

공학석사 학위논문

# 200kW급 HAT 조류발전장치의 실해역 축소 모형 시험에 의한 축 설계 검증

The verification of the shaft design with sea scale model  
test of 200kW class HAT tidal power generation system

지도교수 조 효 제

2015년 1월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

김 성 규

본 논문을 김성규의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장      현 범 수      (인)



위원      조 효 제      (인)

위원      이 승 재      (인)

2015년 1월 20일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

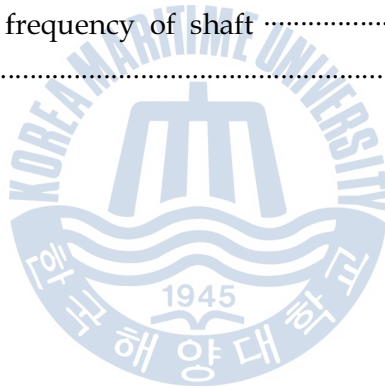
<b>List of Tables</b> .....	iii
<b>List of Figures</b> .....	vi
<b>Abstract</b> .....	vi
<b>1. 서 론</b>	
1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구목적 .....	2
<b>2. 조류발전 원리 및 소개</b>	
2.1 조류발전 종류 .....	3
2.1.1 회전축에 따른 분류 .....	3
2.1.2 고정방식에 따른 분류 .....	5
2.2 국내외 기술 동향 .....	6
2.2.1 국내 기술 동향 .....	6
2.2.2 국외 기술 동향 .....	7
<b>3. 수평축 설계 검증</b>	
3.1 설계 이론 .....	8
3.1.1 운동량 이론 .....	8
3.1.2 이론적 출력 .....	9
3.1.3 출력 계수 및 주속비 .....	12
3.1.4 축 지름 .....	13
3.2 검증 조건 산정 .....	16
3.2.1 설계 유속 .....	16
3.2.2 로터 직경 .....	17
3.2.3 출력 계수 및 주속비 .....	17

3.3 이론식을 통한 설계 검증 .....	20
3.4 수치해석을 통한 설계 검증 .....	25
3.4.1 수치해석 목적 및 프로세스 .....	25
3.4.2 유한요소 이론 .....	26
3.4.3 구조강도 해석 결과 .....	33
3.4.4 진동 해석 결과 .....	39
<b>4. 실험역 모형 실험</b>	
4.1 실험 장치 및 구성 .....	45
4.2 실험 결과 및 고찰 .....	50
<b>5. 결론</b> .....	53
감사의 글 .....	55
참고문헌 .....	56



## List of Tables

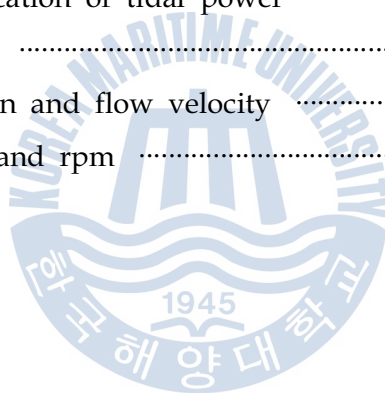
Table 2.1.1 The comparison of HAT and VAT .....	4
Table 3.2.1 Strongest flow rate and mean velocity .....	17
Table 3.3.1 Design conditions .....	21
Table 3.3.2 Characteristics of Stainless Steel .....	22
Table 3.3.3 Mechanical properties of 304 grade stainless steel .....	23
Table 3.3.4 KS B 0406:1980 (shaft Diameter, mm) .....	24
Table 3.4.1 Node & Element of shaft .....	35
Table 3.4.2 Material properties .....	35
Table 3.4.3 The natural frequency of shaft .....	44
Table 4.1.1 Sensor List .....	49



## List of Figures

Fig. 2.1.1 HAT and VAT tidal power .....	4
Fig. 2.1.2 Classification by fixed type .....	5
Fig. 2.2.1 1MW VAT helical tidal power .....	6
Fig. 2.2.2 Overseas tidal power .....	7
Fig. 3.1.1 The energy extracing stream-tube of a tidal turbine .....	8
Fig. 3.1.2 Energy extraction of the rotor disk .....	10
Fig. 3.1.3 Shaft of tidal power .....	14
Fig. 3.2.1 Tidal flow of Jeollanam-do .....	16
Fig. 3.2.2 Numerical analysis for drawing Power Coefficient .....	18
Fig. 3.2.3 Power Coefficient and tip speed ratio relationship graph ...	19
Fig. 3.3.1 Shape of 20kW Pilot Scale model .....	20
Fig. 3.3.2 Shaft shape of 20kW Pilot Scale model .....	21
Fig. 3.4.1 Analysis flow chart .....	26
Fig. 3.4.2 Equation of equilibrium .....	28
Fig. 3.4.3 3D model of shaft .....	34
Fig. 3.4.4 Finite element model of shaft .....	34
Fig. 3.4.5 Boundary condition of shaft .....	36
Fig. 3.4.6 Equivalent Stress of shaft .....	37
Fig. 3.4.7 Total deformation of shaft .....	37
Fig. 3.4.8 Boundary condition of shaft .....	38
Fig. 3.4.9 Equivalent Stress of shaft .....	39
Fig. 3.4.10 Total deformation of shaft .....	39
Fig. 3.4.11 Boundary condition of shaft .....	40

Fig. 3.4.12 The natural frequency of shaft (Mode 1) .....	41
Fig. 3.4.13 The natural frequency of shaft (Mode 2) .....	41
Fig. 3.4.14 The natural frequency of shaft (Mode 3) .....	42
Fig. 3.4.15 The natural frequency of shaft (Mode 4) .....	42
Fig. 3.4.16 The natural frequency of shaft (Mode 5) .....	43
Fig. 3.4.17 The natural frequency of shaft (Mode 6) .....	43
Fig. 4.1.1 Experiments place .....	45
Fig. 4.1.2 Composition of the experimental apparatus .....	46
Fig. 4.1.3 All Shape of the experimental apparatus .....	47
Fig. 4.1.4 Design verification of tidal power .....	48
Fig. 4.1.5 Sensor shape .....	49
Fig. 4.2.1 Tidal direction and flow velocity .....	50
Fig. 4.2.2 Acceleration and rpm .....	51



# **The verification of the shaft design with sea scale model test of 200kW class HAT tidal power generation system**

Kim, SeongGyu

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

## **Abstract**

The global energy market has seen drastic volatility in recent days after having enjoyed stability, so interest in marine energy is rising such as tidal power generation.

In tidal power generation, the axis must sustain reliability as much as the designed life of the tidal power generation system. As such, there is a demand for stringent management from initial design to operation.

Per this thesis, the design is reviewed through theory and numerical interpretation on the basis of 20kW class horizontal axis tidal power generation as the pilot-scale model of the 200kW class horizontal axis tidal power generation and the horizontal axis must be verified through sea experiments.

**KEY WORDS:** Tidal power generation system 조류발전장치; Horizontal Axis Turbine 수평축; shaft 축; design verification 설계 검증; experiment 실험



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

세계경제불황, 정책 불확실성 및 일부 주요 신재생에너지 시장의 지원 감소에도 불구하고 신재생에너지에 대한 국제적 수요는 지속적으로 증가를 하고 있다. 신재생에너지 국제전문기관인 REN21에 의하면 2012년 기준으로 세계 발전 용량의 26%를 신재생에너지가 차지하고 전 세계 전력의 21.7%를 공급하였다고 발표하였다. 과거에는 유럽과 미국에서 신재생에너지 투자 비율이 높았으나, 점차 개도국 및 신흥 공업국인 중동과 아프리카 등에서 투자 비율이 점차 늘어나 현재는 약 120개국에서 신재생에너지에 지원을 하고 있다. 그러나, 신재생에너지 자원이 태양광, 집광형 태양열, 풍력 발전에 집중되면서 기업 간의 경쟁 심화와 기술 진보, 과잉 공급으로 인해 가격 하락이 계속되었다. 그 결과 설비제조업체의 도산 및 합병이 계속되면서 대형 전력 회사 및 국가에선 몇 년 전부터 해양에너지 연구와 개발에 지원을 하기 시작하였다.

대표적인 해양에너지는 조류, 조력, 파력, 온도차 발전이 있으며, 이외에도 염분차, 해상풍력, 해상바이오매스, 해양수소 발전이 있다. 조류발전은 밀물과 썰물에 의해 발생하는 빠른 유속을 이용하여 터빈을 돌려 전기를 생산하는 방식으로 타 신재생에너지와는 달리 계절적 요인이나 날씨에 관계없이 항상 일정한 가동으로 발전량을 예측할 수 있으며, 풍력발전과 기술적인 부분이 유사하여 기초 연구 및 실험실 규모의 실험이 빠르게 진행될 수 있다는 장점이 있다. 이러한 장점으로 조류발전은 최근 집중적이고 빠른 연구 및 개발로 규모는 작지만 계통 연계를 통한 상업용 발전을 운영하는 기업이 나왔으며, 전 세계적으로 10개국 30여개의 기업에서 기술 개발을 하고 있다.

이러한 전 세계적인 조류발전 개발 추세에 맞춰 국내에선 유향, 유속 변화에 능동 대처하고, 유속량 강화 제어 기법을 통한 효율적이고 적용 범위가 넓은 200kW급 능동 제어형 조류 발전 시스템을 한국해양과학기술원 주관 아래 건국대학교, 서울대학교, 한국전기연구원, 한국조선해양기재연구원, 현대건설 등이 참여를 하여 개발을 하고 있다.

## 1.2 연구 목적

조류발전에서 축은 블레이드로부터 전달되는 고토크, 저속의 회전력을 증속기 또는 발전기 등으로 전달하기 위한 기계 구성품이다. 축은 로터 자중(rotor weight), 토크(torque), 추력(thrust), 축방향 하중(lateral force) 으로부터 발생하는 피로 하중(fatigue load)을 지지하면서 조류발전기의 설계 수명만큼 신뢰성이 유지되어야 하므로 초기 설계부터, 제작 시 원소재의 선정 및 운영까지 엄격한 관리를 요구한다.

조류발전의 수직축에 대한 연구는 한국해양과학기술원에서 1MW급 조류 발전을 개발하면서 설계 및 실험을 통해 현재도 수행하고 있으나, 수평축에 대한 연구는 2010년 4월 100kW급 조류발전 개발 및 실험 이후 수행되고 있지 않다. 그러므로, 국내·외 조류발전 기술 동향과 국내의 신재생에너지 정책에 맞춰 수평축에 대한 연구 및 실험 통한 검증이 필요하다.

본 연구는 한국해양과학기술원이 개발하고 있는 200kW급 능동 제어형 조류발전의 Pilot-Scale 모델인 20kW 수평축 조류발전의 축에 대해 이론식 및 수치 해석을 통하여 설계의 타당성을 검증하고, 실험 모형 실험을 통해 축의 변위 여부를 측정하고자 한다.

## 제 2 장 조류발전 원리 및 소개

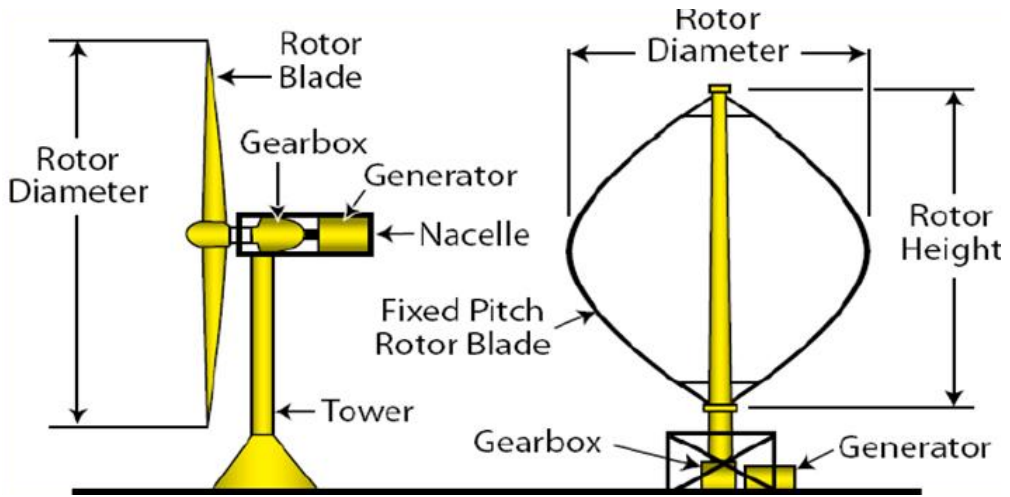
### 2.1 조류발전 종류

#### 2.1.1 회전축에 따른 분류

조류발전은 터빈 회전축과 유체의 방향에 따라 수평축(HAT, Horizontal Axis Turbine), 수직축(VAT : Vertical Axis Turbine)으로 크게 분류할 수 있다. 그 외적으로 포일(Foil), 압전소자, 와류 효과 등을 이용한 방식도 있으나, 현재 개발된 대다수의 조류발전은 수평축 및 수직축 방식이다.

수평축 조류발전은 터빈 회전축과 유체 방향이 평행하여 구조적으로 간단하며 안정적인 형식으로, 풍력발전과 유사한 구조를 가지고 있다. 넓은 범위와 유속 변화에 대한 효율이 높고 발전출력이 안정적인 장점을 가지고 있으나, 조류의 방향 변화에 대응하기 위해 별도의 회전 장치가 필요하며 발전부가 수중에 설치되기 때문에 시스템의 수밀이 필수적으로 요구되는 단점도 있다.

수직축 조류발전은 터빈 회전축과 유체 방향이 수직으로, 유향 변화에 관계없이 발전이 가능하고 낮은 유속에서도 운전이 가능한 장점이 있으나, 수면과 해저면을 연결하는 수직축이 길어 큰 굽힘 모멘트 작용으로 인해 심한 진동이 발생한다는 단점도 있다.



