



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](#)

공학석사 학위논문

카운터웨이트를 이용한 파력발전시스템
성능에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on Performance of
Wave Energy Converter System with Counter-Weight



2014년 2월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

한 성 훈

본 논문을 한성훈의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 손 경 호 (인)

위 원 이 승 재 (인)

위 원 조 효 제 (인)



2014년 2월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	viii

1. 서 론

1.1 연구배경	1
1.2 기존연구	7
1.3 연구내용	8

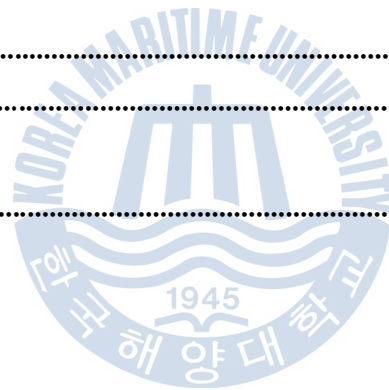
2. 카운터웨이트 파력발전시스템

2.1 파력발전시스템 구성	9
2.2 파력발전시스템 원리	12

3. 실험방법 및 모형

3.1 실험조건	14
3.2 모형	17
3.3 실험장치 및 방법	21
3.4 데이터 계측 및 처리방법	24

4. 연구 결과 및 고찰	
4.1 카운터웨이트의 영향	29
4.2 플라이휠의 영향	34
4.3 파고의 영향	39
4.4 Capture Width Ratio	44
4.5 고찰	49
5. 결론 및 향후과제	
5.1 결론	50
5.2 향후과제	50
Reference	51
Bibliography	52
감사의 글	54



List of Tables

Table 3.1 Incident regular wave conditions for model test	16
Table 3.2 Characteristics of WEC condition for model test	16
Table 3.3 Input voltages of brake controller for model test	16
Table 4.1 Scale factors for physical variables	44



List of Figures

Fig. 1.1 Classification of ocean energy	1
Fig. 1.2 Appropriate regional distribution of global ocean tidal and wave energy potential	2
Fig. 1.3 Appropriate regional distribution of ocean energy development in Korea	3
Fig. 1.4 Pelamis WEC of Pelamis Wave Power(PWP) company	4
Fig. 1.5 Oyster WEC of Aquamarine Power company	4
Fig. 1.6 Archimedes Waveswing WEC of AWS Ocean Energy company	5
Fig. 1.7 Technology level according to the type of ocean energy	6
Fig. 1.8 Technology level according to the type of ocean energy and national	6
Fig. 2.1 Overview of WEC system with counter-weight and pulley	10
Fig. 2.2 Core components of WEC system	11
Fig. 2.3 Principle of one way bearing according to up movement of buoy ..	13
Fig. 2.4 Principle of one way bearing according to down movement of buoy	13
Fig. 2.5 Rotating direction of gears and flywheel according to up and down movement of buoy	13
Fig. 3.1 Schematic of a 2-dimensional ocean engineering basin at MASEL	14
Fig. 3.2 Set up of 1:20 scale WEC model on the basin	15
Fig. 3.3 Overview of 1:20 scale WEC model on the basin	17
Fig. 3.4 Scale model set up to evaluate WEC performance about conversion of primary energy	18
Fig. 3.5 Connected 1:20 scale buoy and counter-weight to the pulley ...	18
Fig. 3.6 Set up 1:20 scale buoy and counter-weight model	19

Fig. 3.7 WEC model under test in regular wave	19
Fig. 3.8 Prototype of Wave Star WEC	20
Fig. 3.9 Power Take Off (PTO) system set up to measure kinematic power of rotary axis under test	22
Fig. 3.10 Brake controller to increase load to rotary axis(left). Torque indicator(center) and RPM indicator(right) to monitor measuring torque and RPM real time under test	22
Fig. 3.11 Torque sensor set up to measure torsion force with oldham couplings between rotary axis and brake under test	23
Fig. 3.12 RPM sensor set up to measure speed of rotary axis under test ..	23
Fig. 3.13 Time history of measured torque	26
Fig. 3.14 Time history of measured RPM	26
Fig. 3.15 Time history of measured kinematic power	26
Fig. 3.16 Synchronization system set up to measure wave elevation and torsion force at same time : Analysis software(left), wave generating system(center) and A/D converter(right)	27
Fig. 3.17 Video camera set up to record motion of buoy under test	27
Fig. 3.18 RPM indicator set up to monitor measuring real time speed of rotary axis under test	28
Fig. 3.19 Torque indicator set up to monitor measuring real time torsion force of rotary axis under test	28
Fig. 4.1 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 2.05kgf, Draft 75mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	30
Fig. 4.2 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	31
Fig. 4.3 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 2.05kgf, Draft 75mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	32

