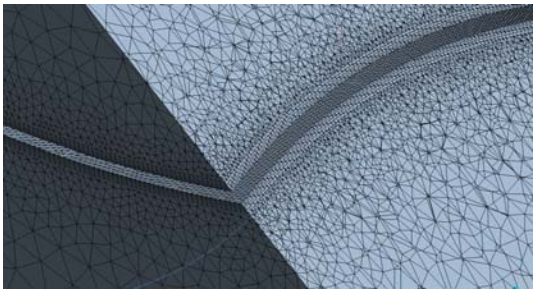


Fig. 4.17 Mesh of diffuser

Collection @ kmou

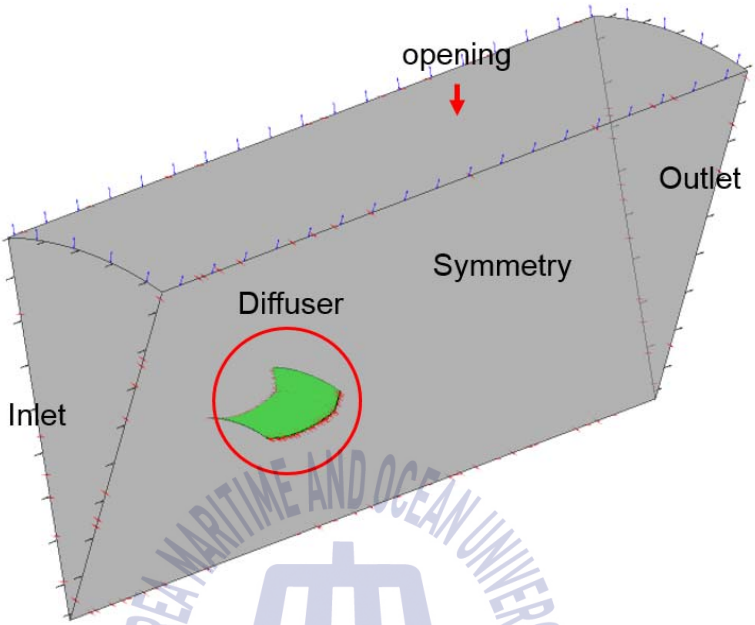


Fig. 4.18 Boundary condition for CFD analysis

Table 4.7 Detailed boundary condition used for diffuser optimization

Computational mesh node	890,000
Mesh type	Tetra-hedral, prism
Simulation type	Steady state
Turbulence type	K-Epsilon
Fluid	Water of 1 phase
Inlet	Velocity / 1.5 m/s
Outer wall	Opening / 0 Pa
Outlet	Average static pressure / 0 Pa
Workbnech mesh & ANSYS CFX ver. 13	

Collection @ kmou

4.3.3 내부 유동장 분석결과 및 반응표면 설정

Fig. 4.19은 디퓨저의 반응표면법을 적용하기 위하여 설계된 디퓨져의 해석결과를 보여주고 있으며, 총 2개의 표면을 생성하였으며, 1번은 터빈이 위치하는 곳의 단면에 유속 분포도를 보여주고 있으며, 2번은 디퓨저를 통과한 후에 압력 분포도를 보여주고 있다. 1번과 2번은 반응표면법에서 도출할 값으로 설정하였으며, 1번 표면의 최고 유속과 2번 표면의 최소 압력값을 도출할 수 있게 설정을 하여 계산을 진행 하였다. 기본 설계에서 나온 최대 유속은 2.215m/s 이며, 압력 값은 -209Pa 이다.

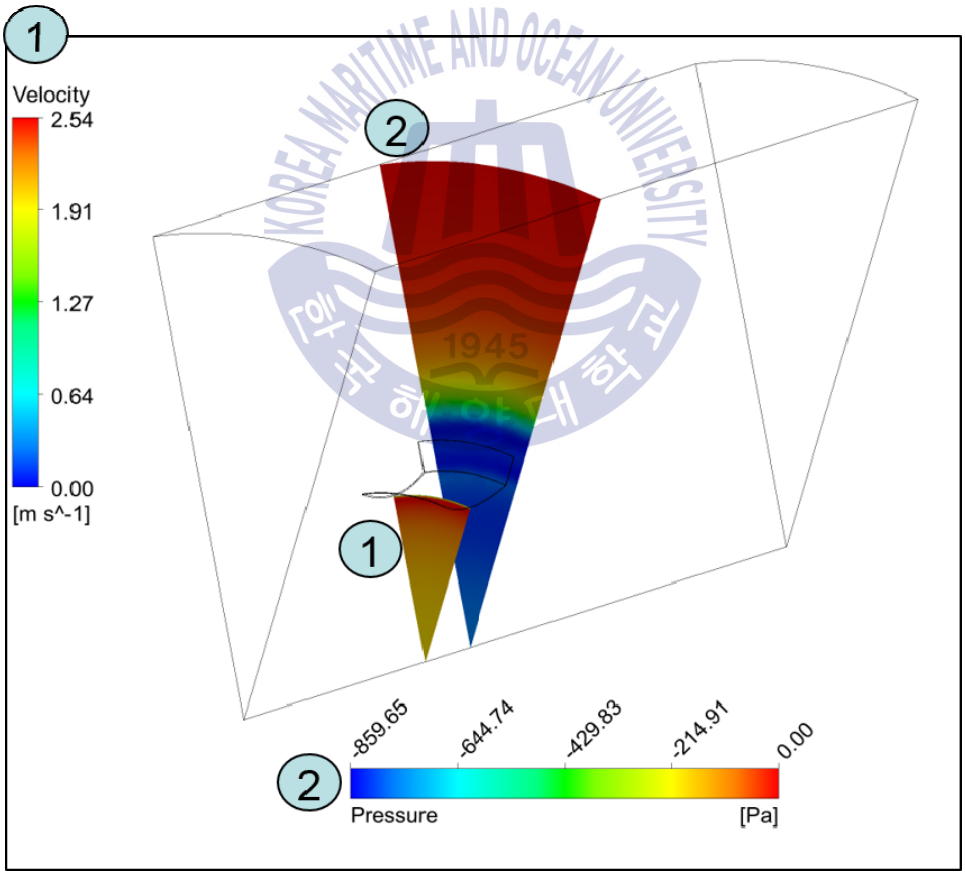


Fig. 4.19 Setup of response surface

Collection @ kmou

4.3.4 반응표면법 해석결과

Table 4.8은 디퓨저의 최적화를 위하여 4개의 변수에 대한 설계 점을 보여주고 있으며, 총 25개의 설계 지점을 보여 주고 있다. 설계 지점의 설정은 프로그램에서 Auto로 설정하는 방법이 있으며, 사용자가 임의로 설정하는 방법이 있다. 본 논문에서는 플랜지의 높이와 디퓨저 확대부 길이에 대하여 임의로 설정을 진행 하였으며, 디퓨저 축소부의 길이와 곡률에 대하여는 auto로 설정을 하여 4개의 변수의 범위에 대하여 25개의 해석 케이스를 설정하였다.

Table 4.9는 25개 케이스에 대한 CFD 해석 결과값을 보여주고 있으며, 이결과를 바탕으로 반응표면법을 진행하여 최적화를 진행하게 된다. 반응표면에 대한 샘플링은 1000개를 사용하여 계산을 진행하였으며, 총 25개의 사이값에 대한 해석이 진행 되었다.

Fig. 4.20은 결과 값에 미치는 민감도를 보여주는 그래프로 민감도를 확인 함으로써 추후에 변경을 위하여 어떤 요소를 변경하여야 하는 지를 쉽게 알 수 있다. 본 논문에서는 유속에 가장 영향을 미치는 요소는 디퓨저의 확대부, 축소부, 플랜지 높이, 곡률 순이며, 압력강하에 영향을 미치는 순서는 플랜지의 높이, 확대부, 축소부, 곡률 순이다. 하지만 플랜지의 영향에 비해 다른 요소들은 영향에 큰 영향을 주지는 않는 것으로 보이며, 부유식 조류터빈이기 때문에 디퓨저의 전체 추력에 대한 해석도 진행을 하였으며 추력은 플랜지 높이가 영향을 가장 많이 미치는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 본 연구에서는 디퓨저의 타입이 부유식이기 때문에 크기의 제한을 받는다. 하여 기본설계에서 많이 벗어나는 사이즈에 대하여는 최적화를 진행하지 않았으며, 크기의 제한을 두는 최적화를 진행 하였다.

Collection @ kmou

Table 4.8 Design points

	A	B	C	D	E
1	Name	P10 - Radius (m)	P11 - frontdistance (m)	P12 - reardistance (m)	P13 - flagnehight (m)
2	8	1.4272	0.48559	0.55	0.1
3	10	1.3267	0.4514	0.44437	0.15916
4	11	1.5277	0.4514	0.44437	0.15916
5	12	1.3267	0.51979	0.44437	0.15916
6	13	1.5277	0.51979	0.44437	0.15916
7	14	1.3267	0.4514	0.65563	0.15916
8	15	1.5277	0.4514	0.65563	0.15916
9	16	1.3267	0.51979	0.65563	0.15916
10	17	1.5277	0.51979	0.65563	0.15916
11	1	1.4272	0.48559	0.55	0.3
12	2	1.2845	0.48559	0.55	0.3
13	3	1.5699	0.48559	0.55	0.3
14	4	1.4272	0.43703	0.55	0.3
15	5	1.4272	0.53415	0.55	0.3
16	6	1.4272	0.48559	0.4	0.3
17	7	1.4272	0.48559	0.7	0.3
18	18	1.3267	0.4514	0.44437	0.44084
19	19	1.5277	0.4514	0.44437	0.44084
20	20	1.3267	0.51979	0.44437	0.44084
21	21	1.5277	0.51979	0.44437	0.44084
22	22	1.3267	0.4514	0.65563	0.44084
23	23	1.5277	0.4514	0.65563	0.44084
24	24	1.3267	0.51979	0.65563	0.44084
25	25	1.5277	0.51979	0.65563	0.44084
26	9	1.4272	0.48559	0.55	0.5

Table 4.9 CFD results

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Name	P10 - Radius (m)	P11 - frontdistance (m)	P12 - reardistance (m)	P13 - flagnehight (m)	P2 - Vc (m s^-1)	P3 - Force df (N)	P14 - Pre (Pa)
2	20	1.3267	0.51979	0.44437	0.44084	2.2075	532.17	-253.38
3	21	1.5277	0.51979	0.44437	0.44084	2.1743	531.31	-248.17
4	18	1.3267	0.4514	0.44437	0.44084	2.1579	557.51	-244.36
5	19	1.5277	0.4514	0.44437	0.44084	2.1413	556.53	-244.24
6	9	1.4272	0.48559	0.55	0.5	2.1945	690.28	-238.17
7	5	1.4272	0.53415	0.55	0.3	2.2449	371.59	-224.83
8	2	1.2845	0.48559	0.55	0.3	2.222	398.04	-223.25
9	1	1.4272	0.48559	0.55	0.3	2.2098	387.15	-220.17
10	25	1.5277	0.51979	0.65563	0.44084	2.2171	647.41	-217.97
11	24	1.3267	0.51979	0.65563	0.44084	2.2298	676.28	-217.77
12	3	1.5699	0.48559	0.55	0.3	2.1923	379.81	-216.33
13	4	1.4272	0.43703	0.55	0.3	2.1794	403.34	-215.05
14	6	1.4272	0.48559	0.4	0.3	2.1495	325.8	-211.28
15	22	1.3267	0.4514	0.65563	0.44084	2.1814	702.84	-210.19
16	23	1.5277	0.4514	0.65563	0.44084	2.1659	662.65	-200.46
17	7	1.4272	0.48559	0.7	0.3	2.218	488.79	-199.3
18	16	1.3267	0.51979	0.65563	0.15916	2.2805	261.48	-195.77
19	17	1.5277	0.51979	0.65563	0.15916	2.2609	237.31	-188.45
20	14	1.3267	0.4514	0.65563	0.15916	2.2206	281.85	-187.52
21	15	1.5277	0.4514	0.65563	0.15916	2.2095	256.51	-180.94
22	10	1.3267	0.4514	0.44437	0.15916	2.1734	170.59	-140.52
23	12	1.3267	0.51979	0.44437	0.15916	2.2043	158.1	-136.84
24	11	1.5277	0.4514	0.44437	0.15916	2.1333	169.14	-135.74
25	8	1.4272	0.48559	0.55	0.1	2.2406	123.28	-134.51
26	13	1.5277	0.51979	0.44437	0.15916	2.1524	158.47	-133.21