**Fig. 2.1.1 HAT and VAT tidal power**

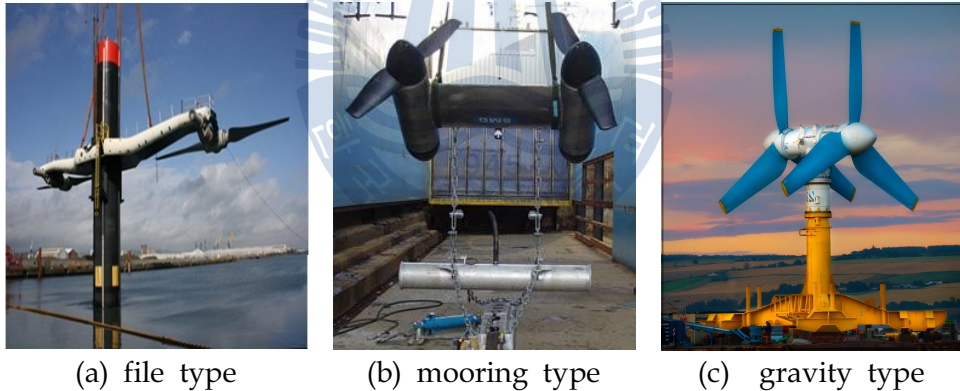
**Table 2.1.1 The comparison of HAT and VAT**

종류	구분	내용
수평축	장점	<ul style="list-style-type: none"> <li>· 해수 속도 변화에 대한 효율이 높음</li> <li>· 구조가 간단하여 구조적으로 안정적인</li> <li>· 풍력발전 및 선박의 프로펠러 기술 응용이 가능함</li> </ul>
	단점	<ul style="list-style-type: none"> <li>· 해수 방향에 적극적으로 대응하기 위해선 회전 장치가 필요함</li> <li>· 협소한 공간에는 설치가 어려움</li> </ul>
수직축	장점	<ul style="list-style-type: none"> <li>· 변화하는 해수 방향에 발전이 가능함</li> <li>· 발전 장치가 수면 위에 있을 경우 전기 장치 유지보수가 용이함</li> </ul>
	단점	<ul style="list-style-type: none"> <li>· 설치 및 제거가 어려움</li> <li>· 시설비가 수평축 방식에 비해 비교적 높음</li> <li>· 수면과 해저면을 연결하는 수직축이 길어 큰 굽힘 모멘트가 작용하여 심한 진동이 발생함</li> </ul>

## 2.1.2 고정방식에 따른 분류

조류발전장치를 고정하는 방식에 따라 파일고정식, 계류고정식, 자중고정식으로 구분되며, 조류발전 후보지의 환경 특성(수심, 지반 조건) 및 경제성에 따라 형식이 결정된다.

파일 고정식은 주로 해저면이 튼튼한 암반에 강관파일로 시스템을 고정하는 방식이며, 계류 고정식은 수심이 깊거나 부유체를 이용하여 발전해야 할 시 해저면에 계류 라인을 고정방식이다. 자중고정식은 발전장치 자체 무게로 위치를 고정하는 방식으로 무게가 많이 나가고 수중 지지구조물이 큰 단점은 있으나, 설치비가 저렴하고 설치 기간이 짧다는 장점이 있다.



**Fig. 2.1.2 Classification by installation type**

## 2.2 국내의 기술 동향

### 2.2.1 국내 기술 동향

국내에서 조류발전 관련 연구 개발은 모두 국책 과제를 통하여 수행하고 있다.

대표적인 국책 과제 사례로 한국해양연구원은 2005년 4월 국토해양부의 지원을 받아 1MW급 수직축 헬리컬 조류발전 장치를 전라남도 해남군 울돌목에 2009년 5월에 설치하여 실험 및 운영을 하고 있다. 한국해양연구원이 개발한 수직축 조류발전은 시스템 효율 약 26%, 수차 효율 약 36%로 선진국 기술 수준에 도달한 것으로 평가되고 있다. 오션스페이스가 개발한 100kW급 수평축 조류발전 장치를 전남 여수 금오수도에서 2010년 4월 설치하여 해양에서 성능 실험을 완료하였으며 대규모 설치 및 해양에 조류발전 장치 설치를 위한 기초 데이터를 확보하였다.



**Fig. 2.2.1 1MW VAT helical tidal power**

## 2.2.2 국외 기술 동향

국의 조류발전 분야는 영국을 중심으로 유럽에서 주도적으로 진행하여 왔으며, 그 외 캐나다, 독일, 미국 등 선진국을 중심으로 시제품 제작과 실험실 시험을 수행한 업체가 20개 이상이 되고 있다. 영국 및 미국의 기술 성숙도는 (TRL, Technology Readiness Level) 상용 제품 생산 단계인 9단계에 도달하였다.

영국에는 계통 연계에 성공한 세계 최초 상업용 조류발전 장치인 1.2MW급 SeaGen 조류발전 장치(Marine Current Turbine社)가 운영하고 있으며, 원형 제트엔진 형태의 1MW급 터빈을 개발한 Openhydro社가 실용화를 앞두고 있다.

미국의 RITE GEN5(Verdant社)는 뉴욕의 East River에 36kW급 조류발전 시스템 6기를 설치하여 뉴욕 일부 지역에 전력을 공급하였으며, 현재 운영을 하면서 환경영향평가, 데이터 수집 등을 수행 중에 있다.



(a) Sea Gen



(b) RITE GEN5

**Fig. 2.2.2 Overseas tidal power**

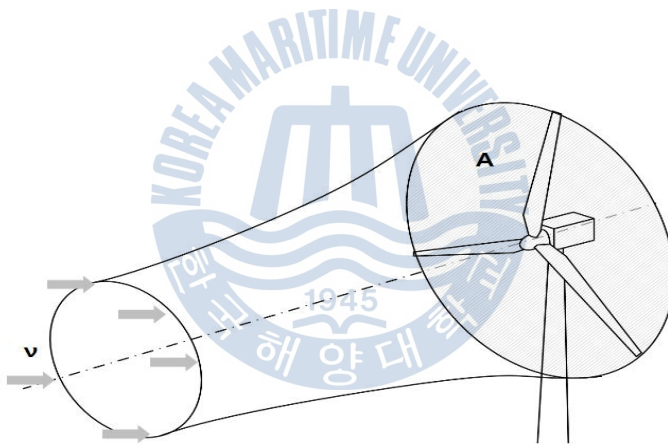
## 제 3 장 수평축 설계 검증

### 3.1 설계 검증

#### 3.1.1 운동량 이론

질량  $m$ 을 가진 유체입자의 모임이 속도  $v$ 로 움직일 때 운동에너지는 식 3.1.1과 같이 표현한다.

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (3.1.1)$$



**Fig. 3.1.1 The energy extracting stream-tube of a tidal turbine**

유체 속에 유체방향과 수직인 면적이  $A$ 인 액추에이터 디스크(가상원판, actuator disk)를 가정하면 이 원판을 통과하는 유체의 질량유동(mass flow rate)  $\frac{dm}{dt}$ 은 유체밀도  $\rho$ 와 유체속도  $v$ 의 함수로 주어진다.

$$\frac{dm}{dt} = \rho v A \quad (3.1.2)$$



단위시간당 에너지변화가 출력이므로 유속의 최대 가능 출력은 식 3.1.3으로 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{1}{2} \frac{dm}{dt} v^2 \quad (3.1.3)$$

따라서 식 3.1.3에 식 3.1.2를 대입하면 유속의 최대가용 출력이 도출된다.

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (3.1.4)$$

$P$  : 출력 [W]

$\rho$  : 유체밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$A$  : 로터 회전면적 [ $\text{m}^2$ ]

$v$  : 유속 [m/s]

식 3.1.4는 유체의 흐름에서 에너지 변환장치에 의하여 발생하는 기계적 에너지인 출력을 얼마나 얻을 수 있는지를 설명해 준다. 출력은 로터의 넓이에 비례하고, 유속의 세제곱에 비례함을 알 수 있다. 이에 따라 조류발전기의 출력은 유속에 매우 민감하게 증감함을 알 수 있다.

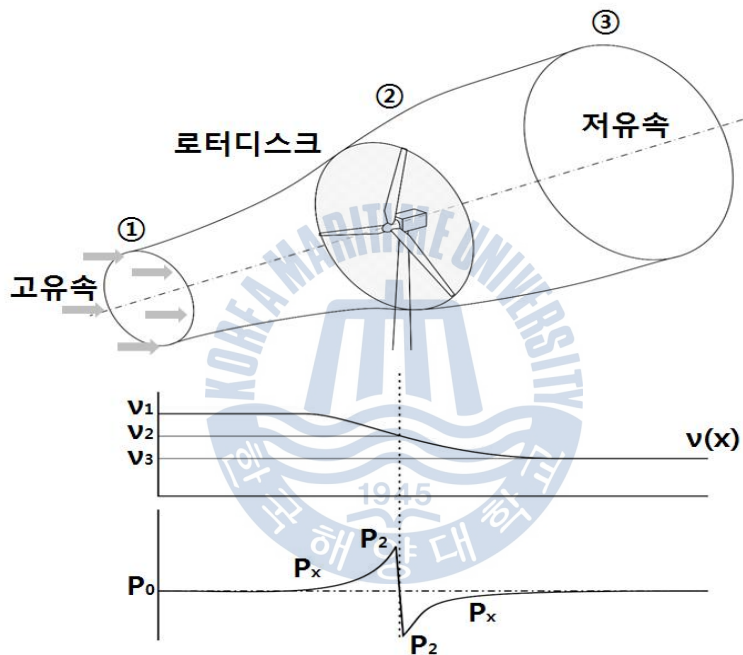
### 3.1.2 이론적 출력

유속은 유체의 흐름이므로 유속이 갖는 에너지는 운동에너지이며, 식 3.1.4같이 나타낼 수 있다. 터빈로터 회전면을 통과하는 유체가 가진 에너지를 모두 추출해 내는 것은 조류터빈 후방의 흐름이 완전히 정지하는 것을 의미하므로, 이는 실제로 발생할 수 없다.

로터를 움직일 수 있는 기계적 에너지는 유체가 가지고 있는 운동에너지를 사용해야 된다. 질량은 일정하게 유지되므로 에너지 보존의 법칙

(law of conservation of energy)에 의하여 Fig. 3.1.2와 같이 로터 뒤쪽의 유속은 감소되어야 하며, 유속이 느려지는 것은 동일한 질량이 로터를 지나야 하므로 단면이 커진다는 뜻이다.

이러한 유체의 에너지로부터 조류터빈의 에너지를 추출해낼 때 이론적으로 가질 수 있는 최대 출력은 다음의 액추에이터 디스크(actuator disk) 모델을 통하여 유도할 수 있다.



**Fig. 3.1.2 Energy extraction of the rotor disk**

조류발전 블레이드의 전후 유동장은 Fig. 3.1.2와 같은 액추에이터 디스크 모델로 나타낼 수 있다. 조류터빈은 로터 디스크 전후에서 정압력 강하를 통하여 유체의 에너지를 뽑아낸다. 유체가 로터 디스크에 접근하게 되면 유속은 감소하고 이에 따라 압력이 상승하다가, 로터 디스크를 통과하면서 낮은 압력으로 압력 강하가 발생한다. 이후, 유체가 로터 디스크에서 멀어지면 압력은 다시 회복되고, 유속은 감소하면서 유량 보존의 원리

에 의해 유동관 단면적은 확대 된다. 그러므로, 로터 디스크 전후에서 유체는 운동에너지 감소를 겪게 되고, 이중 일부가 조류터빈에 의하여 전기 에너지로 전환하게 된다.

로터 디스크 전후에 유체가 겪는 운동에너지의 감소는 다음 식으로 표현된다.

$$P_{\text{extracted}} = \frac{1}{2}m(v_1^2 - v_3^2) \quad (3.1.5)$$

또한, 로터 디스크에 가해지는 하중  $F$ 는 유체의 운동량 변화에 의하여 발생되므로 조류터빈이 얻는 출력은 식 3.1.5로도 표현될 수 있다.

$$P_{\text{extracted}} = Fv_2 = m(v_1 - v_3)v_2 \quad (3.1.6)$$

식 3.1.4 및 식 3.1.5로부터 로터 디스크에서의 유속  $v_2$ 는 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m(v_1^2 - v_3^2) &= m(v_1 - v_3)v_2 \\ v_2 &= \frac{1}{2}(v_1 + v_3) \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

따라서, 로터 디스크에서의 유속  $v_2$ 는 상류의 유속  $v_1$ 과 하류의 유속  $v_3$ 의 산술평균이다.

로터 디스크를 통과하는 유량  $m = \rho Av_2 = \frac{1}{2}\rho A(v_1 + v_3)$ 을 식 3.1.7에 대입을 하면 식 3.1.8과 같이 로터의 기계적 출력을 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{1}{4}\rho A(v_1^2 - v_3^2)(v_1 + v_3) \quad (3.1.8)$$

### 3.1.3 출력 계수 및 주속비

이론적으로 이용 가능한 출력은 식 3.1.4와 같으나, 로터가 모든 출력을 추출해 낼 수 없고 유체의 흐름이 로터를 지날 때 운동에너지의 일부분만 로터에 전달이 된다. 로터 디스크에 의하여 추출된 기계적 출력과 유체가 낼 수 있는 최대 출력의 비를 출력계수(Power Coefficient)라 하고, 유체가 낼 수 있는 최대 출력의 값이 크기 때문에 당연히 1보다 작은 값이 되며 식 3.1.9와 같이  $C_p$ 라고 표시할 수 있다.

$$C_p = \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{1}{4}\rho A(v_1^2 - v_3^2)(v_1 + v_3)}{\frac{1}{2}\rho A v_1^3} \quad (3.1.9)$$

$$= \frac{1}{2} \left[ 1 - \left( \frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right] \left[ 1 + \left( \frac{v_3}{v_1} \right) \right]$$

$P$  : 로터의 기계적 출력

$P_0$  : 유체가 낼 수 있는 최대 출력

출력 계수  $C_p$ 는 유속  $v_1$ 과  $v_3$ 만의 함수로 나타낼 수 있으며,  $\frac{v_3}{v_1}$ 의 함수로 나타내면 최대값을 갖는 곡선으로 나타낼 수 있다. 이 최대값은  $\frac{v_3}{v_1} = \frac{1}{3}$ 에서 발생하며 그 때의  $C_p$ 는 0.593으로 이를 이론 출력계수라고 하고 독일의 A.Betz가 증명하여 베츠계수(Betz factor 또는 Betz limit)라 한다.  $C_p$ 는 0.593는 각종 손실을 무시하고 이론적으로 로터 디스크가 유체로부터 뽑아낼 수 있는 최대 출력이 유체가 갖는 총에너지의 59.3%를 넘을 수 없다는 것을 의미한다.

조류터빈의 블레이드 선단속도(깃끝 속도, tip speed)란 블레이드가 회전할 때 블레이드 끝이 움직이는 속도로, 선단속도는 블레이드의 길이가

증가함에 따라 선속도가 증가하며, 일정속도를 초과하면 소음 및 진동 발생과 관련되므로 조류터빈 설계 시 중요 인자이다.

조류터빈 블레이드 선단속도 및 유속의 비로 정의되는 값을 주속비 (TSR, tip speed ratio)라 하며, 식 3.1.10으로 표시된다.

$$\lambda = \frac{\text{blade tip speed}}{\text{tidal speed}} = \frac{wR}{v_{\infty}} \quad (3.1.10)$$

$w$  : 각속도 [rad/s]

$R$  : 로터 반경 [m]

임의의 유속에서 로터에 의하여 발생하는 출력은 블레이드 끝단과 유속에 따라 달라진다. 출력계수와 토크계수는 주속비에 달라지는데 최대의 출력이 나타나는 최적의 주속비는 존재한다.

### 3.1.4 축 지름

축(shaft)은 막대 모양의 부품으로 동력 장치에서 발생한 회전운동이나 황복 운동의 동력을 직접 혹은 간접적으로 전달하는 기계요소이다. 가장 일반적인 축의 모양은 원형이며, 단면이 속이 차있는 경우(中實軸, solid)와 속이 비어 있는 경우(中空軸, hollow)가 있다. 중공축은 중실축에 비해 가격은 고가이나, 가벼우면서도 큰 비틀림 강도를 얻을 수 있어, 축을 통해 지나가는 부분품이 필요한 기계에서 많이 사용을 한다. 본 논문에서는 Pilot Scale 모델로 블레이드 피치 제어(blade pitch control), 허브(hub) 등의 각종 센서가 축을 통해 연결되지 않으므로 중실축으로 설계되어 있다.

Fig 3.1.3과 같이 조류발전장치 축은 회전하기 때문에 주로 비틀림 모멘트  $T$ 가 작용하지만, 이외에도 축의 자중, 기어 중량, 축의 처짐, 커플링 등의 편심에 의한 굽힘 모멘트  $M$ 도 작용하므로 정확한 등가굽힘 모멘트

$M_e$ 와 등가비틀림 모멘트  $T_e$ 의 계산이 어려우며 복잡하다.

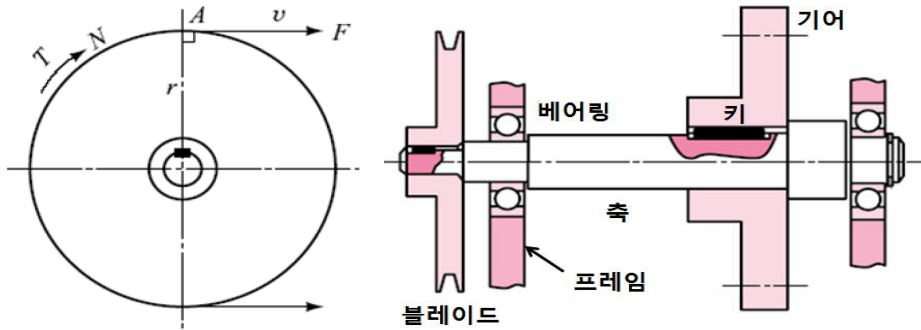


Fig. 3.13 shaft of tidal power

A점의 원주속도  $v$ 는 각속도  $w$ 와 블레이드의 지름  $D$ 사이에는 식 3.1.11의 관계식이 성립한다.

$$\begin{aligned}
 v &= w \cdot r = \frac{2\pi N}{60} [\text{rad/s}] \cdot \frac{r}{1000} \\
 &= \frac{2\pi r N}{60 \times 1000} = \frac{\pi D N}{60 \times 1000} [\text{m/s}]
 \end{aligned}
 \tag{3.1.11}$$

$v$  : A점의 접선속도 [m/s]

$N$  : 축의 회전수 [rpm]

작용하는 힘( $F$ ), 속도( $v$ ), 각속도( $w$ )와 토크( $T$ ) 사이의 관계식에 의해 식 3.1.12와 같이 전달 동력이 구해진다.

$$\begin{aligned}
 H &= F \cdot v = F \cdot (w \cdot r) = T \cdot w \\
 &= \frac{2\pi NT}{60 \times 1000} [\text{N} \cdot \text{m/s}] = \frac{2\pi NT}{102 \times 60 \times 1000} [\text{kW}]
 \end{aligned} \tag{3.1.12}$$

$$\therefore T = 9,549 \times \frac{H [\text{kW}]}{N [\text{rpm}]} [\text{N} \cdot \text{m}] \tag{3.1.13}$$

$H$  : 축의 전달동력 [kW]

$F$  : 축의 중심에서 반지름  $r$  [mm]의 A점에 작용하는 접선력[N]

$T$  : 축에 작용하는 토크 [N · m]

비틀림 모멘트에 의해 생기는 축의 비틀림 응력은 다음 식과 같다.

$$T = \tau \cdot Z_p, \tau = \frac{T}{Z_p} \tag{3.1.14}$$

중실축의 경우 극단면 계수  $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$  이므로

$$T = \tau \cdot Z_p = \tau \frac{\pi d^3}{16} \tag{3.1.15}$$

축의 허용 비틀림응력  $\tau_a$  를 사용하면

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau_a}} \tag{3.1.16}$$

식 3.1.16을 식 3.1.13에 대입하면 중실축 지름을 구할 수 있으며, 중실축 지름  $d$  는 다음 식과 같다

$$d = 365 \sqrt[3]{\frac{H [\text{kW}]}{\tau_a [\text{N/mm}^2] N [\text{rpm}]} [\text{mm}] \tag{3.1.17}$$

## 3.2 검증 조건 산정

### 3.2.1 설계 유속

설계 유속을 결정하기 위해선 조류발전장치를 설치하여 운영할 지역을 결정하여야 한다. 국내에서 조류발전 운영이 가능한 지역은 인천, 전남의 울돌목, 맹골·거차수도가 대표적으로, 전남 울돌목에서 Pilot Scale 모델 조류발전을 실험할 예정이므로 이 지역의 유속을 조사하여 설계 유속을 결정하고자 한다.

조류의 유속 관측은 다층 도플러 유속계(ADCP)를 사용하여 30일 이상의 기간 동안 수행하여야 하나, 실정상 30일 이상 장기 조류를 관측한 국립해양조사원의 수치 조류도로 대체하고자 한다. 전남 울돌목 지역의 국립해양조사원의 수치 조류도는 Fig. 3.2.1과 같으며, 최강유속 및 평균유속은 Table. 3.2.1과 같다.

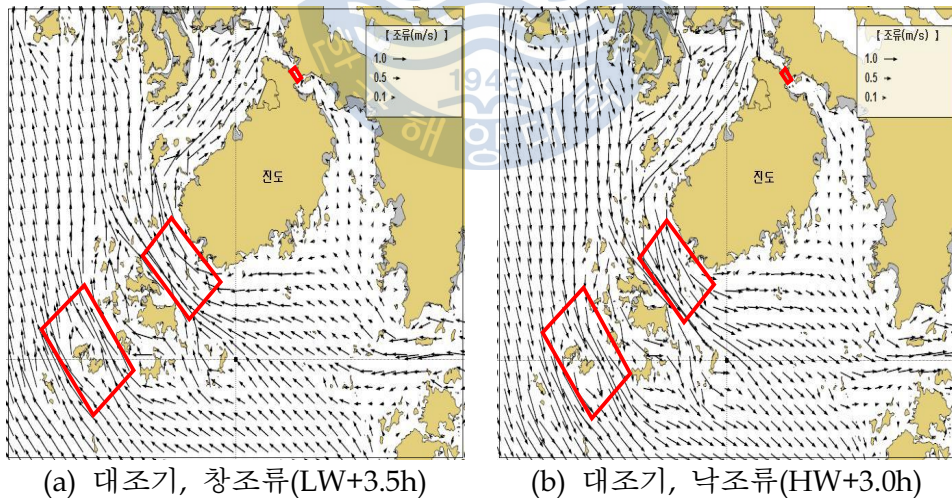


Fig. 3.2.1 Tidal flow of Jeollanam-do



Table. 3.2.1 Strongest flow rate and mean velocity

수심 (DL(-),m)	최강유속				평균유속	
	창조류		낙조류		창조류 (m/s)	낙조류 (m/s)
	유속 (m/s)	유향 (°)	유속 (m/s)	유향 (°)		
17	2.76	320	4.35	143	1.94	3.11

실험은 Pilot Scale 모델 조류발전 장치로 할 예정이므로, 낙조류 시 평균 유속보다 조금 높은 3.2m/s를 설계 유속으로 결정하고자 한다.

### 3.2.2 로터 직경

로터의 직경을 결정하기 위해선 로터 시스템이 가지는 유체역학적 성능 및 특성을 파악해야 하며, 유속, 로터의 직경, 블레이드 개수 및 종류, 코드 길이 및 피치 등의 설계 변수를 고려해야 한다. 그러나, 본 연구 목적의 실정상 로터의 기본 형상 설계 대신에 해외 20kW급 조류발전의 로터 직경을 참조하고자 한다.

일본 도쿄공업대에서는 20kW급 조류발전의 실증 실험을 2005년에 성공적으로 수행하였으며, 이 조류발전장치는 3개의 블레이드, 2.4m의 로터 직경, 회전수 100rpm의 구조로 구성되어 있다. 도쿄공업대에서 실험한 조류발전과 연구하고자 하는 Pilot Scale 모델 조류발전의 출력이 같으므로, 로터의 직경을 2.4m로 결정을 하고자 한다.

### 3.2.3 출력계수 및 주속비

로터 디스크에 의하여 추출된 기계적 출력과 조류가 낼 수 있는 최대 출력인 이론적 출력의 비인 출력계수(Power Coefficient)는 실험 및 수치 해석을 통하여 도출을 할 수 있으며, 기존에 연구된 수치해석으로 구한 출력계수를 인용하고자 한다. 수치해석에 활용한 조류발전 사양은 높이

5m, 로터 직경 1.5m, 160rpm이며, 유속 2.5m/s에서 출력계수를 도출하였다.

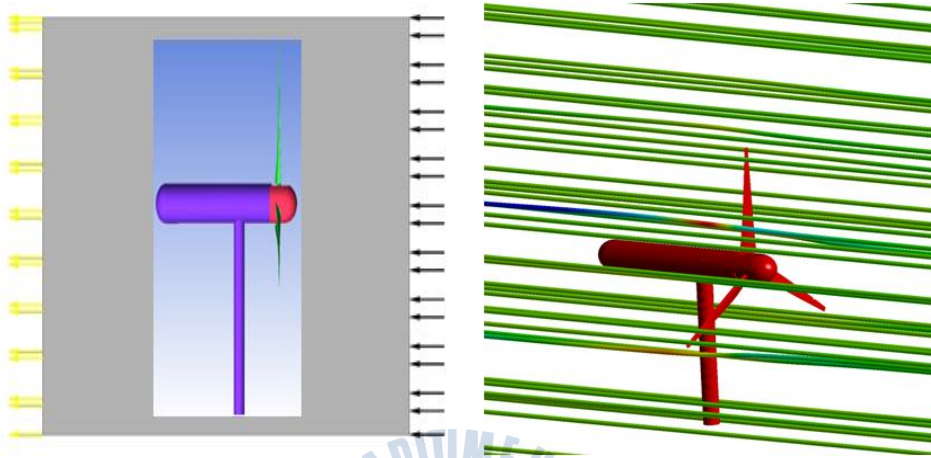


Fig. 3.2.2 Numerical analysis for drawing Power Coefficient

수치해석을 통해 구한 조류발전 로터의 토크는 358.36N·m이며, 이 토크를 식 3.2.1에 대입해 로터의 기계적 출력 5.89kW를 구하였다.

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{2\pi NT}{102 \times 60 \times 1,000} \text{ [kW]} \\
 &= \frac{2 \times \pi \times 160 \times 358.36}{102 \times 60 \times 1,000} = 5.89 \text{ [kW]}
 \end{aligned}
 \tag{3.2.1}$$

이론적 출력은 식 3.2.2에 해수밀도 1,025kg/m<sup>3</sup>, 로터 직경 1.5m, 유속 2.5m/s를 대입하면 14.15kW가 도출된다.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{1}{2} \rho A v^3 \\
 &= \frac{1}{2} \times 1,025 \times \frac{\pi \times 1.5^2}{4} \times 2.5^3 = 14.15 \text{ [kW]}
 \end{aligned}
 \tag{3.2.2}$$

로터의 기계적 출력 5.89kW와 조류가 낼 수 있는 최대 출력 14.15kW의 비가 출력 계수이므로 식 3.2.3을 이용하면 출력 계수는 0.42가 된다.

$$C_p = \frac{H}{P} = \frac{5.89}{14.15} = 0.42 \quad (3.2.3)$$

조류터빈 블레이드 선단속도 및 유속의 비로 정의되는 주속비는 실험을 통하여 구할 수 있으며, 최대의 출력이 나타나는 주속비가 최적의 주속비이다. 조류발전 설계 시 일반적으로 주속비를 산정한 후 설계를 하며, 실험을 통하여 최적의 주속비를 구한다. 기존에 조류발전 실험을 통하여 도출된 출력 계수와 주속비 관계 그래프가 있으나, 실험 횟수들이 적어 검증이 되지 완벽히 되지는 않았다. 이에 따라, 조류발전과 원리가 같은 풍력발전의 출력 계수 및 주속비 관계 그래프를 이용하여 주속비를 산정하고자 한다.