Collection @ kmou

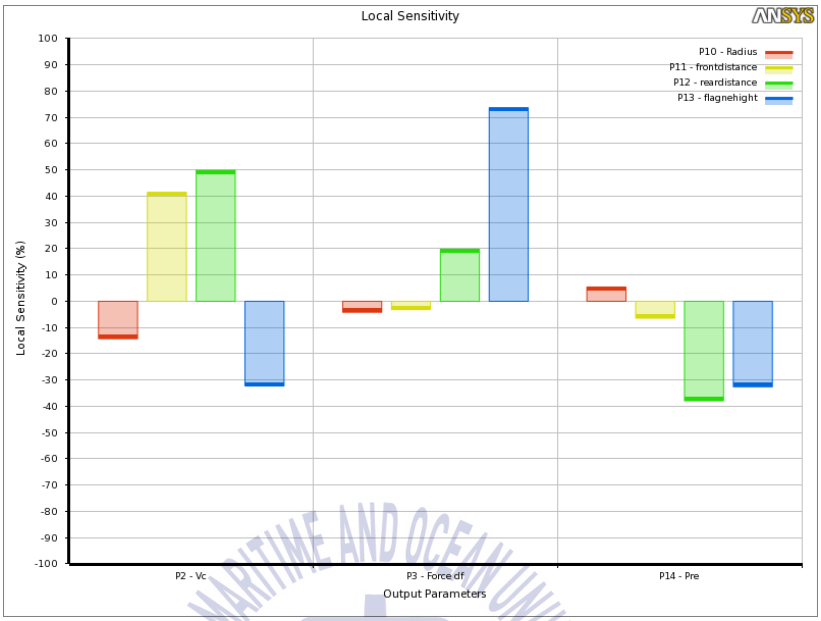


Fig. 4.20 Sensitivities of parameters

Fig. 4.21~26은 각 변수의 변화에 따라 변수들 간의 상관관계를 보여주는 그래프이다. Fig. 4.21 디퓨저의 곡률과 디퓨저 축소부 길이 변화에 따른 유속 변화를 3차원 그래프로 보여주고 있으며, 곡률이 작고 축소부의 길이가 클수록 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 4.22는 곡률이 작고 디퓨저의 확대부 길이가 클수록 유속이 높은 것을 확인할 수 있었으며, 그래프에서 보이듯이 곡률의 변화 보다는 확대부의 길이에 따라 유속 변화가 큰 것을 확인할 수 있다. 그리고 Fig. 4.23는 곡률과 플랜지 높이 변화에 따른 유속 변화를 보여주며, 플랜지가 높을수록 유속이 감소하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 4.24은 디퓨저의 축소부와 확대부의 길이가 길수록 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있는 것으로 보아 디퓨저가 커질수록 유속이 증가하는 것을 보여준다. Fig. 4.25은 축소부의 길이와 플랜지 높이에 대하여, Fig. 4.26은 확대부의 길이와 플랜지의 높이에 대하여 유속의 변화를 보여주고 있으며 두 개의 그림 또한 플랜지의 높이가 높을수록 유속에는 마이너스 요소로 작용하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.27~32는 변수의 변화에 따른 압력 변화 값을 확인할 수 있다. Fig. 4.27

Collection @ kmou

디퓨저의 곡률과 디퓨저 축소부 길이 변화에 따른 압력 변화를 보여주고 있으며, 곡률이 작고 축소부의 길이가 클수록 압력이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.28는 곡률이 작고 디퓨저 확대부의 길이가 0.52m 부근지점에서 압력이 낮아지는 것을 확인할 수 있었으며, 그래프에서 보이듯이 곡률의 변화 보다는 확대부의 길이에 따라 유속 변화가 큰 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.29는 곡률보다는 플랜지 높이 변화에 따른 압력 변화가 큰 것을 보여주며, 플랜지가 높을수록 압력이 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.30은 디퓨저의 축소부 길이가 길고, 확대부 길이가 0.52m 부근지점에서 압력이 감소하는 하는 것을 확인할 수 있는 것으로 보아 확대부 길이가 0.52m 일 때 가장 낮은 압력 값을 확인할 수 있었다. 그리고 Fig. 4.31은 축소부의 길이가 길고 플랜지 높이가 높을수록 압력이 감소하는 것을 확인하였고 Fig. 4.32은 확대부의 길이가 짧고 플랜지의 높이가 높을수록 압력 값이 작아지는 것을 확인할 수 있다.

디퓨저 후단의 압력 강하를 통하여 유속을 증가시키는 원리의 디퓨저 형상이기 때문에 압력이 떨어지는 것을 확인 하였으며, 플랜지의 높이가 높고, 디퓨저 축소부의 길이가 짧고 확대부의 길이가 0.52m 일 때 가장 효과적인 것을 확인할 수 있었다.

플랜지의 높이가 높을수록 유속이 감소하는 것을 확인할 수 있었지만 그에 비해 압력 강하가 일어나는 폭이 크기 때문에 압력강하에 인한 유속 증가 효과를 기대 할 수 있으며, 적정한 플랜지의 높이를 설정하면 유속 증가에 도움이 되는 것을 확인할 수 있었다.

3차원 그래프를 통하여 최적화 경향을 확인할 수 있었으며, 최적화의 방향에 대한 조건 값으로 유속에 대한 표면 반응 값을 최대값으로 설정 하였으며, 변수에 대한 설정으로 플랜지 높이를 최대값으로 설정을 하여, 25개 케이스의 사이 값에 대한 샘플링 개수를 1000개로 하여 최적화 진행 하였으며, 최종적으로 Table 4.10의 설계 변수를 도출 하였다.

Collection @ kmou

Table 4.10 Optimization of design variable

Design variable	Dimensionless number value
L58	0.195D
V36	0.206D
L63	0.174D
R59	0.504D

Collection @ kmou

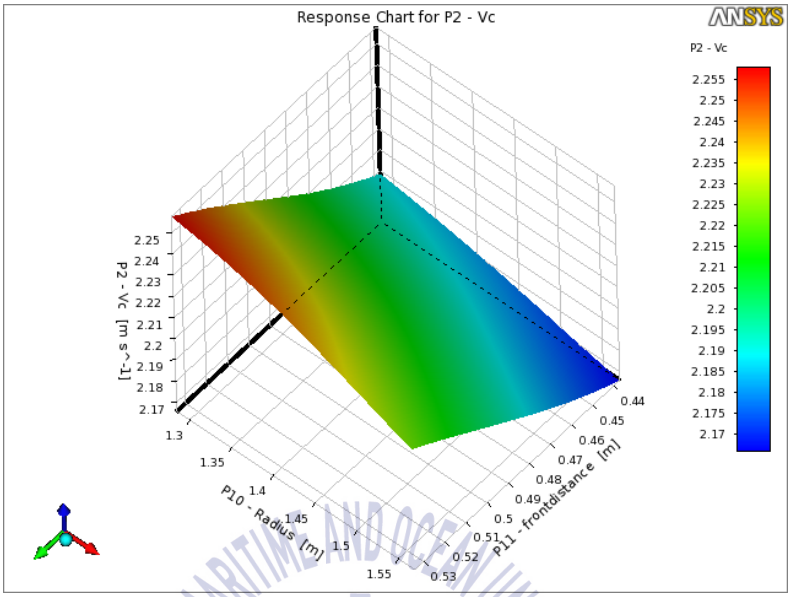


Fig. 4.21 Flow velocity change with the diffuser curvature and length of the front section

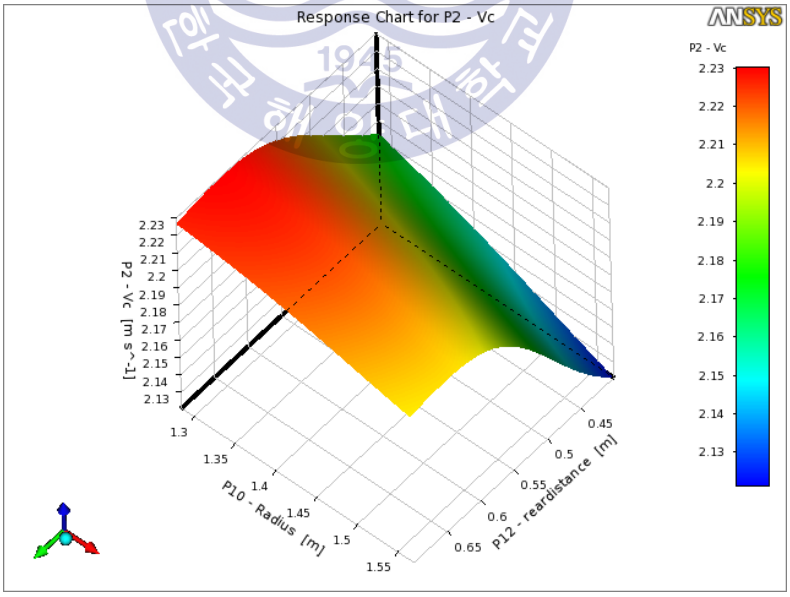


Fig. 4.22 Flow velocity change with the diffuser curvature and length of the rear section

Collection @ kmou

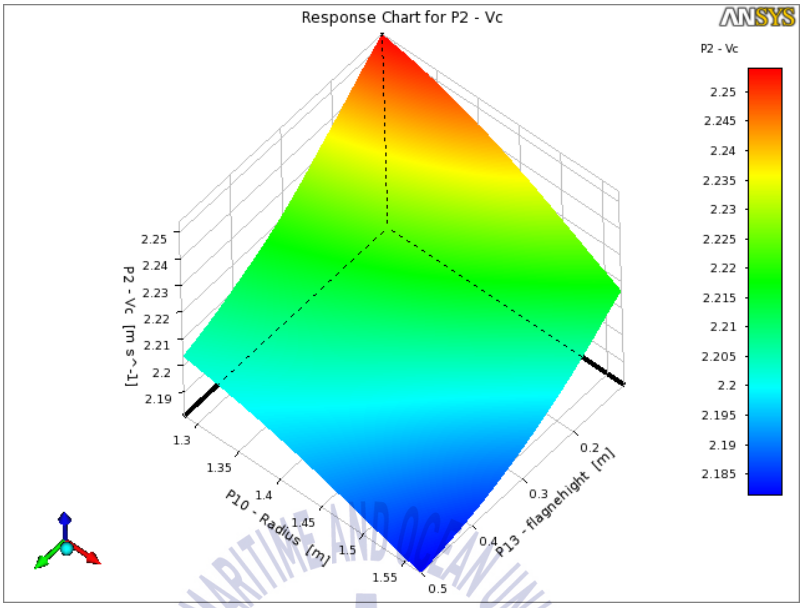


Fig. 4.23 Flow velocity change with the diffuser curvature and flange hight

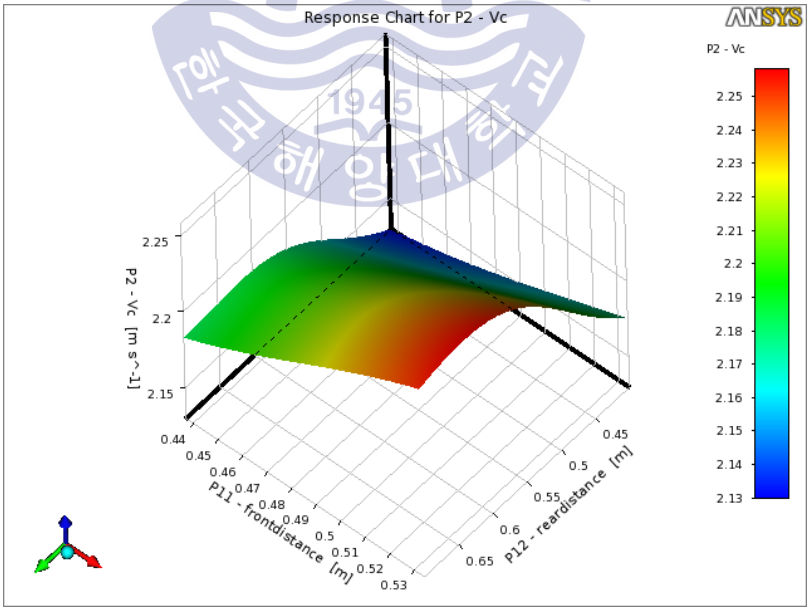


Fig. 4.24 Flow velocity change with the length of the front section and rear section

Collection @ kmou

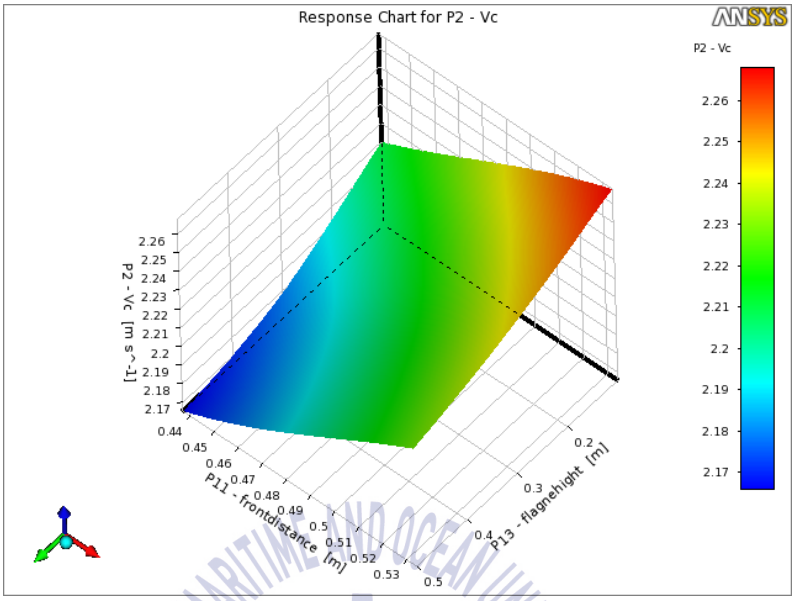


Fig. 4.25 Flow velocity change with the length of the front section and flange hight