수치 해석을 통하여 구한 출력 계수는 0.42이며, 이 때의 주속비는 5이므로, 본 연구에서 사용할 주속비는 5로 산정한다.

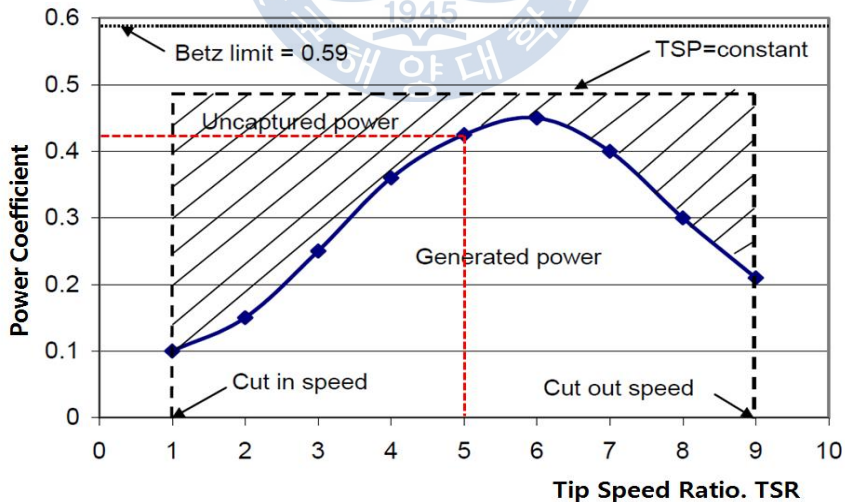


Fig. 3.2.3 Power Coefficient and tip speed ratio relationship graph

### 3.3 이론식을 통한 설계 검증

20kW급 조류발전은 200kW급 조류발전의 Pilot Scale 모델로 한국해양과학기술원이 설계한 20kW급 조류발전의 수평축에 대하여 이론식을 통해 설계를 검증하고자 한다.

20kW Pilot Scale 모델의 전체 시스템 도면은 Fig. 3.3.1과 같으며, Fig. 3.3.2는 축의 형상만 확장을 하여 표시하였다.

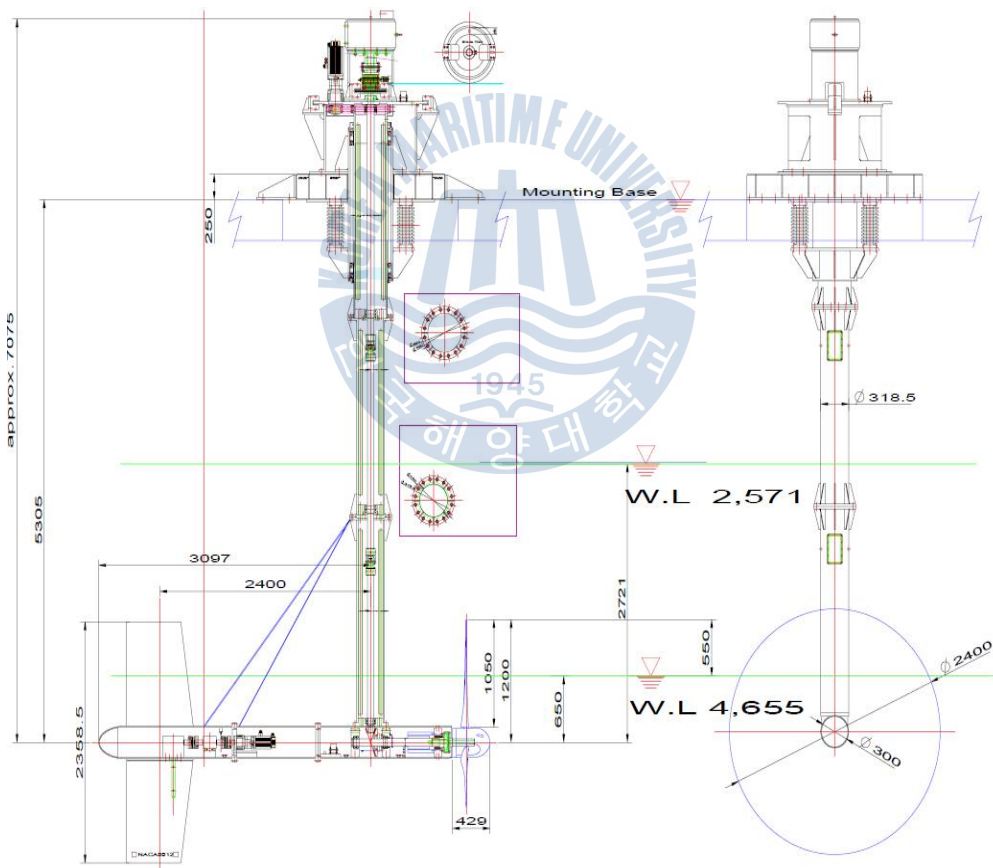


Fig. 3.3.1 Shape of 20kW Pilot Scale model

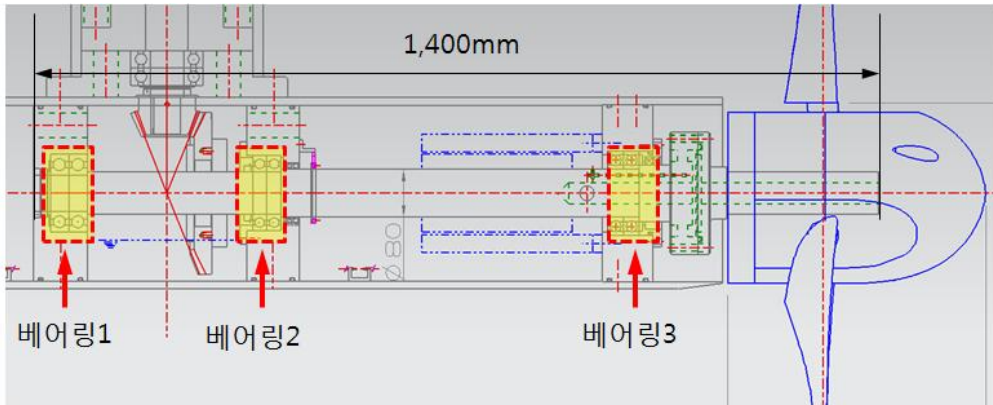


Fig. 3.3.2 Shaft shape of 20kW Pilot Scale model

Fig. 3.3.2를 보면 블레이드 피치 제어(blade pitch control), 허브(hub) 등의 각종 센서가 축을 통해 연결되지 않으므로 중실축으로 설계가 되어 있음을 알 수가 있다.

설계된 중실축 지름이 적합한지 검증하기 위해선 Table 3.3.1의 조건에서 축 재료, 각속도, 축의 회전수, 토크, 허용비틀림 응력을 알아야 한다.

Table. 3.3.1 Design conditions

항목	수치
설계 유속(m/s)	3.2
로터 직경(m)	2.4
출력 계수	0.42
주속비	5
구동 방식	직접 구동형

조류발전에 사용될 축의 재료는 해수에서 작동을 하므로, 내식성이 우수해야 하며, 축의 특징 상 내마모성과 강도가 좋아야 한다. 또한 기계적 성질이 우수해야 하며, 자성이 없어야 한다. 이러한 장점을 가진 대표적인 재질은 스테인레스강으로 각 강종의 특성은 Table 3.3.2와 같다.

Table 3.3.2 Characteristics of Stainless Steel

강종	AISI	특성					
		자성	가공성	내식 내산화	고온 강도	저온 강성	용접
Martensite 계	410	유	○	○	○	△	△
Ferrite 계	430	유	◎	◎	△	△	△
Austenite 계	304	무	●	●	●	●	●
Precipitation Hardening	631	무	○	●	△	△	△
Duplex 계	2205 2207	유	●	●	△	●	△

◎ : 우수, ● : 양호, ○ : 보통, △ : 저하

위의 표를 분석하면 Martensite, Ferrite 및 Duplex 계열의 경우 자성의 성질을 가지고 있어 사용을 할 수가 없으며, Precipitation Hardening은 고온강도, 저온강성, 용접성이 떨어지므로, 모든 특성에서 양호한 Austenite 계인 STS 304를 축계 재질로 선택한 것은 타당한 것으로 판단이 된다.

Table 3.3.3 Mechanical properties of 304 grade stainless steel

인장항복강도 (MPa)	전단강도 (MPa)	연신율	경도 (HRB)
520	300	40	92

주속비를 나타내는 식3.3.1을 이용해 각속도를 구할 수 있으며, 그 값은 13.33rad/s이다.

$$\lambda(TSR) = \frac{wR}{v_{\infty}} \quad (3.3.1)$$

$$w = \frac{\lambda \times v_{\infty}}{R} = \frac{5 \times 3.2}{1.2} = 13.33 \text{ [rad/s]}$$

각속도는 물체의 시간당 각의 변화량으로, 축의 각속도를 알아야 축의 회전수를 알수가 있다. 연구하고자 하는 조류발전은 구동방식이 직접 구동형으로 축의 회전수와 로터의 회전수가 같다. 그러므로, 축의 각속도와 로터의 각속도 역시 같으므로, 로터의 각속도를 이용해 축 회전수를 유추할 수 있으며, 회전수 127.3rpm을 구하였다.

$$w = \frac{2\pi N}{60} \quad (3.3.2)$$

$$N = \frac{60w}{2\pi} = \frac{60 \times 13.33}{2\pi} = 127.3 \text{ [rpm]}$$

이론 출력에 출력 계수를 곱한 로터의 기계적 출력값이므로, 식3.3.3에 출력 계수를 곱한 로터의 기계적 출력값은 31.9kW이다.

$$\begin{aligned}
 P &= C_p \cdot \frac{1}{2} \rho A v^3 \\
 &= 0.42 \times \frac{1}{2} \times 1,025 \times 4.52 \times 3.2^3 = 31.9 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{3.3.3}$$

중실축 지름을 구하는 식 3.3.4에 출력, 전단강도, 회전수를 대입하면 중실축 지름 34.37mm를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 d &= 365^3 \sqrt{\frac{H [kW]}{\tau_a [N/mm^2] N [rpm]}} \\
 &= 365 \times \sqrt[3]{\frac{31.9}{300 \times 127.3}} = 34.37 \text{ [mm]}
 \end{aligned}
 \tag{3.3.4}$$

중실축 지름 34.37mm에 안전율 1.1을 고려한 축 지름은 37.81mm가 되며, 한국산업표준 KS B 0406:1980(축의 지름)을 참조하면 축 지름 37.81mm보다 큰 표준화 된 지름은 40mm임을 알 수가 있다.

Table 3.3.4 KS B 0406:1980 (shaft Diameter, mm)

4	7.1	12.5	20	31.5	50	80	125	200	315	400
			22	35	55	85	130	220	320	420
4.5	8	14	22.4	35.5	56	90	140	224		
5		15			60	95	150	240	340	440
5.6	9	16	25	40	63	100	160	250	355	450
6		17		42	65	105	170	260	360	460
					70	110			380	480
6.3	10	18	28	45	71	112	180	280		500
	11.2									560
7	12		30		75	120	190	300		630

이론식을 통하여 구한 수평축 지름과 설계된 수평축의 지름이 40mm로 동일하며, 설계된 중실축 지름이 적합한 것을 알 수가 있다.



### 3.4 수치해석을 통한 설계 검증

#### 3.4.1 수치해석 목적 및 프로세스

최근 대부분의 실험은 컴퓨터를 이용한 전산해석이 이루어진 후 이 결과를 설계에 반영하여 최종 모델을 제작하는 방법을 취하고 있다. 이러한 방법을 이용하면 많은 시행착오를 줄일 수 있기 때문에 실험의 불확실성, 실험 결과에 따른 형상의 변경 및 재실험으로 발생하는 시간적, 경제적 요인을 줄일 수 있다. 이러한 장점으로 전산해석의 결과를 이용한 설계의 검증은 매우 유용하다고 할 수 있다.

예전에는 실제 구조물을 제작하여 똑같은 조건하에 실험을 통해 결과를 얻을 수 있었지만 현재는 3D 모델링 작업을 통해 구조물의 형상을 실제와 동일하게 만들고 똑같은 외부 경계조건을 입력하여 해석을 수행하면 실제와 거의 흡사한 결과를 얻을 수 있다. 그리고 다양한 형상의 모델과 다양한 해석조건이 주어질 경우 쉽게 적용할 수 있기 때문에 실제 실험하기 어려운 부분도 컴퓨터를 이용하면 쉽게 해석을 수행할 수 있다.

또한 전산해석을 수행할 경우 실험 시 발생할 수 있는 안전사고에 대한 걱정이 없기 때문에 인명피해가 전혀 발생하지 않는다. 이러한 이유로 컴퓨터를 이용한 전산해석은 제품개발은 선택이 아니라 필수적인 요소가 되었다.

본 연구의 대상인 20kW Pilot Scale 모델의 축 구조강도 및 진동해석을 수행하였다. 본 해석을 수행하기 위해 3D 모델링 프로그램인 SolidWorks와 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS v13.0.을 사용하였다.

통상적으로 구조시스템 해석에 있어서, 다음의 도식에 나타난 것과 같은 흐름으로 해석이 이루어지게 된다. 먼저 구조물의 형상에 대한 분석과 경계에 대한 변위, 하중경계조건을 분석을 통하여, 해석을 하고자 하는 구조시스템의 해석조건을 설정하게 된다. 이러한 사전의 검토를 거친 후,

도면을 토대로 3D modeling과 유한요소 modeling을 거친 후 수치 연산을 수행하여 결과를 얻으며 이렇게 얻은 결과는 이론적인 검토를 거쳐서 필요시 재해석하는 과정을 거친다.

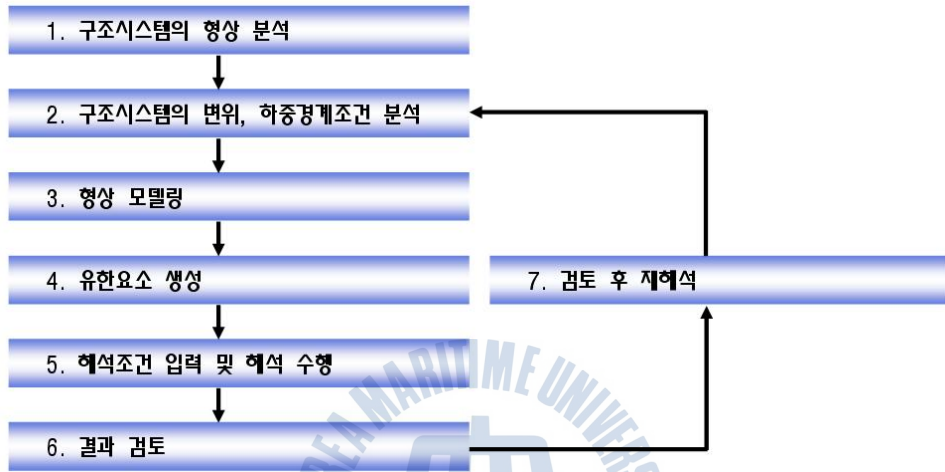


Fig. 3.4.1 Analysis flow chart

### 3.4.2 유한요소 이론

유한요소 구조강도 해석 이론은 다음과 같다. 체적이  $V$ 이고 표면이  $S$ 인 임의의 3차원 물체에서 한 점  $X(=[u, v, w]^T)$ 에서 일어나는 변형은 다음과 같이 변위의 세 성분으로 표현된다.

$$u = [u, v, w]^T \quad (3.4.1)$$

단위부피 당 무게와 같은 단위 부피당 분포 힘은 벡터  $f$ 로 표현한다.

$$f = [f_x, f_y, f_z]^T \quad (3.4.2)$$

그리고, 표면력 벡터  $T$ 는 표면상의 임의 점에서 벡터의 성분 값으로 나타낼 수 있다.

$$T = [T_x, T_y, T_z]^T \quad (3.4.3)$$

응력벡터는 한 점  $i$ 에 작용하는 하중  $P_i$ 는 세 성분으로 표현된다.

$$P_i = [P_x, P_y, P_z]_i^T \quad (3.4.4)$$

미소 체적  $dV$ 에 작용하는 응력텐서는  $3 \times 3$  대칭행렬의 형태로 성분을 정렬하여 표현할 수 있다.

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T \quad (3.4.5)$$

여기서  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 는 수직응력이고,  $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 는 전단응력이다. 아래 그림에서 나타낸 체적의 평형을 고려하여 응력이 작용하는 면적과 응력을 곱하여 면에서 작용하는 힘을 구한다.  $\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0$ 으로 취합하여  $dV = dx dy dz$ 를 이용하여 다음과 같은 평형방정식을 얻는다.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x &= 0 \\
\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y &= 0 \\
\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z &= 0
\end{aligned}
\tag{3.4.6}$$

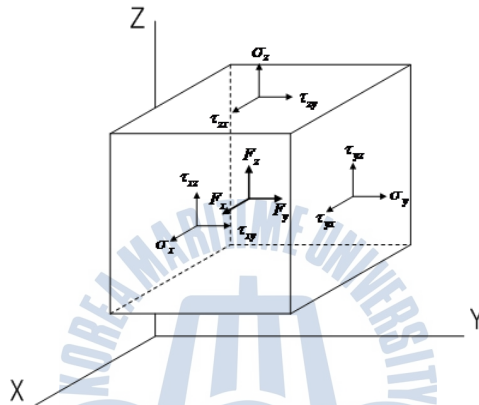


Fig. 3.4.2 Equation of equilibrium

위 식을 Galerkin 방법으로 다시 쓰면,

$$\begin{aligned}
\int_V \left[ \left( \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x \right) \phi_x + \left( \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) \phi_y \right. \\
\left. + \left( \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \right) \phi_z \right] dV = 0
\end{aligned}
\tag{3.4.7}$$

여기서  $\Phi = [\phi_x, \phi_y, \phi_z]^T$ 는  $u$ 의 경계조건과 일치하는 임의의 변위이다.

만약  $n = [n_x, n_y, n_z]^T$ 가 표면상의 점  $x$ 에서 수직방향인 단위벡터라면 부분적분을 적용하면 식은 다음과 같이 된다.

$$\int_V \frac{\partial \alpha}{\partial x} \theta dV = - \int_V \alpha \frac{\partial \theta}{\partial x} dV + \int_S \alpha \theta n_x ds \quad (3.4.8)$$

여기서  $\alpha$ 와  $\theta$ 는  $(x, y, z)$ 의 함수이다. 이 식을 사용하여 식(1-7)을 부분적분하고 각 항을 다시 정리하면 다음의 식으로 된다.

$$- \int_V \sigma^T \epsilon(\Phi) dV + \int_V \Phi^T f dV + \int_S [(n_x \sigma_x + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz}) \phi_x + (n_x \tau_{yx} + n_y \sigma_y + n_z \tau_{yz}) \phi_y + (n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \sigma_z) \phi_z] dS = 0 \quad (3.4.9)$$

여기서

$$\epsilon(\phi) = \left[ \frac{\partial \phi_x}{\partial x}, \frac{\partial \phi_y}{\partial y}, \frac{\partial \phi_z}{\partial z}, \frac{\partial \phi_y}{\partial z} + \frac{\partial \phi_z}{\partial y}, \frac{\partial \phi_x}{\partial z} + \frac{\partial \phi_z}{\partial x}, \frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} \right]^T \quad (3.4.10)$$

는 임의의 변위장  $\phi$ 과 일치하는 변형률이다.

경계에서  $(n_x \sigma_x + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz}) = T_x$ ,  $(\tau_{yx} n_x + \sigma_y n_y + \tau_{yz} n_z) = T_y$ ,  $(\tau_{zx} n_x + \tau_{zy} n_y + \sigma_z n_z) = T_z$  로 나타낸다.

따라서, 식 3.4.9로부터 3차원 응력해석을 위한 약형(weak form)으로 유도된다.

$$\int_V \sigma^T \epsilon(\phi) dV - \int_V \Phi^T f dV - \int_S \Phi^T T dS \quad (3.4.11)$$

$\phi$ 는  $u$ 의 지정된 경계조건을 만족하는 임의의 변위이다. 여기서 첫째항은 내부 가상일을 나타내고 나머지 항은 외부 가상일을 나타낸다. 이산화

된 영역에서, 위의 식은 다음과 같이 된다.

$$\sum_e \int_{V^e} \epsilon^T D \epsilon(\Phi) dV - \sum_e \int_{V^e} \Phi^T f dV - \int_{S^e} \Phi^T T dS = 0 \quad (3.4.12)$$

보간 순서에 따라,

$$\Phi = N \Psi \quad (3.4.13)$$

$$\epsilon(\Phi) = B \Psi$$

이 된다.

식 3.4.12의 요소 내부일 항은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\int_A \epsilon^T D \epsilon(\Phi) t dA = \int_A q^T B^T D B \Psi t dA \quad (3.4.14)$$

여기서  $B$ 와  $D$ 의 모든 항이 상수라는 점을 주시하고 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_{V^e} \epsilon^T D \epsilon(\Phi) dV &= q^T B^T D B \int_{V^e} dV \Psi \\ &= q^T V^e B^T D B \Psi = q^T k^e \Psi \end{aligned} \quad (3.4.15)$$

위의 식에서  $k^e$ 는 요소의 강성행렬로 다음과 같이 주어진다.

$$k^e = V^e B^T D B \quad (3.4.16)$$

재료의 물성치 행렬  $D$ 는 대칭이므로 요소 강성행렬과 역시 대칭이다.  $k^e$ 의 강성 값을 전체 행렬의 위치에 더하면,

$$\sum_e \int_{V^e} \epsilon^T D \epsilon(\Phi) dV = \sum_e q^T k^e \Psi = \sum_e \Psi^T k^e q = \Psi^T K Q \quad (3.4.17)$$

전체 강성행렬  $k$ 는 대칭이고 띠를 이룬다. 외부 가상일 항의 처리는 퍼텐셜 에너지 정식화에서 하중 항의 처리에 포함되는 단계를 따라 수행되고,  $u$ 는  $\Phi$ 로 대체된다.

$$\int_{V^e} \Phi^T f dV = \Psi^T f^e \quad (3.4.18)$$

이고, 변분 정식화 속의 각 항들은 다음과 같이 표현된다.

$$\text{내부 가상일} = \Psi^T K Q \quad (3.4.19)$$

$$\text{외부 가상일} = \Psi^T F$$

Galerkin 형태 식으로부터  $\Psi$ 의 임의성 때문에,

$$KQ = F \quad (3.4.20)$$

가 되고, 여기서  $K$ 와  $F$ 는 경계조건에 의해 수정되며, 이 선형 연립방정식은 가우스 소거법이나 또는 다른 수치기법으로 풀 수 있고, 그 결과 변위벡터  $Q$ 를 구할 수 있다.

구조물에 대한 진동 해석의 경우 유한요소법은 다음과 같이 변위법에 정식화 된다. 분할된 각 요소에 대해 식 3.4.21과 같이 요소 내에서 변위  $u$ 를 형상함수  $N_i$ 를 사용해 요소 절점에서의 변위  $u_i$ 로 근사 표현한다.

$$u = [N_i] u_i \quad (3.4.21)$$

요소의 운동방정식은 에너지 방법 또는 가중잔여법(weighted residual method)등을 이용해 유도할 수 있는데, 여기서는 에너지 방법의 하나인 가상일의 원리를 적용하면 계의 평형상태를 식3.4.22와 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_V \delta \epsilon^T \sigma dV = \delta u_i^T p_i + \int_S \delta u^T T dS + \int_V \delta u^T (X - \rho \ddot{u} - c \dot{u}) dV \quad (3.4.22)$$

여기서,  $\epsilon$ 은 변형률,  $\sigma$ 는 응력이다. 또한  $p_i$ 는  $i$ 절점에 작용하는 외력,  $T$ 는 요소에 분포 작용하는 표면력,  $X$ 는 요소의 체적력이며,  $\rho$ 는 질량 밀도,  $c$ 는 구조 내부감쇠 계수이다. 아래의 식 3.4.23과 같은 다음의 변형률-변위 관계식 및 응력-변형률 관계식을

$$\epsilon = \frac{\partial u}{\partial x} = \left[ \frac{\partial N_i}{\partial x} \right] u_i = [B] u_i \quad (3.4.23)$$

$$\sigma = [D] \epsilon = [D][B] u_i$$

식 3.4.22에 대입하면 식 3.4.24와 같이 연립대수 방정식인 요소의 유한 요소 방정식이 얻어진다. 여기서  $[m]$ ,  $[c]$ ,  $[k]$ 는 각각 요소의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이다.

$$[m] \ddot{u}_i + [c] \dot{u}_i + [k] u_i = f_i \quad (3.4.24)$$

$$[m] = \int_V N^T \rho N dV \quad (3.4.25)$$

$$[c] = \int_V N^T c N dV \quad (3.4.26)$$



$$[k] = \int_V B^T D B dV \quad (3.4.27)$$

$$f_i = p_i + \int_S N^T T dS + \int_V N^T X dV \quad (3.4.28)$$

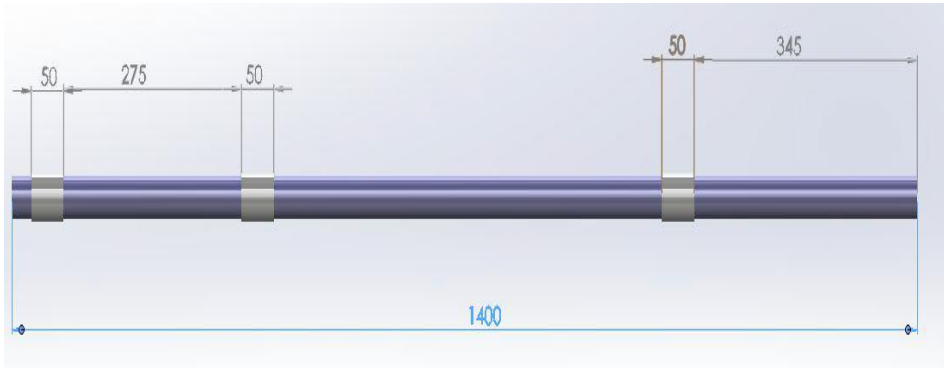
식 3.4.28의  $[f_i]$ 에는 요소의 절점 외력행렬로 절점에 작용하는 외력에 의한 절점 외력행렬, 표면력  $T$ 에 의한 절점 외력행렬, 그리고 체적력  $X$ 에 의한 절점 외력행렬이 고려되어 있으나, 일반적인 구조진동 해석에서 체적력은 고려하지 않는다.

이제 요소의 유한요소 방정식 3.4.29를 대상체 전체에 대해 조합하고 경계조건을 적용하면, 전체 대상체에 대한 유한요소 운동방정식이 다음과 같이 얻어진다.  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $\{F\}$ 는 각각 전체계의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬 및 외력행렬이다.

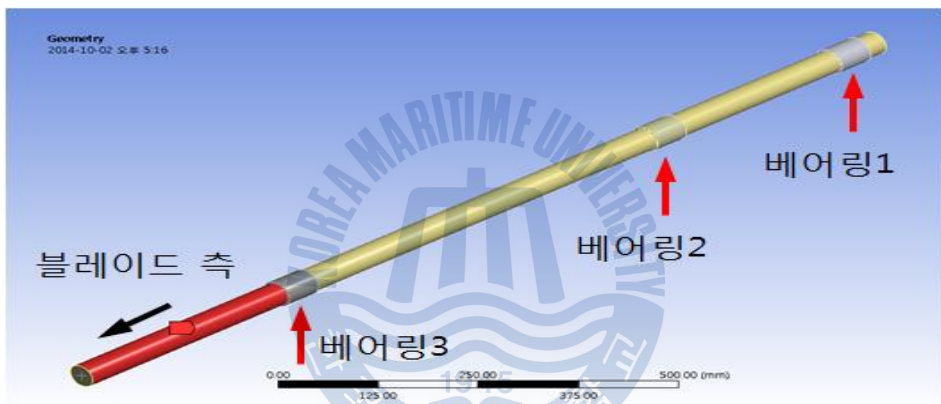
$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad 3.4.29$$

### 3.4.3 구조강도 해석 결과

블레이드 하중, 블레이드 하중과 토크에 의한 20kW Pilot Scale 모델 축의 안전성을 평가하기 위해 구조강도 해석을 수행하였다. Fig. 3.4.2에 축의 3D 모델을 나타내었으며, Fig. 3.4.3에 축의 유한요소 모델을 나타내었다. Node수는 22,955개이고 Element수는 5,983개이다.