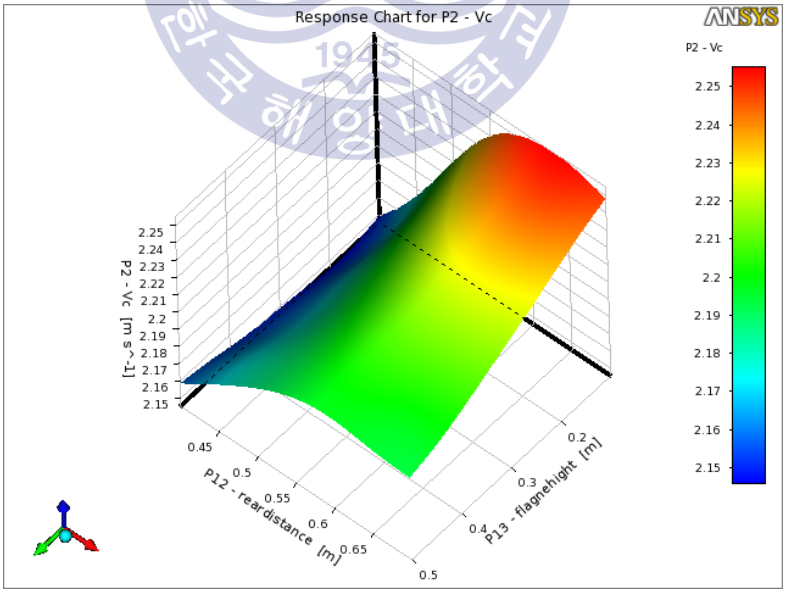


Fig. 4.26 Flow velocity change with the length of the rear section and flange hight

Collection @ kmou

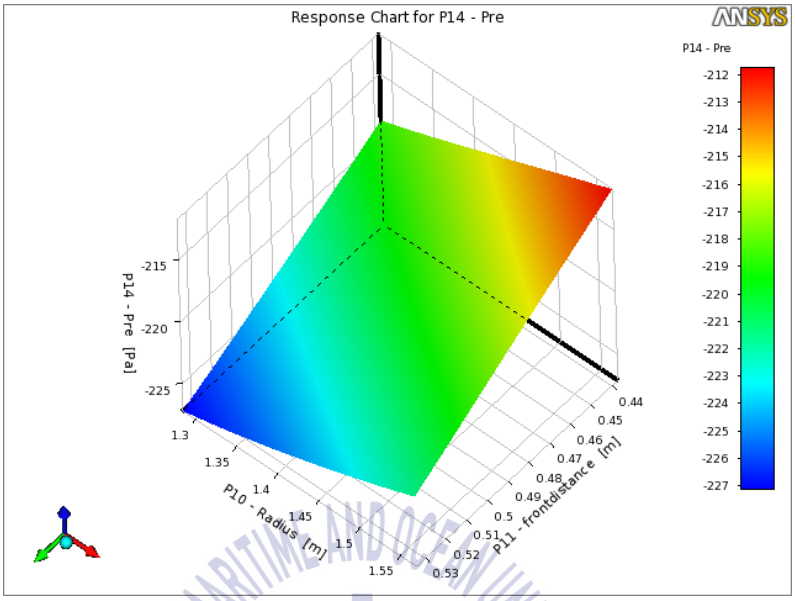


Fig. 4.27 Pressure change with the diffuser curvature and length of the front section

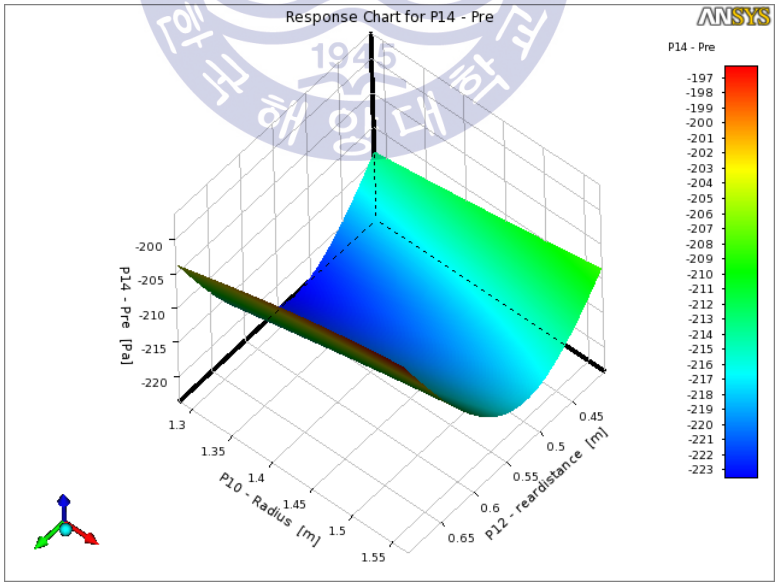


Fig. 4.28 Pressure change with the diffuser curvature and length of the rear section

Collection @ kmou

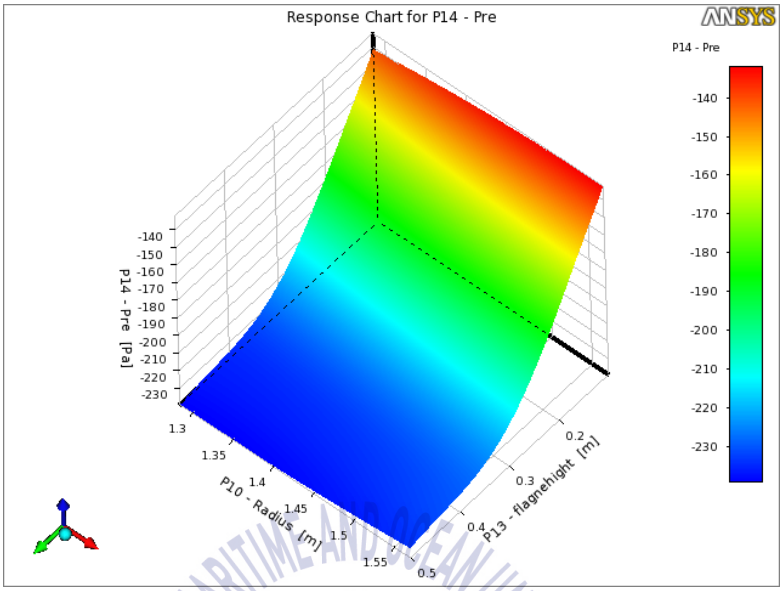


Fig. 4.29 Pressure change with the diffuser curvature and flange hight

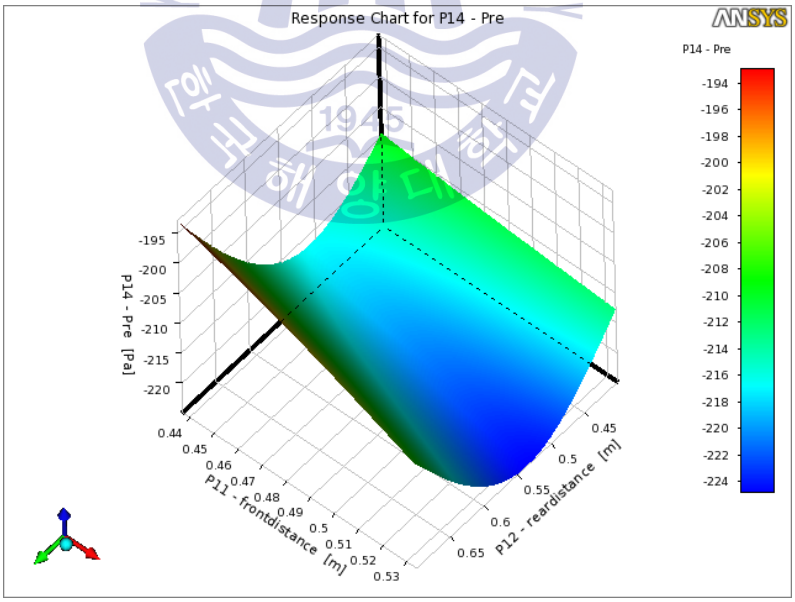


Fig. 4.30 Pressure change with the length of the front section and rear section

Collection @ kmou

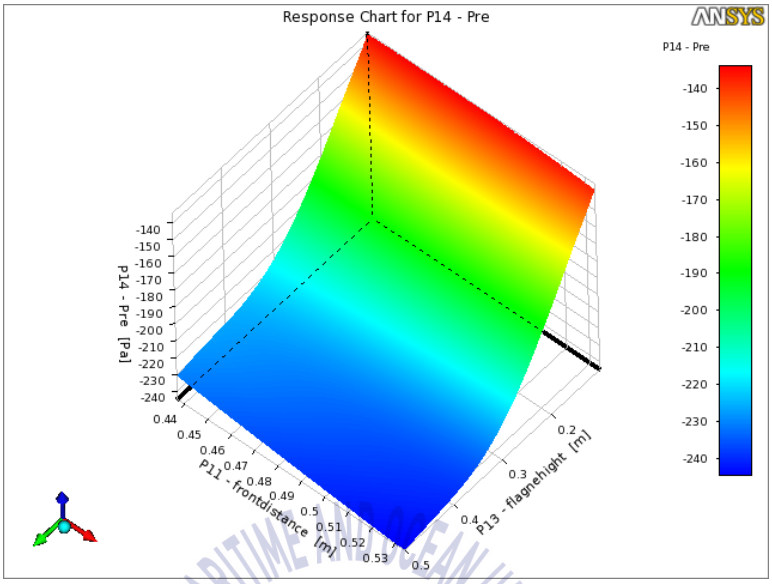


Fig. 4.31 Pressure change with the diffuser curvature and length of the rear section

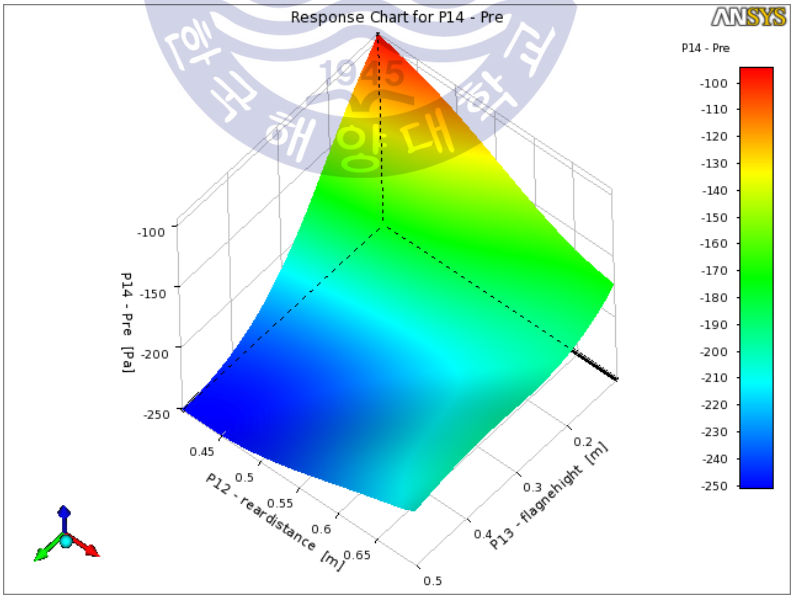


Fig. 4.32 Pressure change with the length of the rear section and flange hight

Collection @ kmou

Fig. 4.33는 최적화된 디퓨저의 CFX 해석 결과를 보여주고 있으며, 앞서 세팅과 동일하게 총 2개의 표면을 생성하였으며, 1번 단면은 터빈이 위치하는 곳의 단면에 유속 분포도를 보여주고 있으며, 2번 단면은 디퓨저를 통과한 후에 압력 분포도를 보여주고 있다. 최적화를 통해 나온 평균유속은 2.228m/s이며, 압력은 -242Pa 이다. 최적화를 통하여 유속과 압력저하 모두 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.34~35은 유입방향의 수평방향의 단면으로 디퓨저의 플랜지 후단으로 압력 강하가 생성되는 것을 확인할 수 있으며, 단면에서의 최대유속은 2.56m/s 속도 분포도를 보여주고 있으며, 압력 강하 부분이 플랜지 후단뿐만이 아니라 디퓨저의 후단부 안쪽까지 영향을 주는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 압력강하를 통하여 유속증가에 영향을 주는 것을 확인 하였다. Fig. 4.36은 속도 유적선을 보여주고 있으며 플랜지 뒤쪽에서 와류가 생성되는 것을 확인할 수가 있다.

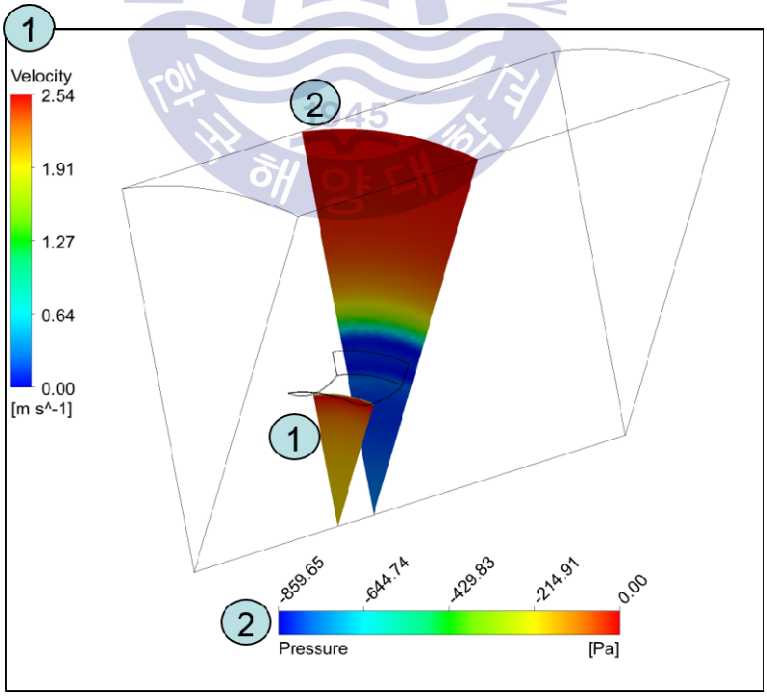


Fig. 4.33 Performance analysis results for optimized diffusers

Collection @ kmou

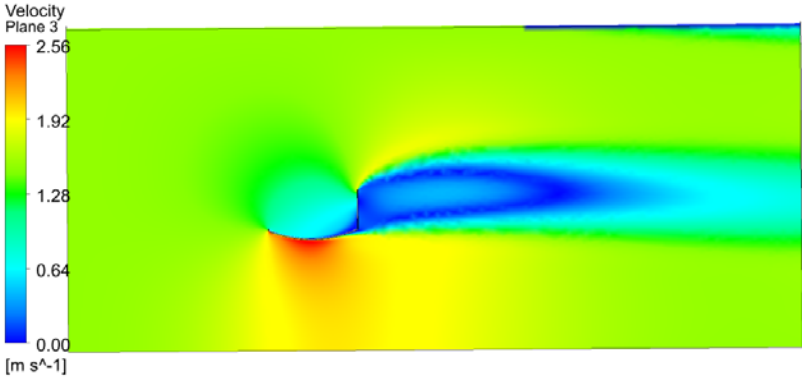


Fig. 4.34 Velocity contour of optimized diffuser

Fig. 4.35 Pressure contour of optimized diffuser

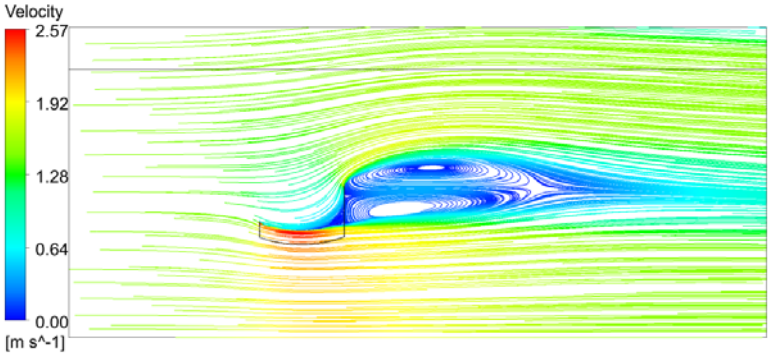


Fig. 4.36 Velocity streamline of optimized diffuser

Collection @ kmou

제 5 장 디퓨저를 적용한 조류발전 터빈의 CFD 성능해석

5.1 격자생성 및 CFD 경계조건

4장에서 최적화 시킨 디퓨저를 활용하여 조류터빈에 적용하여 해석을 진행하였다. 기본설계된 디퓨저와 반응표면법을 통하여 최적화한 디퓨저를 사용하여 비교해석을 진행하였으며, 4가지 변수 중 플랜지의 길이변수에 대하여 효과를 알아보기 위해 최적화된 디퓨저의 플랜지 길이를 변경하여 플랜지 길이에 따른 비교해석을 진행 하였다. 이 해석에 사용된 블레이드는 S822, Naca-63421 두 개의 익형에 대하여 성능해석을 수행하여 익형에 대하여도 비교 하였다.

Fig. 5.1은 전체 유동장에 대한 격자를 보여주고 있으며, Fig. 5.2는 사용된 블레이드의 격자와 디퓨저의 격자를 보여주고 있다. SST의 난류모델의 특성에 따라 수렴 및 신뢰성 있는 결과 확보를 위해 hexa 격자를 이용하여 구성 하였고, 블레이드를 포함한 내부영역과 디퓨저영역, 로터와 디퓨저를 제외한 영역으로 나눠 격자를 구분하여 구성하였다. 또한 디퓨저와 블레이드의 tip clearance가 10mm이기 때문에 격자를 조밀하게 구성하였다. 외부 유동장은 블레이드 반경의 5배 만큼의 거리를 확보 하였으며, 위쪽방향으로 7배, 출구 방향으로 10배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과의 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 격자의 개수의 node의 수는 약 1,000만개에서 1,200만개이며, ICEM-CFD ver.13을 사용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유동박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석에서 블레이드 표면으로부터 발생되는 실속현상 등을 포함한 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위해서 SST의 난류모델을을 사용 하였으며, 첫 번째 node까지의 무차원 거리인 y+ 값은 10이하의 값을 유지하였으며, 정상상태계산을 통한 해석을 수행하였다. 계산 도메인은 Fig. 5.3과 동일한 도메인으로 구성을 하였다.

경계조건은 입구 유입유속 1.5m/s의 유속 조건을 주었고 출구는 압력조건을

Collection @ kmou

설정하였다. 블레이드의 회전속도는 TSR에 따른 회전속도를 변경하였으며, 120° 간격의 주기조건을 적용하여 디퓨저 및 블레이드 영역을 구성하여 해석을 수행 하였다. 회전영역과 정적영역이 접하는 면들은 각각 GGI(General Grid Interface)의 조건을 적용하였다. 그 외 허브 및 블레이드 디퓨저에 대해 wall을 적용하였다. 자세한 계산 조건은 Table 5.1에 나타내었다.

Table 5.1 Detailed boundary condition used for turbine coupled with diffuser

Computational mesh node	9,000,000-120,000,000
Mesh type	Multi block Hexa
Simulation type	Steady state
Turbulence type	SST
Fluid	Water of 1 phase
Inlet	Velocity / 1.5 m/s
Outer wall	Opening / 0 Pa
Outlet	Average static pressure / 0 Pa
Airfoil	S822, NACA-63421
ICEM-CFD & ANSYS CFX ver. 13	

Collection @ kmou

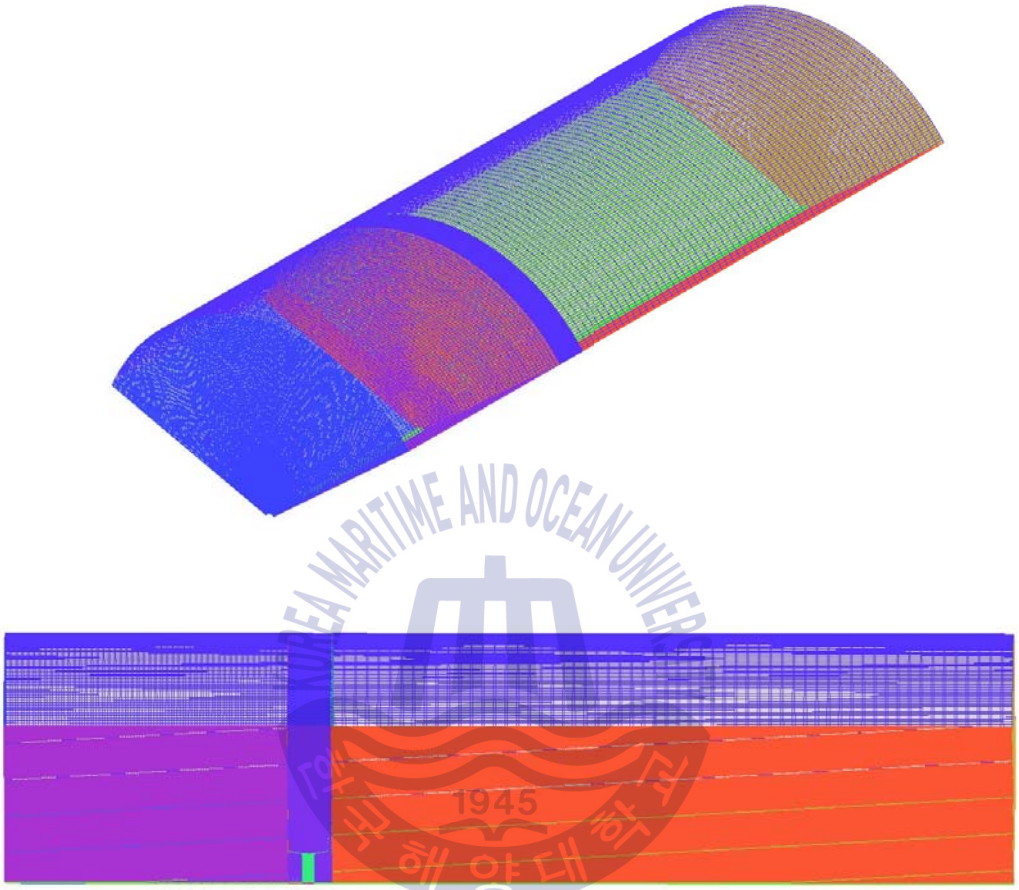


Fig. 5.1 Mesh of full domain

Collection @ kmou

Fig. 5.2 Mesh of duct and blade

Collection @ kmou

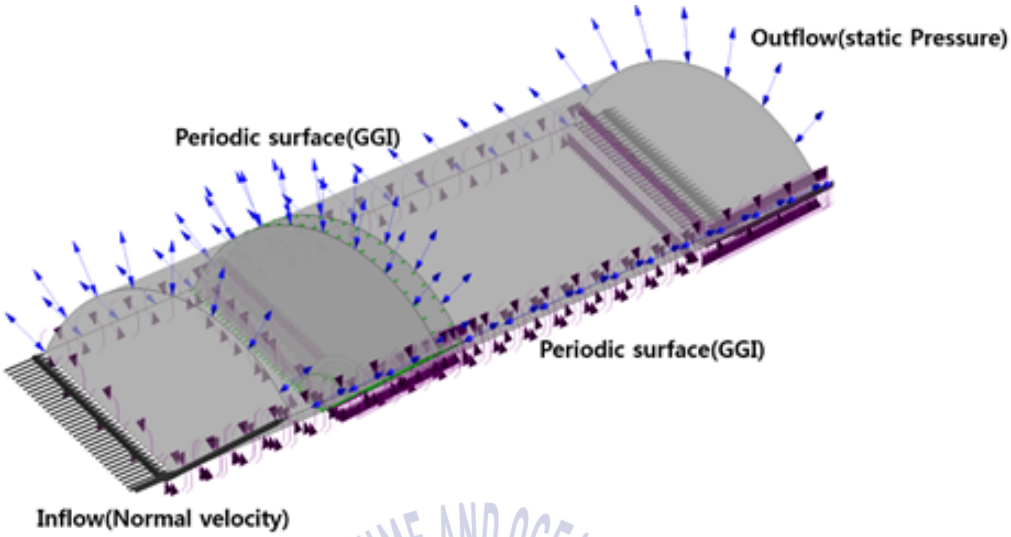


Fig. 5.3 Boundary condition for CFD analysis at diffuser

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

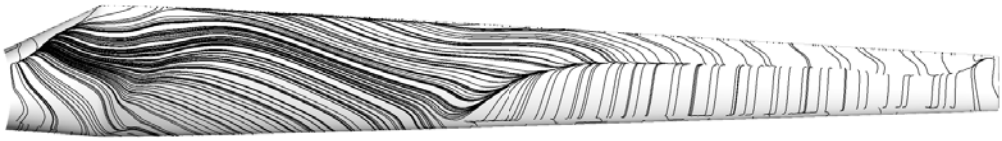
Collection @ kmou

5.2 내부 유동장 분석결과

5.2.1 기본 디퓨저 형상에 대한 조류터빈의 성능 평가

Fig. 5.4는 입구유속이 1.5m/s일 때, 기본형상의 디퓨저를 적용하여 S822 익형을 사용한 블레이드의 흡입면(suction side)의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 5에서는 허브에서부터 팁까지 전체에 강한 반경류가 생성되어 흐림이 불안전한 것을 확인할 수 있었다. TSR 5.5에서는 허브로부터 팁까지 반경류가 생성되는 것을 확인할 수 있었고, 그 이후 TSR이 증가함에 따라 반경류가 트레일링 엣지(Trailing edge)부분으로 이동하는 것을 확인할 수 있었다. 싱글 터빈과는 다르게 디퓨저를 적용함에 따라 블레이드의 반경류 생성패턴이 다른 것을 확인할 수 있었다. 하지만 디퓨저를 통한 유속증가 효과에 의해 출력과 효율이 증가하는 것을 Fig. 5.5, Fig. 5.6에 그래프로 나타내었으며, S822익형의 조류터빈의 최대 효율은 TSR 6일 때, 0.62의 효율을 보였으며, 설계TSR이 변하는 것을 확인할 수 있었다. 터빈만 사용하였을 때보다 기본 디퓨저를 사용함으로써 출력이 45% 향상되었으며, 효율 또한 19%증가 하였다.