(a) Design dimension of shaft



(b) Arrangement of Bearings

Fig. 3.4.3 3D model of shaft

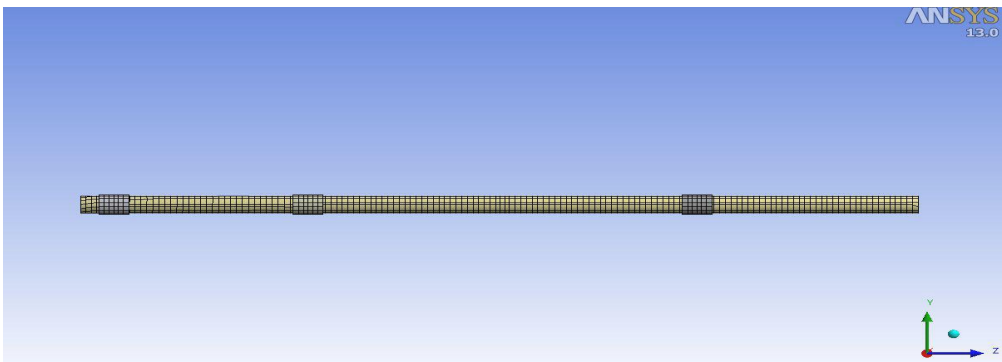


Fig. 3.4.4 Finite element model of shaft

Table 3.4.1 Node & Element of shaft

Node	Element
22,955	5,983

축에 사용된 재료는 SUS304로 재료에 대한 기계적 재료 물성은 Table 3.4.2에 나타내었다.

Table 3.4.2 Material properties

Material	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Poisson ratio	Young's Modulus (GPa)	Tensile Strength (MPa)
SUS304	8,000	0.3	190	520

Fig. 3.4.4는 축에 블레이드부의 하중만이 작용할 시 경계조건을 나타내었다. 블레이드부의 하중 125kg은 블레이드 3개와 허브의 Nose Cone 무게를 합친 것이며, 축계 질량은 140kg이다. 축 베어링 접촉부의 변위조건은 원통면에 적용되며, 반지름 방향은 완전 고정인 Cylindrical Support로 선택하였다.

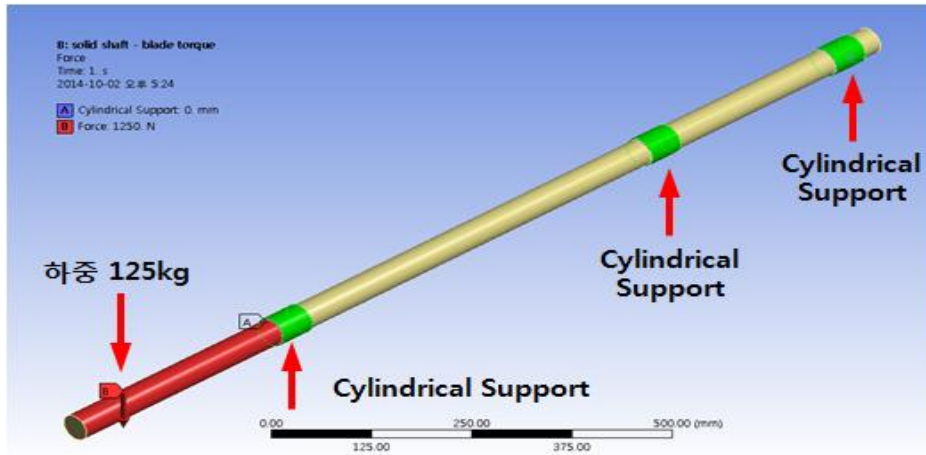


Fig. 3.4.5 Boundary condition of shaft

Fig. 3.4.5 및 Fig. 3.4.6은 축에 대한 구조강도 해석결과를 나타낸 것이다. Fig. 3.4.5는 등가응력(Equivalent Stress)을 나타낸 것으로 축에 하중에 대하여 안전한지를 판단하는 데 중요한 역할을 한다. 등가응력의 최대값이 재료의 항복강도보다 작으면 이 축은 하중조건에 대해 안전하다고 볼 수 있다. 최대 응력은 블레이드 쪽의 첫 번째 베어링 부근에서 31.109MPa가 발생하였으며, 재료의 항복강도인 520MPa의 약 1/16.7 수준인 것을 감안할 때, 축은 구조적으로 안전하다고 판단된다.

Fig. 3.4.6은 변형량(Deformation)을 나타낸 것으로, 축에 하중을 가하였을 시 발생하는 변형량을 나타낸 것이다. 최대 변형은 블레이드부의 축 끝단에서 발생하며 최대 변형량은 0.295mm로 축의 총 길이에 비하여 미비한 변형이므로 구조 안전성에 거의 영향을 주지 않는다. 그림은 시각적으로 가시화시켜 알아 볼 수 있도록 화면 출력 스케일을 크게 한 것으로, 실제 변형 크기와는 무관하다.

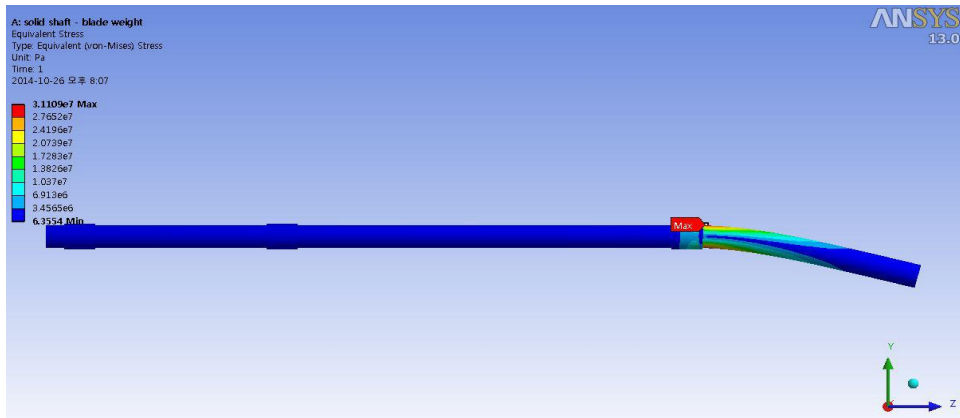


Fig. 3.4.6 Equivalent Stress of shaft



Fig. 3.4.7 Total deformation of shaft

축에 블레이드부의 하중과 블레이드에 회전에 의한 토크가 같이 작용할 시 경계조건을 Fig. 3.4.7에 나타내었다. 블레이드부의 하중은 125kg이며, 설계 유속 3.2m/s일시 발생 토크는 2,393N·m를 축의 끝단에 인가하였다. 축 베어링 접촉부의 변위조건은 Cylindrical Support로 하였으며, 발전기 연결부분은 Fixed Support로 가정하였다. 발전기 연결 부분을 Fixed Support로 가정한 것은 발전기의 작동이 정지하고, 블레이드가 회전할 경우 축에 최대 응력이 발생할 것으로 판단하였기 때문이다.

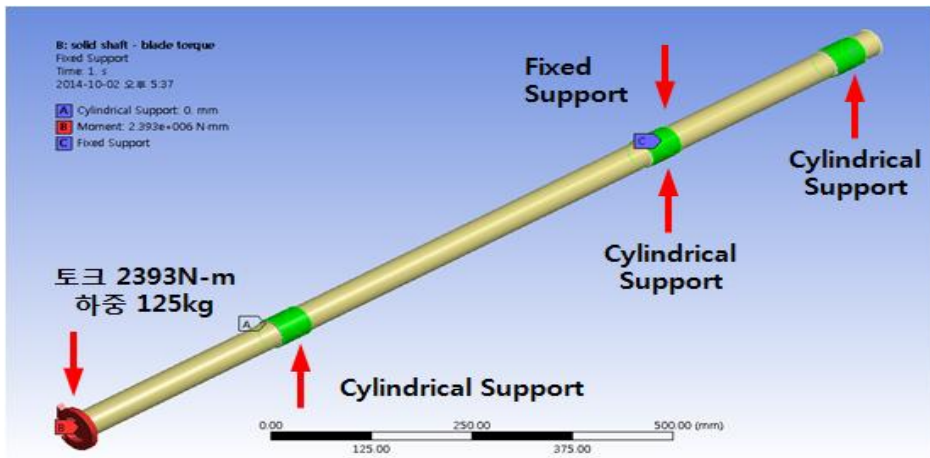


Fig. 3.4.8 Boundary condition of shaft

축에 블레이드부의 하중과 블레이드에 회전에 의한 토크가 같이 작용할 시 구조강도 해석결과를 Fig. 3.4.8 및 Fig. 3.4.9에 나타내었다. 등가응력 (Equivalent Stress)을 나타낸 Fig. 3.4.8을 보면 최대 응력은 블레이드 쪽의 첫 번째 베어링 부근에서 379.83MPa이 발생하였으며, 재료의 항복강도인 520MPa의 약 1/1.3 수준으로 안전율을 감안할 때, 축은 안전하다고 판단된다.

Fig. 3.4.9는 변형량(Deformation)을 나타낸 것으로, 축에 블레이드부의 하중과 블레이드에 회전에 의한 토크가 같이 작용할 시 발생하는 변형량을 나타낸 것이다. 최대 변형은 블레이드부의 축 끝단에서 발생하며 최대 변형량은 2.82mm로 구조 안전성에 거의 영향을 주지 않는다고 할 수 있다.

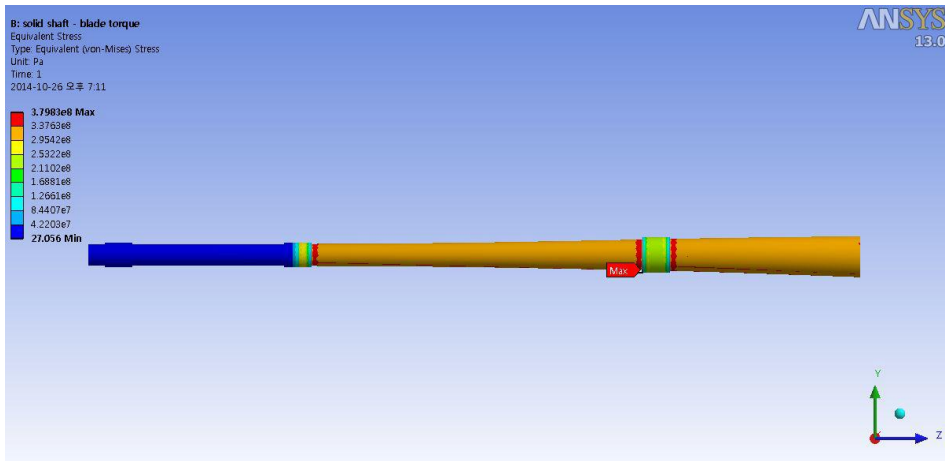


Fig. 3.4.9 Equivalent Stress of shaft

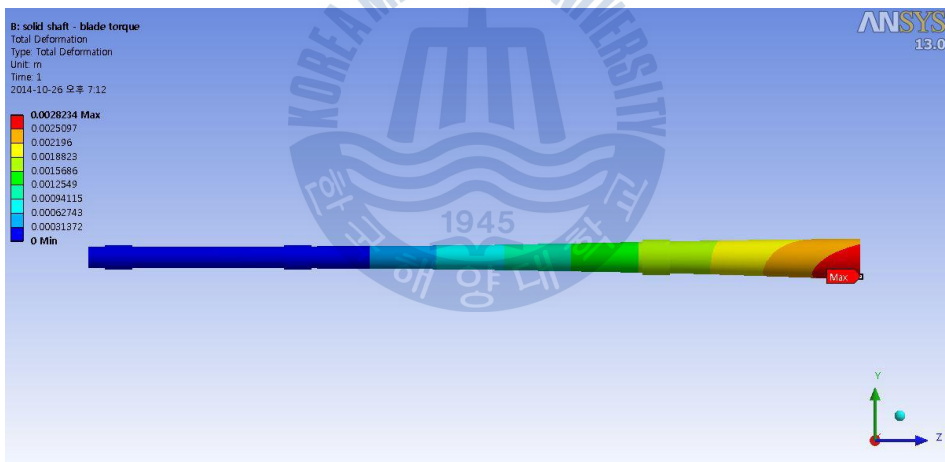


Fig. 3.4.10 Total deformation of shaft

### 3.4.4 진동 해석 결과

진동해석은 축이 갖고 있는 고유진동수와 각 고유진동수에서의 변형 형상을 파악하여 축의 공진 여부와 진동에 의한 변형 형상을 예측하는 해석이다. 만약 축 자체의 고유진동수와 외부하중의 작동 주파수가 일치하게 되면 축에 공진이 발생하게 되며, 공진으로 인하여 진동과 소음이 급격하

계 커지고 마지막으로 축이 파손될 수 있다. 그러므로, 진동이나 주기하중이 지속적으로 작용하는 축의 경우에는 반드시 진동해석을 수행하여 공진의 발생 가능성을 검토하는 것이 필요하다.

축에 블레이드부의 하중, 블레이드에 회전에 의한 토크, 축 자중이 모두 작용할 시 진동해석을 수행하고자 한다. 블레이드부 하중은 125kg으로 블레이드 질량은 point mass로 가정하였다. 토크는 2,393N·m를 축의 끝단에 인가하였으며, 축 자중은 140kg이다. 축 베어링 접촉부의 변위조건은 Cylindrical Support로 하였으며, 발전기 연결부분은 Fixed Support로 가정하였다. 구조강도 해석과 동일한 모델을 이용하였기 때문에 해석에 사용된 Node 수 및 Element 수는 구조강도 해석과 동일하다.