(a) Surface streamline - TSR 5

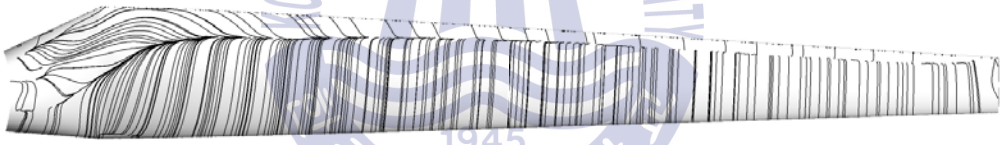


(b) Surface streamline - TSR 5.5

Collection @ kmou

(c) Surface streamline - TSR 6

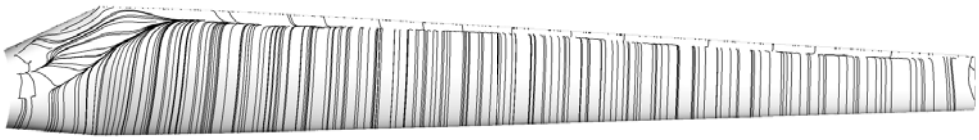
(d) Surface streamline - TSR 6.2



(e) Surface streamline - TSR 6.5

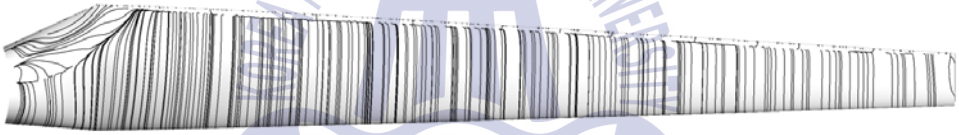
(f) Surface streamline - TSR 7.0

Collection @ kmou



(g) Surface streamline - TSR 7.5

(h) Surface streamline - TSR 8.0



(i) Surface streamline - TSR 9.0

(j) Surface streamline -TSR 10

Fig. 5.4 Surface streamline with TSR at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

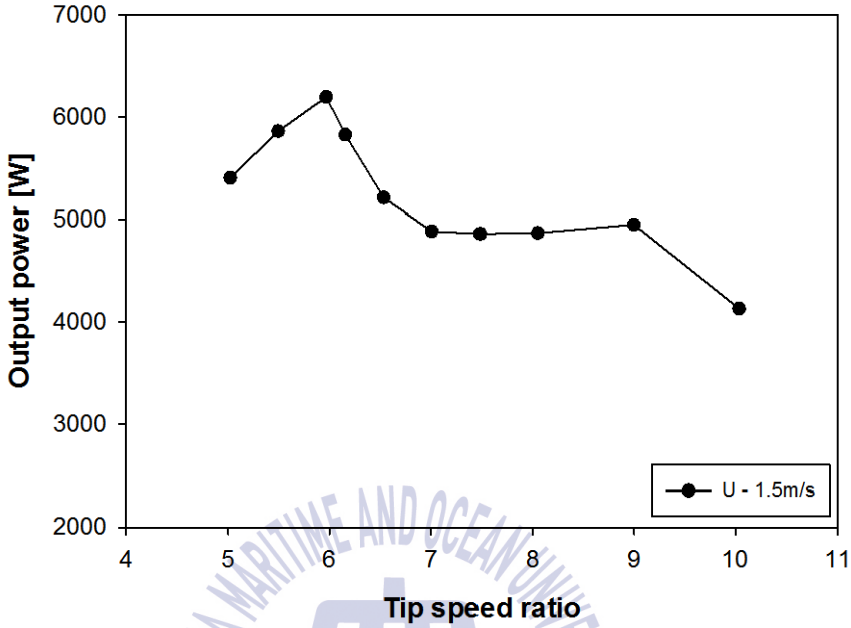


Fig. 5.5 Power curve at velocity of 1.5m/s

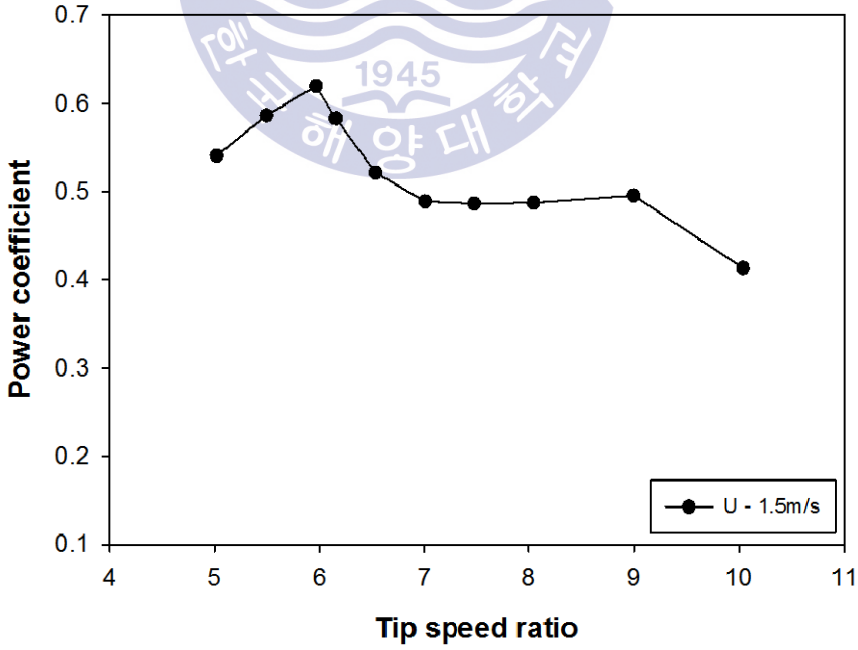


Fig. 5.6 Power coefficient at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

5.2.2 디퓨저 최적화 형상에 대한 조류터빈(S822)의 성능 평가

조류터빈의 성능 평가 CFD 해석을 진행 하였으며, 디퓨저의 플랜지 길이 변화에 따라 터빈의 성능이 어떻게 바뀌는지 해석을 진행하였으며, 익형은 S822를 사용 하였다. 입구 유속은 1.5m/s로 동일하며 플랜지의 길이는 0.15D, 0.17D, 0.2D, 0.25D 총 4가지 길이에 대하여 해석을 진행하였다.

Fig. 5.7는 디퓨저의 최적화 형상에서 플랜지의 길이를 0.15D로 설계하였을 때의 해석 결과로 블레이드의 흡입면(suction side)의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 5에서는 블레이드 허브부터 팁까지 반경류가 생성되는 것을 확인할 수 있었으며, 중간 부분까지 강한 반경류가 생성되어 흐름이 불안전 한 것을 확인할 수 있었다. TSR 5.5에서부터는 허브로부터 팁까지 반경류가 점점 줄어드는 것을 확인할 수 있었다. 그 이후 TSR이 증가함에 따라 반경류가 허브 부분으로 이동하는 것을 확인할 수 있었으며, TSR 7 이후부터는 허브와 트레일링 엣지쪽으로 옮겨지면서 약간의 반경류만 남아있는 것을 확인할 수 있었다.

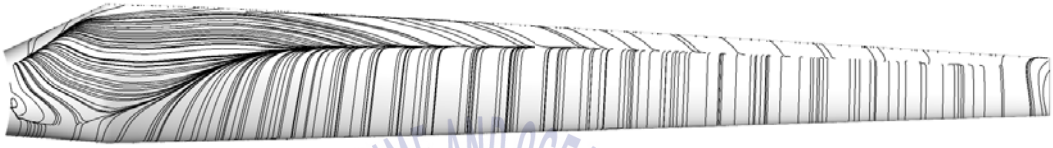
Fig. 5.8은 0.17D의 플랜지를 가지는 디퓨저를 사용하였을 때의 블레이드 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있고, Fig. 5.9는 0.2D 일 때의 표면 유선을 보여주고 있으며, Fig. 5.10은 0.25D의 플랜지 길이를 가지는 디퓨저의 블레이드 표면 유선을 보여주고 있다.

블레이드 흡입면의 유선을 확인해보면 동일한 TSR에서는 비슷한 강도와 패턴의 반경류가 형성되는 것을 확인할 수 있었으며, 디퓨저의 플랜지가 길어짐에 따라서 효율과 출력 또한 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

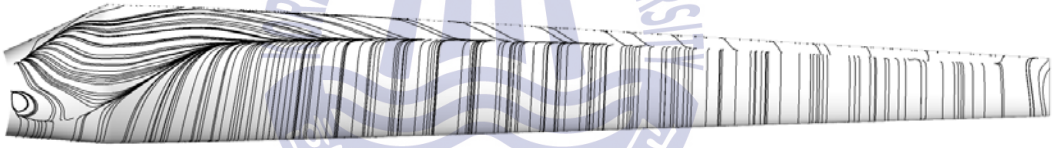
Fig. 511는 최적형상에 대한 출력 그래프로 기본 디퓨저의 형상에 비해 출력이 높은 것을 확인할 수 있으며, 플랜지 길이가 길어짐에 따라 출력 또한 증가하는 것을 확인 하였다. 이때의 효율은 Fig. 5.12에 나타내었으며, 반응표면법에 의해 설계된 0.17D의 플랜지 길이에서의 효율은 0.756의 효율을 얻을 수 있었으며, 0.25D일 때의 최대효율은 0.8이다. 또한 0.17D의 플랜지를 사용하였을 때 터빈만을 사용하였을 때보다 출력은 76%증가하였으며, 효율은 32%증가 하였다.

Collection @ kmou

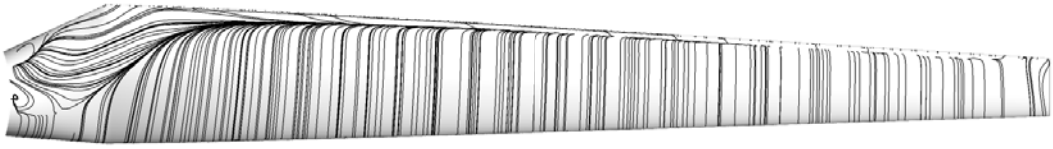
(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s



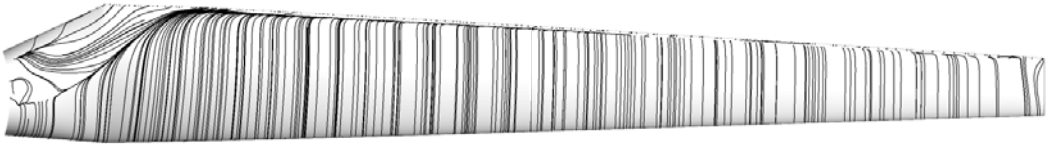
(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s



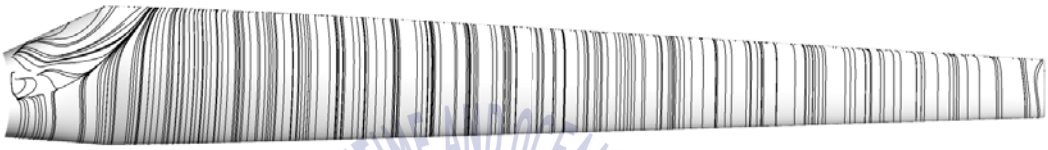
(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s



(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s



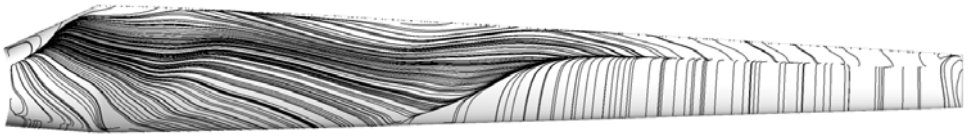
(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s

(h) Surface streamline - TSR 9 at velocity of 1.5m/s

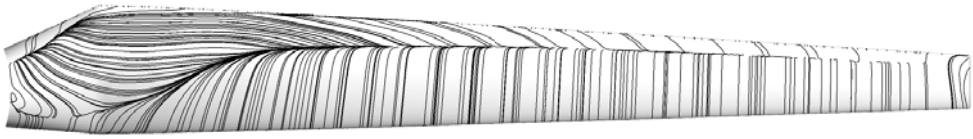
(i) Surface streamline - TSR 10 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.7 Surface streamline with TSR at flange height of 0.15D

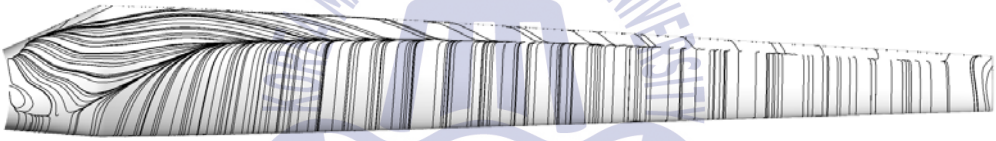
Collection @ kmou



(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s

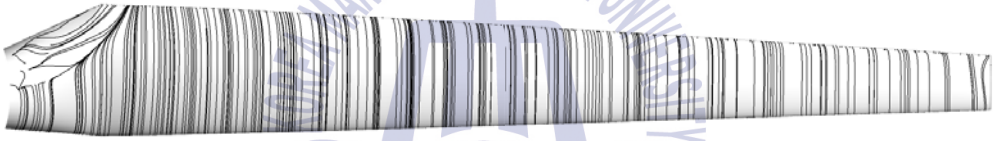
(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s



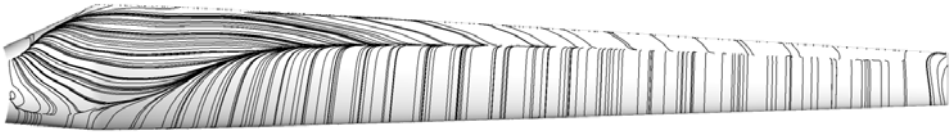
(h) Surface streamline - TSR 9 at velocity of 1.5m/s

(i) Surface streamline - TSR 10 at velocity of 1.5m/s

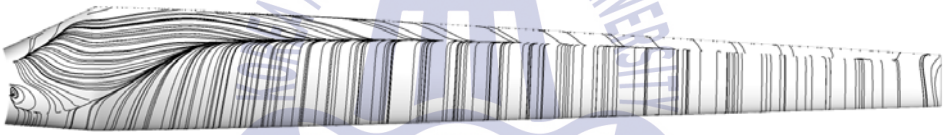
Fig. 5.8 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D

Collection @ kmou

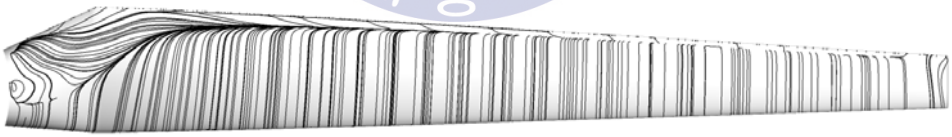
(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s



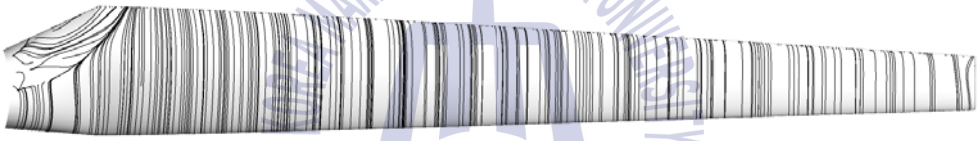
(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s



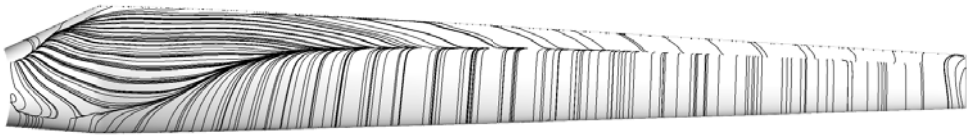
(h) Surface streamline - TSR 9 at velocity of 1.5m/s

(i) Surface streamline - TSR 10 at velocity of 1.5m/s

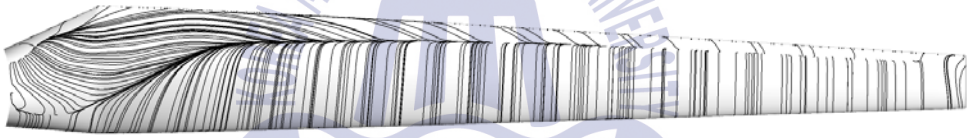
Fig. 5.9 Surface streamline with TSR at flange height of 0.2D

Collection @ kmou

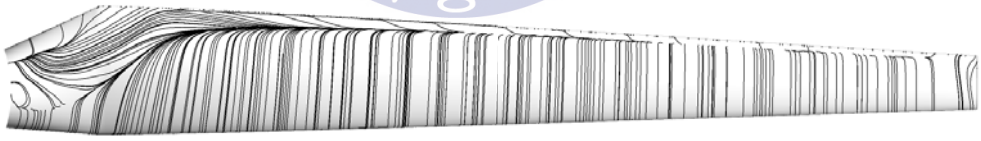
(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s



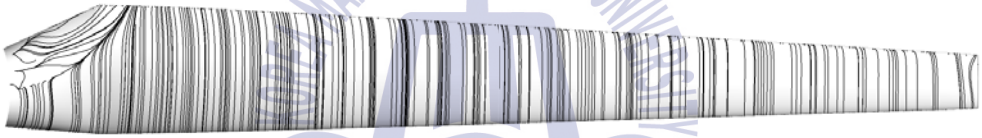
(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s



(h) Surface streamline - TSR 9 at velocity of 1.5m/s

(i) Surface streamline - TSR 10 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.10 Surface streamline with TSR at flange height of 0.25D

Collection @ kmou

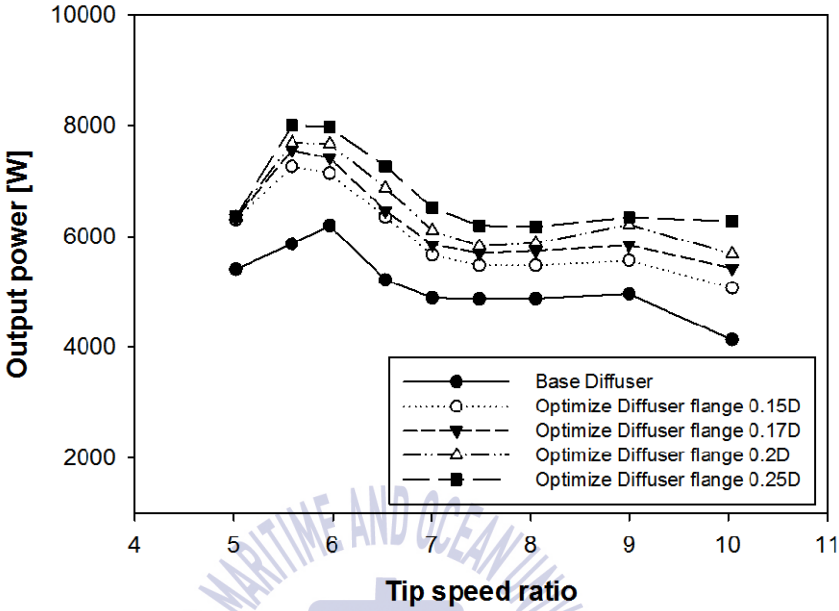


Fig. 5.11 Power variation with diffuser flange height

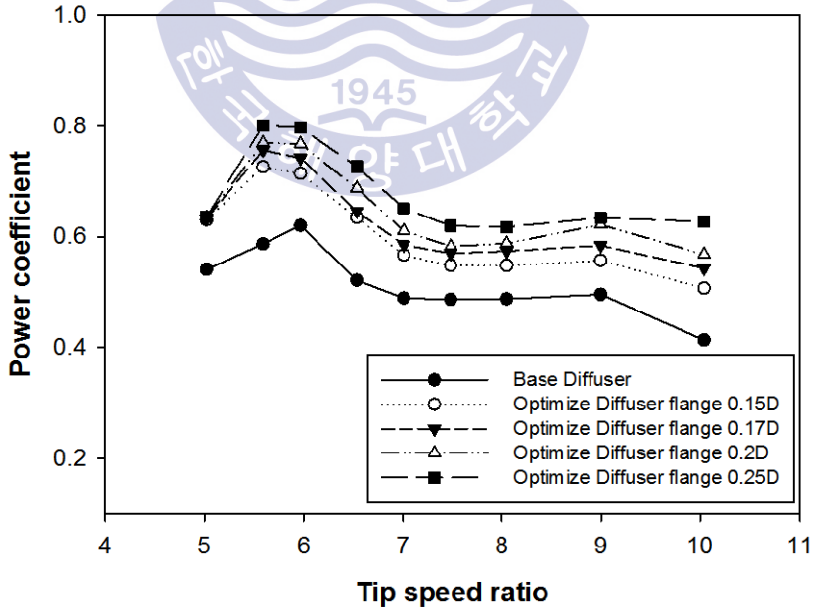


Fig. 5.12 Coefficient of power with diffuser flange height

Collection @ kmou

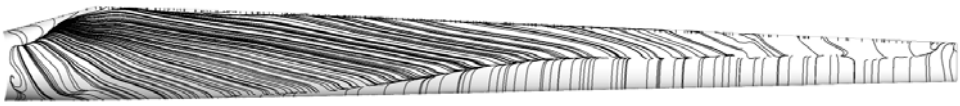
5.2.3 디퓨저 최적화 형상에 대한 조류터빈(NACA-63421)의 성능 평가

S822와 동일하게 조류터빈의 성능 평가 CFD 해석을 진행 하였으며, 디퓨저의 플랜지 길이 변화에 따라 터빈의 성능이 어떻게 바뀌는지 해석을 진행하였다. 익형은 NACA-63421를 사용 하였다. 입구 유속조건은 1.5m/s이며, 플랜지의 길이는 0.15D, 0.17D, 0.2D, 0.25D 총 4가지 길이에 대하여 해석을 진행하였다.

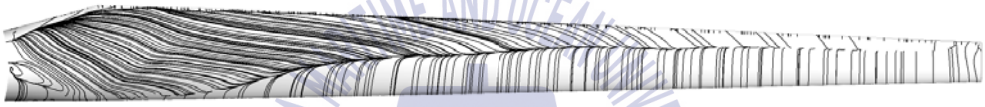
Fig. 5.13는 디퓨저의 최적화 형상에서 플랜지의 길이를 0.15D로 설계하였을 때의 해석 결과로 블레이드의 흡입면(suction side)의 표면 유선을 보여주고 있다. TSR 4.7 ~ TSR 6.6은 블레이드의 전반전인 영역에서 반경류가 생성되는 것을 확인할 수 있었으며, TSR 7에서는 중간 부분까지 반경류가 생성되어 흐름이 불안전 한 것을 확인할 수 있었다. TSR 7.6부터는 허브 근처부분만 반경류가 생성된 것을 확인 하였다. Fig. 5.14는 0.17D의 플랜지를 가지는 디퓨저를 사용하였을 때의 블레이드 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있으며, Fig. 5.15는 0.2D의 플랜지 길이를 가지는 디퓨저일 때의 표면 유선을 보여주고 있다. 또한, Fig. 5.16은 디퓨저의 플랜지 길이가0.25D 조건일 때의 블레이드 표면 유선을 보여주고 있다. 블레이드 흡입면의 유선을 확인 해보면 동일한 TSR에서는 비슷한 강도와 패턴의 반경류가 형성되는 것을 확인할 수 있었으며, 디퓨저의 플랜지가 길어짐에 따라서 효율과 출력 또한 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 S시리즈의 블레이드에 비해 낮은 TSR에서 난류가 생성되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5.17는 최적형상에 대한 출력 그래프로, 플랜지 길이가 길어짐에 따라 출력 또한 증가하는 것을 확인 하였다. 이때의 효율은 Fig. 5.18에 나타내었으며, 반응표면법에 의해 설계된 0.17D의 플랜지 길이에서의 효율은 0.675의 효율을 얻을 수 있었으며, 0.25D일 때의 최대 효율은 0.71로 플랜지의 길이에 따라 증가하는 것을 확인할 수 있었지만 S시리즈보다 효율과 출력이 다소 낮은 것을 확인할 수 있었으며, 플랜지 높이0.17D 이후로 유속증가폭이 낮은 것을 확인할 수 있었다. 또한 0.17D 플랜지 일 때 출력은 57%증가 하였으며, 효율은 24%증가 하였다.