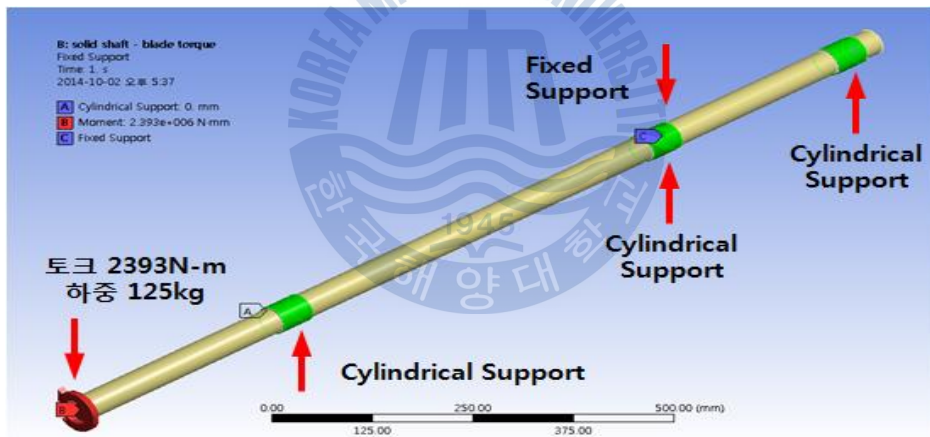


Fig. 3.4.11 Boundary condition of shaft

진동해석 결과를 1차 모드형상 Fig. 3.4.11부터 6차 모드형상 Fig. 3.4.16까지 나타내었다. 모드형상은 각 고유진동수에서 축의 변형 형상, 즉 진동하는 형상을 의미한다. 모드형상은 축이 가장 쉽게 변형할 수 있는 형상부터 저차모드를 가지며, 고차모드로 갈수록 축에서 해당 모드형상이 발생할 가능성이 낮아진다고 볼 수 있다. 계산된 모드형상을 파악함으로써



설계에서 영향이 큰 고유진동수와 반대로 영향이 작은 고유진동수를 파악할 수 있다.

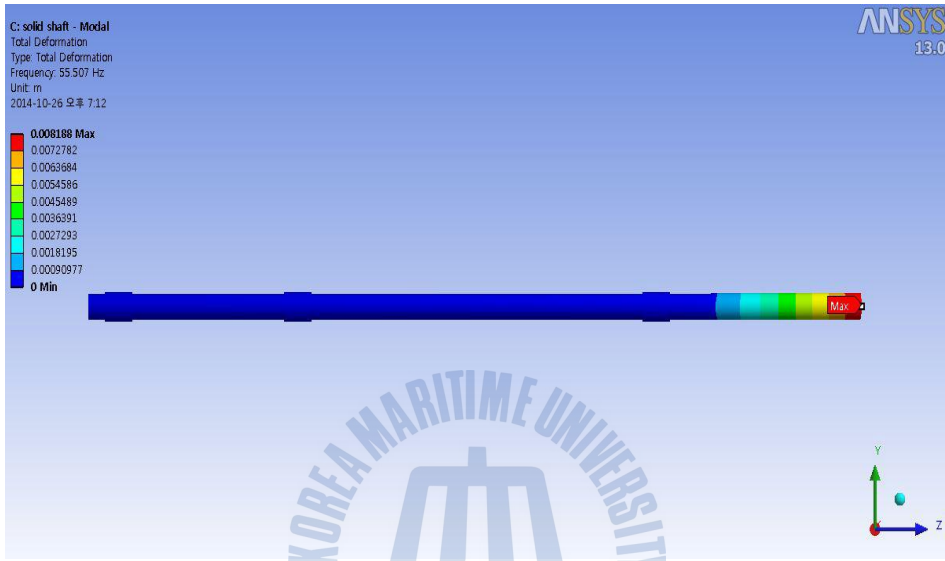


Fig. 3.4.12 The natural frequency of shaft (Mode 1)

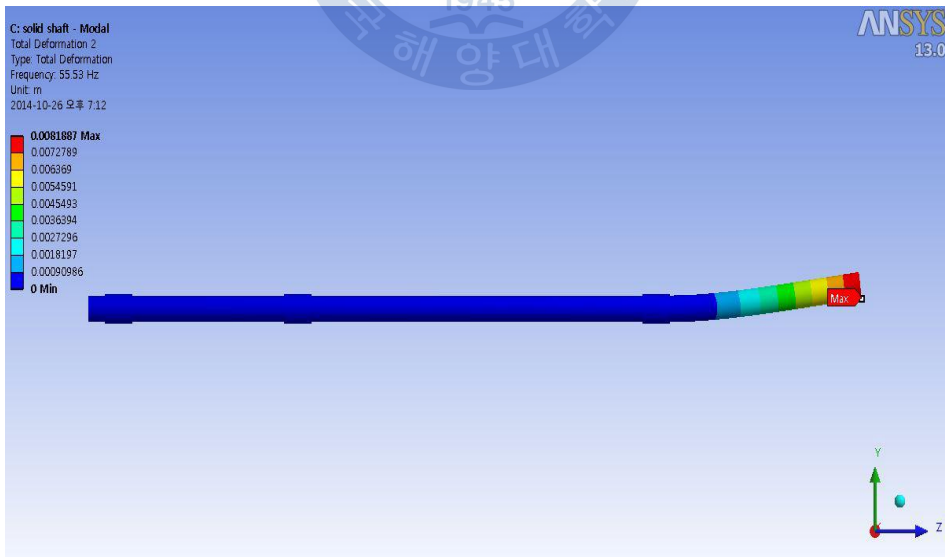


Fig. 3.4.13 The natural frequency of shaft (Mode 2)

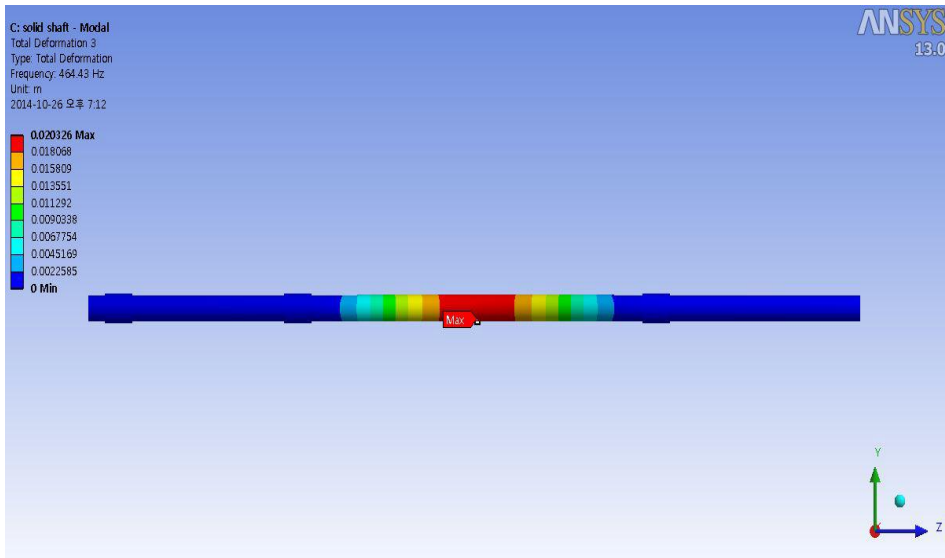


Fig. 3.4.14 The natural frequency of shaft (Mode 3)

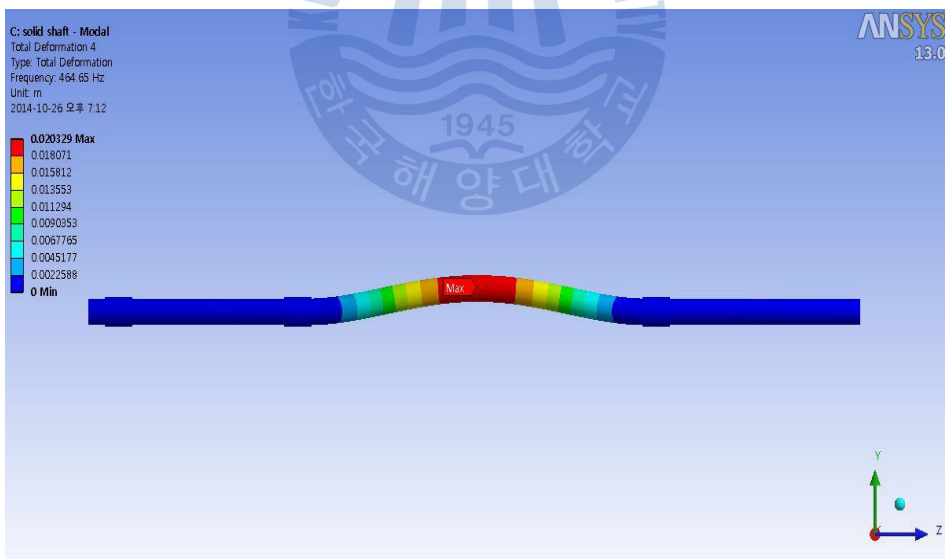


Fig. 3.4.15 The natural frequency of shaft (Mode 4)

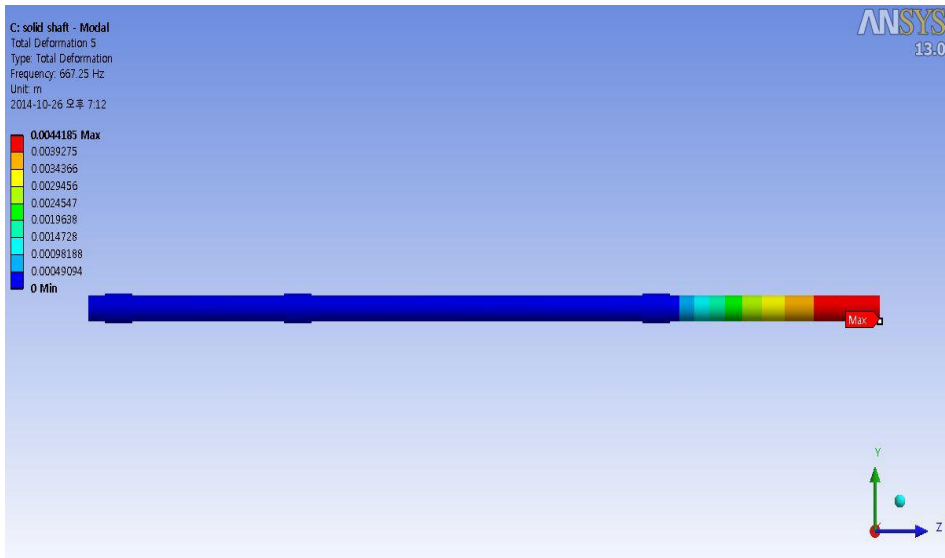


Fig. 3.4.16 The natural frequency of shaft (Mode 5)



Fig. 3.4.17 The natural frequency of shaft (Mode 6)

블레이드 회전수 127RPM으로부터 계산된 고유 진동수는 2.12Hz로 위험 고유 진동수 범위  $\pm 20\%$  구간은 1.7Hz ~ 2.55Hz이다. 1차 ~ 6차 모드 형상에서 구한 고유진동수가 위험 고유 진동수 범위에 들어갈 경우 축 강성의 증가, 질량의 감소, 축내 질량의 재분배를 통하여 축의 고유진동수를 조정해야 한다. Table 3.4.3은 1 ~ 6차 모드 고유진동수를 나타낸 것이다.

Table 3.4.3 The natural frequency of shaft

구분	고유진동수(Hz)
Mode 1	55.507
Mode 2	55.530
Mode 3	464.43
Mode 4	464.65
Mode 5	667.25
Mode 6	739.33

블레이드의 위험 고유 진동수 범위 1.7Hz ~ 2.55Hz와 축의 고유 진동수가 간섭되지 않아 공진에 의한 위험성은 없는 것으로 판단된다.

## 제 4 장 실험역 모형 실험

### 4.1 실험 장치 및 구성

실험은 전남 진도군 진도대교 부근 울돌목에서 실시하였다. 이 장소는 한국해양과학기술원에서 1MW급 수직축 조류발전을 설치 및 운영을 하는 곳으로, 발전소의 일부분을 개조하여 20kW Pilot Scale 모형을 실험하였다.



Fig. 4.1.1 Experiments place

실험 장치는 한국해양연구원 총괄 아래, 블레이드는 건국대학교, 동력전달계 및 Yaw 제어는 한국조선해양기자재연구원, 발전기 및 모니터링은 한국전기연구원이 연구 및 개발을 하여 Fig. 4.1.2와 같이 제작되었으며, 실험 장치는 수면 위에 위치한 발전기 및 모니터링, 축과 발전기를 연결

하는 부위, 조류발전장치로 구성되어 있다. 참고로, 조류발전의 끝에 있는 후면 방향타는 터빈과 조류의 흐름이 일치하도록 제어하여 효율을 높이기 위해 설치되어 있다.