Collection @ kmou

(a) Surface streamline - TSR 4.7 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.7 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6.2 at velocity of 1.5m/s

(d) Surface streamline - TSR 6.6 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline -TSR 7 at velocity of 1.5m/s

(f) Surface streamline - TSR 7.6 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

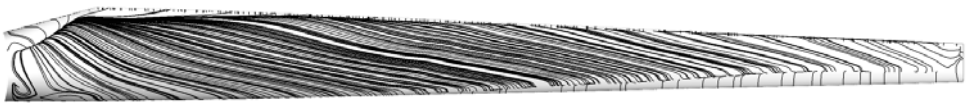
(g) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

(h) Surface streamline - TSR 9.5 at velocity of 1.5m/s

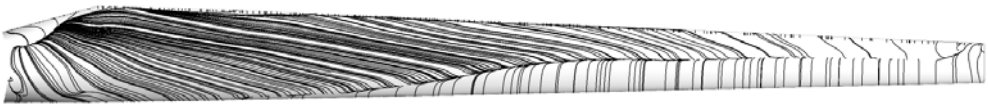
Fig. 5.13 Surface streamline with TSR at flange height of 0.15D

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

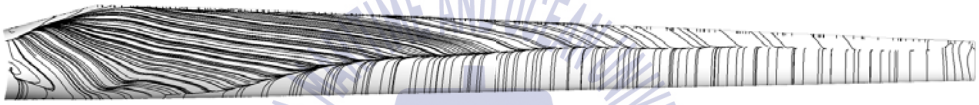
Collection @ kmou



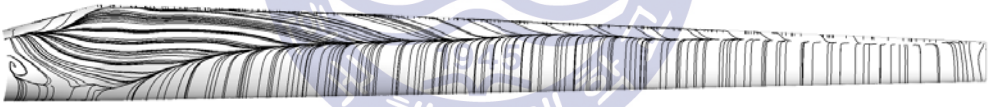
(a) Surface streamline - TSR 4.7 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.7 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6.2 at velocity of 1.5m/s



(d) Surface streamline - TSR 6.6 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

(f) Surface streamline - TSR 7.6 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(g) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

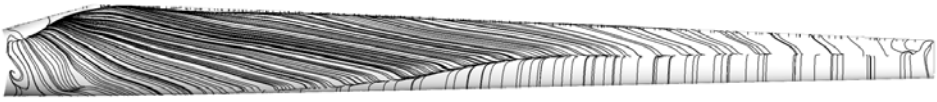
(h) Surface streamline - TSR 9.5 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.14 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D

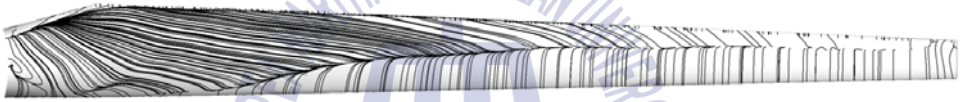
KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Collection @ kmou

(a) Surface streamline - TSR 4.7 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.7 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6.2 at velocity of 1.5m/s

(d) Surface streamline - TSR 6.6 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

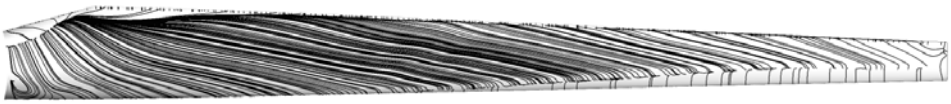
(f) Surface streamline - TSR 7.6 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

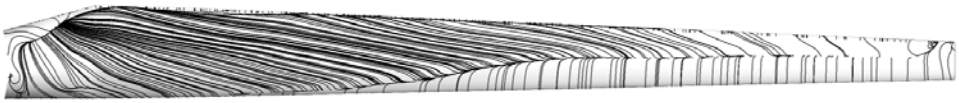
(h) Surface streamline - TSR 9.5 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.15 Surface streamline with TSR at flange height of 0.2D

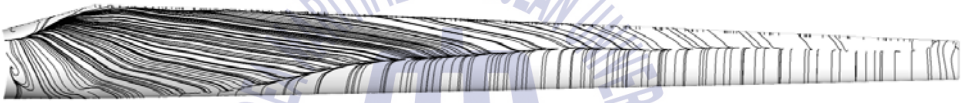
Collection @ kmou



(a) Surface streamline - TSR 4.7 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.7 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6.2 at velocity of 1.5m/s

(d) Surface streamline - TSR 6.6 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.6 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

(h) Surface streamline - TSR 9.5 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.16 Surface streamline with TSR at flange height of 0.25D

Collection @ kmou

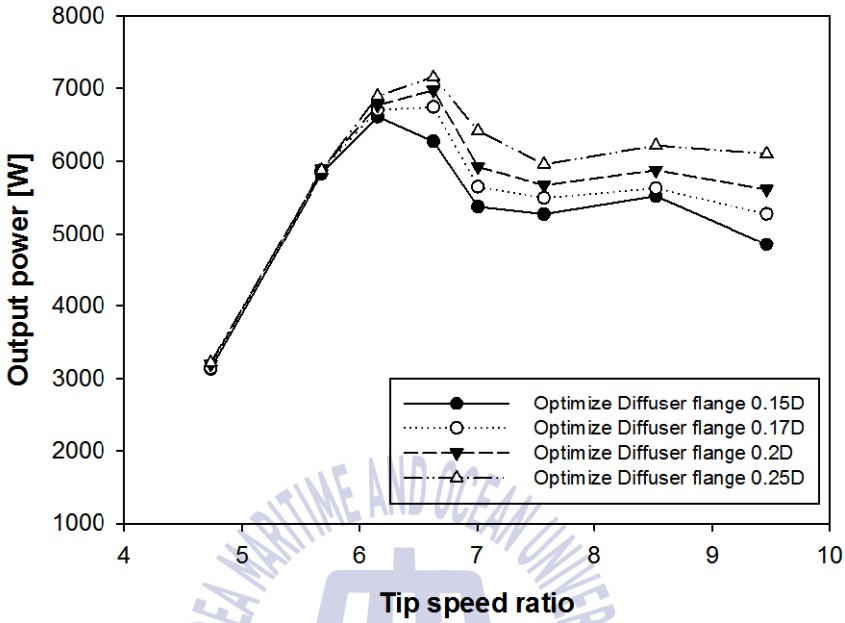


Fig. 5.17 Power variation with diffuser flange height

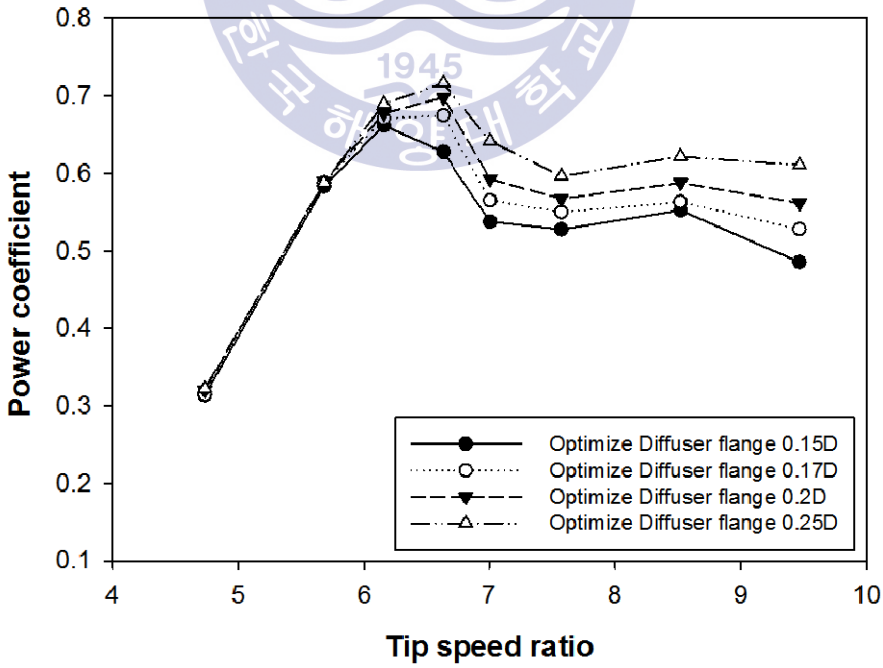


Fig. 5.18 Coefficient of power with diffuser flange height

Collection @ kmou

5.3 디퓨저를 적용한 조류발전 터빈의 용량별 성능 비교

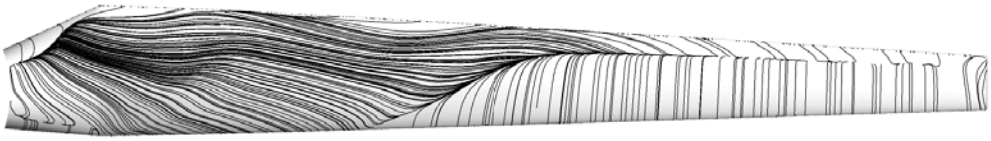
20kW와 50kW 조류터빈해석을 진행 하였으며, 계산에 사용된 격자의 수는 약 1,650만개 node가 사용이 되었으며, 계산에 사용된 도메인은 7kW 조류터빈과 동일하게 사용하였다. 계산조건의 경우 TSR 5부터 TSR8.5까지 총 8케이스를 해석을 진행하였다.

Fig. 5.19는 20kW 조류터빈의 해석결과로 흡입면의 표면유선을 보여주고 있으며, 7kW급 조류터빈과 비교하였을 때 TSR구간에 따라 비슷한 경향을 보여주고 있으며, TSR 6.5까지는 반경류가 블레이드 전면적에 생성된 것을 볼 수 있으며, 트레일링 엣지 부근으로 이동하는 것을 확인할 수 있었다. TSR 7부터 TSR8.5 구간은 허브 근처에서 반경류가 약하게 생기는 것을 확인할 수 있었다.

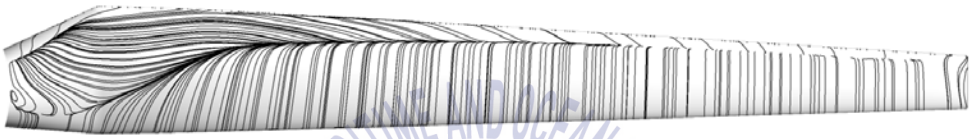
Fig. 2.20은 50kW 조류터빈의 해석결과 이며, 흡입면의 표면 유선을 보여주고 있다. 20kW급 조류터빈과 비교 하였을 때 반경류가 좀 더 약하게 생기는 것을 확인 할 수 있었다. 하지만 TSR에 따른 경향은 비슷하게 나타나는 것을 확인 하였다. TSR 6.5까지 블레이드 전면적과 트레일링 엣지 부근에 생성되는 것을 확인 할 수 있으며, TSR 8.5까지는 허브 근처에서 반경류가 생성되는 것을 확인 하였다.

Fig. 5.21은 20kW와 50kW의 출력을 보여주고 있으며, TSR에 따른 출력 경향이 비슷하게 나타나는 것을 확인할 수 있었으며, Fig. 5.22는 효율을 보여주고 있다. 효율 또한 경향은 비슷하게 나타나며, 20kW의 최대효율은 0.75이며, 50kW의 효율은 0.77을 확인 하였다.

Collection @ kmou



(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s



(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s

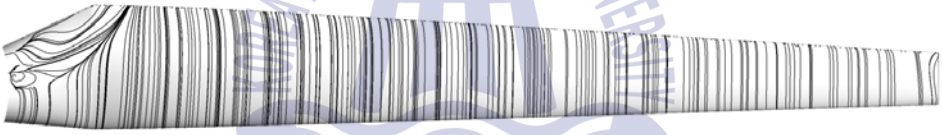
(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s

(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s



(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s

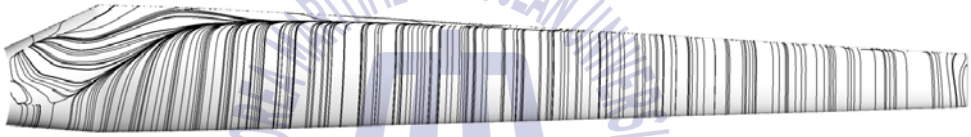
(h) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.19 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D for a 20kW turbine

Collection @ kmou

(a) Surface streamline - TSR 5 at velocity of 1.5m/s

(b) Surface streamline - TSR 5.5 at velocity of 1.5m/s



(c) Surface streamline - TSR 6 at velocity of 1.5m/s

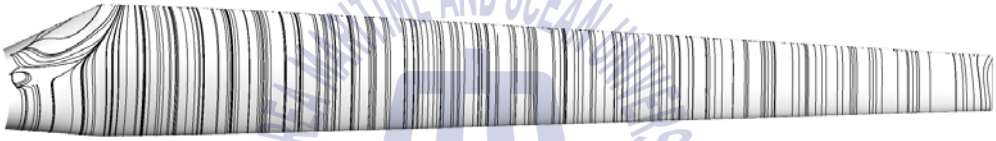
(d) Surface streamline - TSR 6.5 at velocity of 1.5m/s

(e) Surface streamline - TSR 7 at velocity of 1.5m/s

Collection @ kmou

(f) Surface streamline - TSR 7.5 at velocity of 1.5m/s

(g) Surface streamline - TSR 8 at velocity of 1.5m/s



(h) Surface streamline - TSR 8.5 at velocity of 1.5m/s

Fig. 5.20 Surface streamline with TSR at flange height of 0.17D for a 50kW turbine

Collection @ kmou

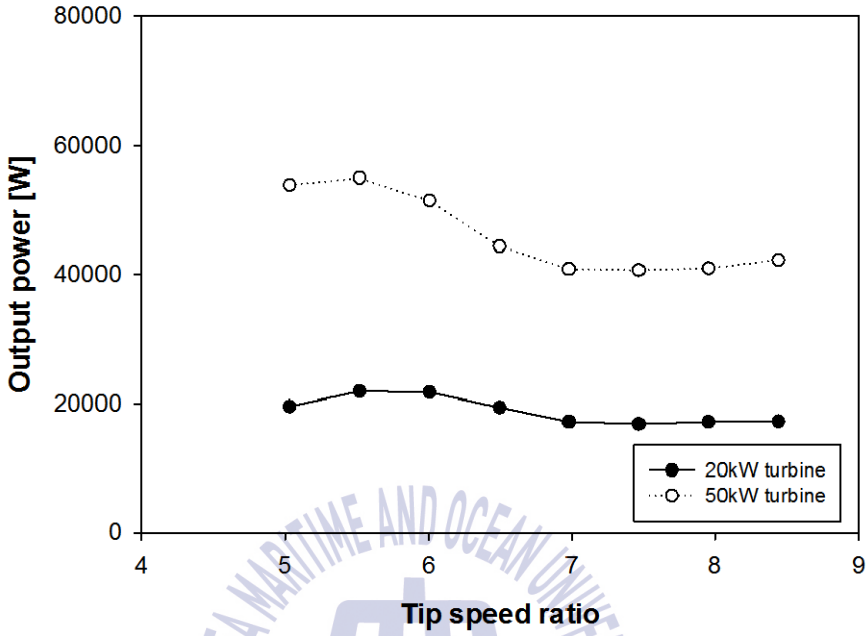


Fig. 5.21 Power variation with diffuser flange height

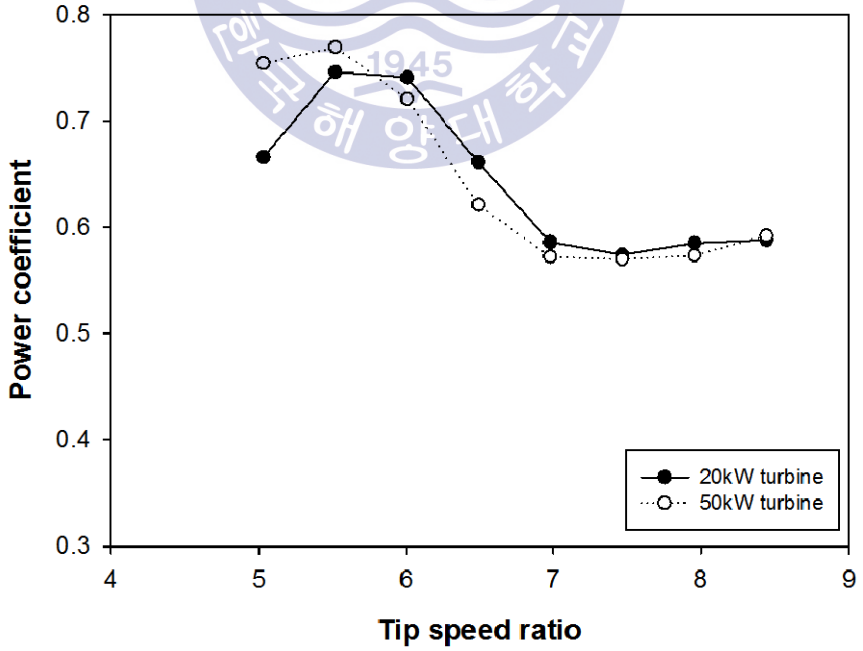


Fig. 5.22 Coefficient of power with diffuser flange height

Collection @ kmou

제 6 장 결론

본 논문에서는 조류터빈용 디퓨저의 최적화를 통하여 조류터빈의 성능 향상을 위해 디퓨저 및 조류발전 터빈에 대한 CFD 해석을 진행하였으며, 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

(1) 디퓨저의 성능을 검증하기 위해 우선, 조류발전터빈을 설계하여 해석을 수행하였으며, 조류터빈에서 많이 사용되는 익형인 NACA-63421와 S822을 사용하여 유속 1.5m/s ~ 2.5m/s 구간에서 효율 0.43을 얻을 수 있었으며, 모든 유속에서 TSR에 따라 비슷한 경향의 성능 곡선을 확인할 수 있었다.

(2) 디퓨저의 형상 최적화를 위해 4개의 형상적 변수에 대해 반응표면법을 활용한 CFD 해석을 수행하였다. 디퓨저에 의한 유입유속의 증가는 1.5m/s에서 2.3m/s까지 증가하는 것을 확인하였다. 각 설계 변수들은 터빈직경(D)에 대해 디퓨저의 축소부 길이는 0.195D, 확대부 길이는 0.206D, 플랜지 높이는 0.174D, 디퓨저의 곡률은 0.504D임을 알 수 있다.

(3) 최종적으로 조류발전용 터빈에 디퓨저를 적용하여 CFD해석을 진행하였으며, 조류발전터빈만을 해석한 결과에 비해 출력과 출력계수 모두 향상되는 것을 확인하였으며, 0.17D를 사용하며, S822익형을 사용한 터빈의 출력계수는 0.756이다. 이때의 출력향상은 76% 증가하였으며, 효율은 32%증가하였다. NACA-63421를 사용하였을 때의 출력 계수는 0.675이며, 이때의 출력 증가는 57%증가하였으며, 24.5% 증가 하였다.

(4) 플랜지의 길이에 따른 CFD해석을 통해 플랜지의 길이가 증가함에 따라 효율과 출력 모두 증가하며, 0.25D의 플랜지 길이에서 조류발전터빈은 0.8이라는 출력계수를 보였다.

(5) 20kW와 50kW 조류발전터빈의 출력과 효율은 장치의 용량과는 상관없이 디퓨저를 활용하면 비슷한 경향의 성능 곡선을 가지는 것을 확인하였다. 위와 같은 CFD 해석에 대하여 축소모델 실험을 진행할 예정이다.

Collection @ kmou

References

김범석, 2005. *수평축 풍력발전용 터빈 블레이드 최적 설계 및 공력성능해석에 관한 연구.* 박사학위논문. 부산:한국해양대학교

김문오, 2011. *수평축 풍력 및 조류발전용 터빈 블레이드 최적설계와 성능해석에 관한 연구.* 석사학위논문. 부산:한국해양대학교

국립해양조사원, 신재생 조류에너지 자원도 작성. 2009. [online] (updated 2 July 2009) Available at: *http://www.todayenergy.kr/news/articleView.html?idxno=47580* [Accessed 11 November 2017]

녹색성장위원회, 2011. *신재생에너지 개발·이용·보급 목표의 적정성에 대한 연구,* 녹색성장위원회

산업통상자원부, 2016. *2016신재생에너지 백서.* 산업통상자원부

양창조, 조대환, 최민선, 이영호, 2006. *조류에너지 실용화 기술 동향.* 한국마린엔지니어링학회, 2006년도 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회

이혜영, 2009. *진도 울돌목에 국내 최초 조류발전소 떴다.* 과학동아

이강회, 2016. *수평축 조류발전 터빈의 성능평가 및 블레이드 변형을 고려한 출력변화 분석.* 박사학위논문. 인천:인하대학교

조대환, 양창조, 최민선, 최주열, 2006. *국내 해양에너지 실용화 동향:조력, 조류에너지.* 한국마린엔지니어링학회, 2006년도 한국마린엔지니어링학회 전기학술대회

현범수, 조철희, 김문찬, 문채주, 2011. *조류발전 기술현황과 전망.* 대한조선학회지, 48(3), pp.12-19, 대한조선학회

한국해양연구원, 2002. *2002 Annual Report,* 한국해양연구원

한국과학기술기획평가원, 2011. *Green-tech Research*, 한국과학기술기획평가원

Belloni. C., 2013. *Hydrodynamics of ducted and open-centre tidal turbines.*

Collection @ kmou

Ph.d. University of oxford

Corten. G.P, 2001, *Inviscid stall Model*, 2001 European wind energy conference, pp.466-469

Lock. C.N.H., 1934, *Experiments to verify the independence of the elements of an air screw blade*. ARCR R&M No.953

Ohya. Y., Uchida. T., Karasudani. T., Hasegawa. M., Kume. H., 2012. *Numerical studies of flow around a wind turbine equipped with a flanged-diffuser shroud using an actuator-disk model.* Wind engineering, 36(4), pp455-472

Sun. H., Kyozuka Y., 2012. *Experimental validation and numerical simulation evaluation of a shrouded tidal current turbine.* proceedings of the japan marine engineering ocean engineering, japan, December, 2012

Shi. W., Wang. D. Atlar. M. Guo. B. Seo. K.C., 2015. *Optimal design of a thin-wall diffuser for performance improvement of a tidal energy system for an AUV*, Ocean engineering, 108, pp.1-9

Veritas. D.N., 2001. *Guideline for design of wind turbines*. Natinal laboratory, pp.64-65

Yang. C.J., Hoang. T.G., 2016. *Development trends of tidal current energy and its test bed.* Vacuum magazine, 3(2), pp.11-16

Collection @ kmou

Bibliography

김동환, 이주현, 박세완, 이신형, 2011. *날개 요소 운동량 이론 방법을 이용한 조류발전터빈 성능해석,* 대한조선학회, 2011년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회

리처드 빌렛, 2015. *조류발전 컨설팅*, Ansys advantage 9(3)

박진순, 2016. *조류발전 기술개발 국제동향*, 한국해양과학기술원

양창조, 김범석, 2010. *조류발전용 최적 로터블레이드 형상 설계,* 한국마린엔지니어링학회. 2010년도 한국마린엔지니어링학회 공동학술대회

양창조, 2011. *조류발전용 로터 블레이드의 최적 형상 설계.* 해양환경안전학회지, 17(1) pp.75-82, 해양환경안전학회

서지혜, 이진학, 박진순, 이광수, 2015. *200kW급 수평축 조류발전 터빈 블레이드 형상 최적설계.* 한국해양공학회지, 29(5), pp.366-372, 한국해양공학회

이강희, 2011, *해양 조류발전용 터빈의 기본설계 및 다배열 시 간섭효과에 대한 연구.* 석사학위논문. 인천:인하대학교,

이낙중, 2016. *상반전 조류 터빈의 최적설계를 위한 CFD 및 모델실험 연구.* 박사학위논문. 부산:한국해양대학교

임희전, 2016, *Design optimized of a ducted-type small tidal turbine for improving power performance.* 한국유체기계학회, 2016 한국유체기계학회 동계학술대회

정지현, 김범석, 2016. *수평축 조류발전용 로터 블레이드 형상설계 및 CFD에 의한 출력성능해석*, 대한기계학회 논문집B권, 39(8), pp.661-668

Evans. R., Adam. R.M., Royle. M., Ewen. L.M., 2013. *Optimum geometry for axial flow stream tidal turbine blades.,* European Wave and Tidal Energy Conference 2013.

Lipian. M., Karczewski. M., Olasek. K., 2015. *Sensitivity study of diffuser angle*

Collection @ kmou

and brim height parameters for the design of 3kW diffuser augmented wind turbine. The Journal of University of Zielona Góra, 20(1)

Wei. X., Huang. B., Kanemoto. T., Wang L., *Near wake study of counter-rotating horizontal axis tidal turbines based on PIV measurements in a wind tunnel.* Journal of marine science and technology, 22(1), pp.11-24

Collection @ kmou

감사의 글

박사과정 4년을 공부하면서 본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고 학문의 길을 열어 주신 이영호 지도교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다. 또한 심사과정을 통해 부족한 논문을 세심하게 다듬어 빛내 주신 조종래 교수님, 김유택 교수님, 최영도 교수님 한국조선해양기자재연구원의 황영철 박사님께도 감사를 드립니다. 아울러 학위논문이 완성되기까지 논문과 학업에 진취할 수 있었던 것은 항상 도움을 주는 유동정보연구실의 식구들, 듬직한 창구형, 취업하신 현준형, 문오형, 정윤형, 그리고 실험실에서 가장 도움을 많이 받은 낙중이형, 지훈형, 동기이자 동생인 김병하, 외국에서 공부하러온 Joji Wata, 지금은 군대간 강홍구, 졸업한 정희성, 김상윤, 김병준, 학부생인 양호성, 박현수가 있었기에 가능했다고 생각합니다. 무엇보다 감사한 것은 멀리 떨어져 있어서 함께 많은 시간을 보내지 못한 것이 아쉬운 우리 가족들, 부족한 저를 믿고 항상 저에게 힘을 주신 할머니, 아버지, 어머니, 누나, 공부하기 부족함 없이 뒤에서 지켜준 이모, 외삼촌에게 고마움을 전합니다.

박사학위를 마치면서 아직도 부족함이 많은 사람이라고 생각을 거듭하게 됩니다. 언제나 배움의 자세로 학문에 정진해 나갈 수 있는 공학자가 되고 싶고, 새로운 출발의 밑거름이 될 수 있도록 아낌없이 격려와 관심을 부탁드립니다. 저에게 주신 따뜻한 마음을 간직하면서, 저를 아껴주시는 많은 분들에게 다시 감사의 말씀을 드립니다.

김인철 올림

Collection @ kmou