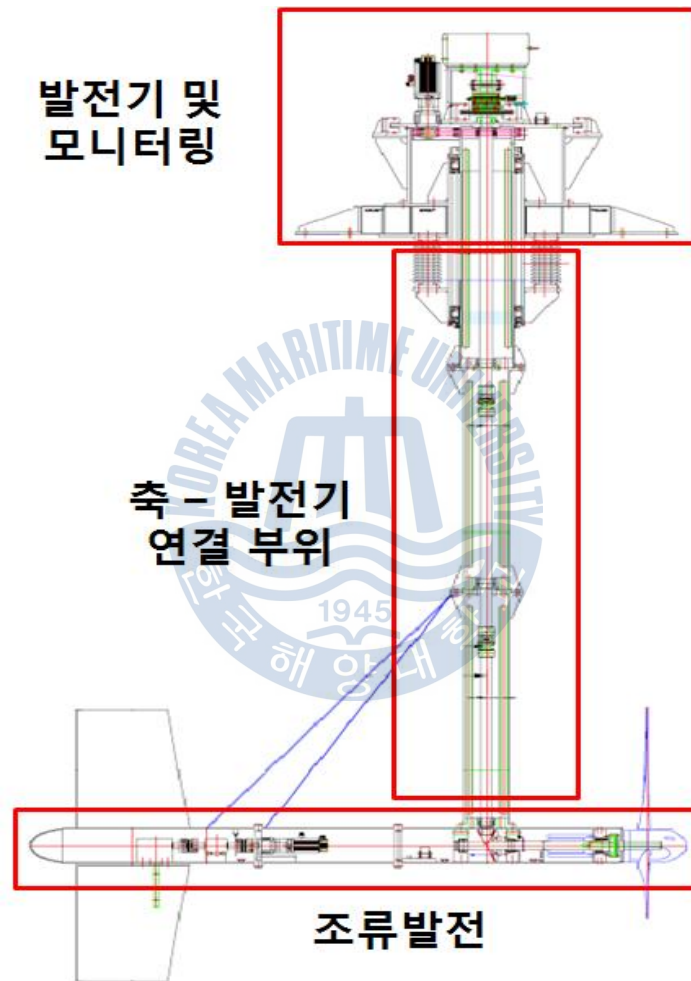


Fig. 4.1.2 Composition of the experimental apparatus



Fig. 4.1.3 All Shape of the experimental apparatus

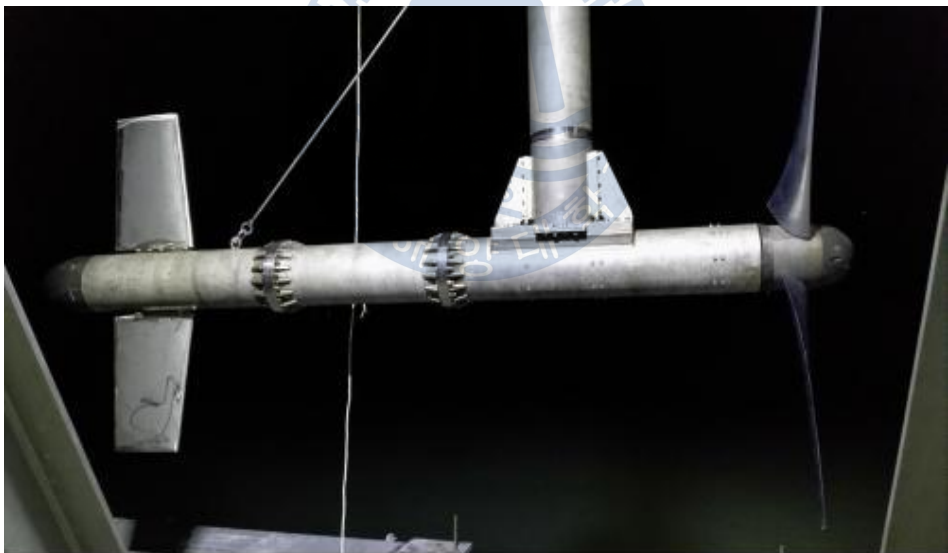


Fig. 4.1.4 Design verification of tidal power



진동, 토크, RPM 측정을 위하여 축에 센서를 부착하였으며, 센서 사양 및 형상은 Table 4.1.1과 같다.

Table 4.1.1 Sensor List

센서 종류	역할	센서 수	Output Signal Type
3축 가속도계	MEMS	2	Voltage
추력-토크계	터빈 모니터링	2	Full Bridge
RPM Encoder	하부 모니터링	1	Line Driver(Pulse)



(a) 3축 가속도계



(b) 추력-토크계



(C) RPM Encoder

Fig. 4.1.5 Sensor shape

## 4.2 실험 결과 및 고찰

조류 발전의 기본 데이터는 시간에 따른 유향 및 유속으로, 6시간 동안 측정된 평균적인 유향 및 유속은 Fig. 4.2.1과 같다. 유향 실측 결과, 1초 내에 크기는 10°이상 변화가 있는 구간이 존재하였으며, 그 이유로는 울돌목 조류의 특성상 난류가 많아 짧은 시간에 유향의 변화가 크게 나타난 것으로 분석된다. 유속 실측 결과는 최고 유속 약 4.5m/s, 최저 유속 약 0.5m/s이었다.

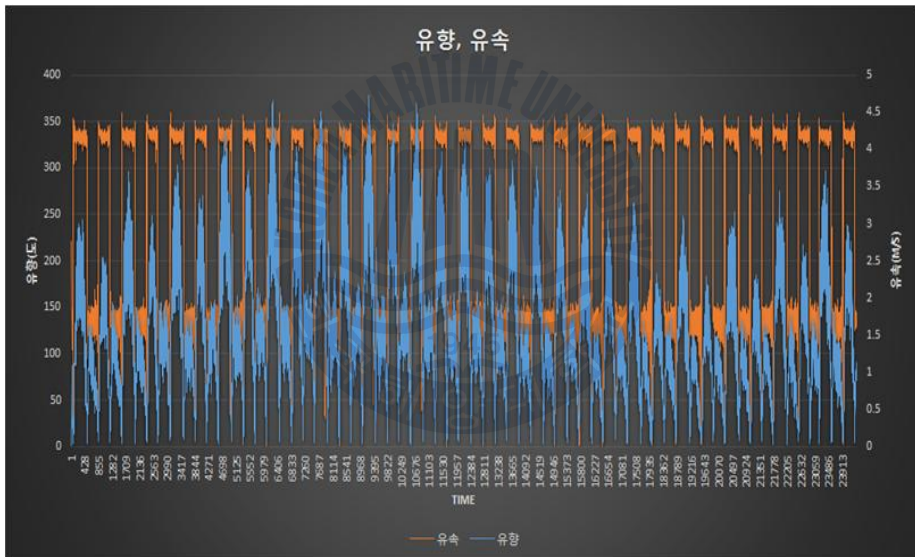


Fig. 4.2.1 Tidal direction and flow velocity

Fig 4.2.2는 회전수에 따른 진동 가속도 DATA로이다. 회전수 65 ~ 75RPM일시, 유체 흐름 방향인 X축 방향으로 최고 약  $9.8\text{m/s}^2$ , 유체 흐름과 수직인 Y축 방향으로 최고  $2.45\text{m/s}^2$  진동 가속도가 측정되었다.

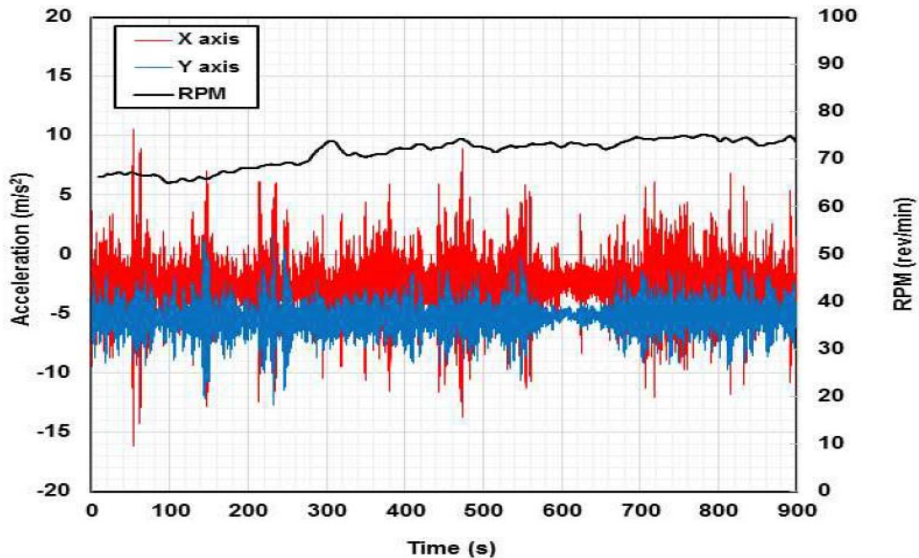


Fig. 4.2.2 Acceleration and rpm

진동 가속도에 의한 축 변위는 진동 가속도에 비례하며, 회전수에 반비례한다.

Fig. 4.2.2에서 X축에서 진동가속도  $7\text{m/s}^2$  이상인 4곳은 부유물질이 조류발전 장치에 충돌하거나, 발전기에 의한 노이즈에 의해 측정된 값으로 판단이 되며, 진동가속도는 발전량에 영향을 미치지 않으므로 DATA 분석에서 제외를 하기로 한다.

X축 최대 축 변위는 진동 가속도  $6\text{m/s}^2$ , 회전수 68RPM에서 발생하며, Y축의 최대 축 변위는 진동 가속도  $2.45\text{m/s}^2$ , 회전수 65RPM에서 일어나는 것을 알 수가 있다. 진동 가속도와 회전수를 이용하여 각 축의 최대 변위를 구하면 X축은 119mm, Y축은 53mm이었다. 축의 길이 1,400mm와 비교하였을 Y축은 1/26으로 Y축 변위는 무시할 하여도 괜찮을 것으로 판단이 된다. 그러나, X축 변위 119mm는 축 길이 1,400mm와 비교를 하였을 시 1/11.7로 낙조(셀물)시 조류 흐름 방향이 터빈과 같은 방향에 의해 발생한 것으로 판단이 되며, 이에 따라 X축 방향의 진동가속도에 따라

생기는 진동을 저감시키는 방안이 필요하다.

회전으로 인해 발생하는 진동의 경우 축계의 치수 변경, 질량관성 모멘트 변경 등을 통하여 저감할 수 있으나, X축 방향의 진동은 외부의 힘으로 인해 발생하므로, 물리적인 장치의 설치가 필요한 것으로 보인다. 가진 에너지를 흡수하는 대표적인 장치로는 댐퍼가 있으며, 고무댐퍼, 점성 댐퍼, 스프링 댐퍼를 이용한다면 X축 방향의 진동이 저감될 것으로 판단이 된다.



## 제 5 장 결론

본 연구에서는 조류발전의 전반적인 원리를 소개하고 200kw급 능동 제어형 조류발전의 Pilot-Scale 모델인 20kW 수평축 조류발전의 축 설계에 대해 이론식, 수치 해석 및 실험적 모형 실험을 통해 설계의 타당성을 검증하였다.

설계한 수평축을 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS v13.0.을 이용하여 구조강도 및 진동해석을 수행하였으며, 수치 해석 결과를 고찰하여 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 축의 구조강도해석을 통해 축에 작용하는 응력과 변형을 수치적으로 확인할 수 있었으며, 축에 작용하는 블레이드 하중과 로터 회전 토크에 의한 변형과 응력은 축의 안전성에 큰 영향을 주지 않으며, 구조적으로 안전하다는 것을 알 수 있었다.

2. 축의 진동해석을 통해 도출한 축의 고유진동수 범위는 55.5Hz ~ 739.33HZ로 축의 위험 고유진동수 범위는 1.7Hz ~ 2.55Hz에 포함되지 않으므로, 공진에 의한 위험성은 없었다.

20kW Pilot-Scale 모델을 전남 울돌목에서 실험적 실험을 하였으며, 회전수에 따른 진동 가속도를 측정하여 조류 흐름 방향인 X축과 조류 흐름 방향의 수직인 Y축의 변위를 계산하였다.

3. Y축 변위는 무시될 하여도 될 만큼 적었으나, X축 변위는 낙조(셀물) 시 조류 흐름 방향이 터빈과 같은 방향으로 인해 크게 나타났다. 이에 따라 축에 댐퍼를 사용한다면 X축 진동을 저감할 수 있을 것이라 판단이 된다.

본 논문을 통해 수평축에 대한 연구 및 실험 경험과 노하우를 향후 실제 모델인 능동 제어형 200kW 조류 발전의 수평축 설계 시 적용 하도록 하겠다.



## 감사의 글

본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고 학문의 길을 열어 주신 조효제 지도교수님, 현범수 교수님, 이승재 교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다.

그리고, 연구 기회를 제공해주신 한국해양과학기술원의 이광수 책임연구원님, 고진환 박사님께 감사 인사를 드립니다.

직장 생활을 하면서 항상 조언과 격려를 해주신 김정환 본부장님께 깊은 감사의 말씀을 드리며, 항상 부족한 저와 함께한 황태규 팀장님, 추진훈 선임님, 권욱 선임님, 이규명 선임님, 권성용 연구원님, 윤종수 연구원님께도 감사하다는 말과 함께 즐거운 회사 생활이 되기를 기원합니다.

마지막으로 사랑하는 아버지, 어머니, 동생에게 이 논문을 바칩니다.

## 참고문헌

1. 한국과학기술기획평가원, 2011. 조류발전의 국내외 동향과 향후 발전 전략. 한국과학기술기획평가원 사업조정본부 녹색기술사업실
2. 한국선급, 2014. 선박 진동 · 진동 소음 제어지침. 텍스트북스
3. 정선모, 2011. SI 단위로 배우는 기계설계학. 북스힐
4. 황병선, 2009. 최신 풍력터빈의 이해. 도서출판 아진
5. 송윤섭, 권순만, 이치우 공저, 2012. 기계설계. 북두출판사
6. ㈜태성에스엔이 FEA 사업부, 2010. ANSYS Workbench. 시그마프레스
7. 김기평, 2010, 풍력과 조류발전용 수평축 터빈 및 횡류 터빈의 형상설계와 성능평가에 관한 연구. 석사학위논문, 한국해양대학교 대학원.
8. 하상안, 성낙창, 오테선 공저, 2014. 신재생에너지공학. 동화기술
9. 김문오, 2011, 수평축 풍력 및 조류발전용 터빈 블레이드 퇴적설계와 성능해석에 관한 연구. 석사학위논문, 한국해양대학교 대학원.
10. 김동현, 이명구, 2011. 타워를 포함한 6kW급 수직축 풍력발전기 구조 진동해석. 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp.663-670.
11. Chul hee Jo, Jin young Yimb, Kang hee Leeb, Yu ho Rhob, 2012. Performance of horizontal axis tidal current turbine by blade configuration. International Symposium on Low Carbon and Renewable Energy Technology 2010, Volume 42, June 2012, pp. 195 - 206