Fig. 4.4 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	33
Fig. 4.5 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	35
Fig. 4.6 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 11.8kgf, Wave height 10cm)	36
Fig. 4.7 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)	37
Fig. 4.8 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 11.8kgf, Wave height 10cm)	38
Fig. 4.9 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 5cm)	40
Fig. 4.10 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 10cm)	41
Fig. 4.11 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 5cm)	42
Fig. 4.12 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 10cm)	43

Fig. 4.13 RPM scaled-up according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm) 46

Fig. 4.14 Absorbed rotational kinematic power[kW] scaled-up according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm) 47

Fig. 4.15 Capture Width Ratio[%] according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm) 48



An Experimental Study on Performance of Wave Energy Converter System with Counter-Weight

Han, Sung Hoon

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

Abstract

Movable body type wave energy converter system with counter-weight converts energy from heave motion of buoy to rotatory power. Measuring rotatory power is conducted to evaluate the energy conversion efficiency of wave energy converter, which is installed on 2-dimensional ocean generating basin with power take-off system composed torque sensor and brake.

At the same time, this study analyzes performance of energy conversion according to wave height and weight condition of both flywheel and counter-weight by changing load torque and wave period.

Therefore, this research is able to be useful basic material such as optimal design of movable body type wave energy converter and improving its energy conversion efficiency as well.

KEY WORDS: Wave energy converter(WEC) system 파력에너지 변환장치; Power take-off(PTO) system 동력 인출장치; Counter-weight 균형추; Movable body 가동물체형

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

화석에너지 자원의 고갈과 지구온난화 문제로 인해 세계 곳곳에서 신재생에너지에 대한 관심이 높아지고 있다. 게다가 최근 후쿠시마 원전 사고는 대체 에너지에 대한 필요성을 더욱 증가 시키는 계기가 되었다.

현재 국내외에서 활발히 연구개발 중인 대체 에너지로는 풍력에너지, 태양에너지, 해양에너지가 있는데, 그 중 해양에너지는 전 세계에 걸쳐 막대한 양의 에너지가 부존하고 있으며 풍력이나 태양에너지에 비해 예측가능성 높아 향후 대체 에너지 개발에 기여도가 높을 것으로 기대되는 에너지원이다. (박지용 등, 2012) 아울러 영국의 Pelamis는 가동물체형 발전시스템 중 상용화 단계에 가장 근접한 발전장치로 평가되고 있다. 따라서 해양에너지가 기존의 에너지를 대체할 수 있는 신재생에너지로써 그 기대가 더욱 커지고 있다.

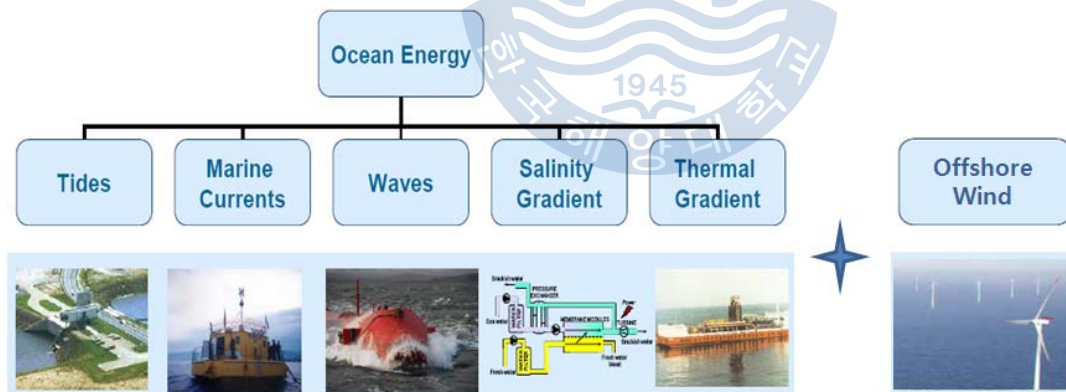


Fig. 1.1 Classification of ocean energy

해양에너지는 조류, 조력, 파력, 해수온도차, 해수염도차 그리고 해상풍력이 있는데, 그 중 세계적으로 분포하고 있는 파력에너지의 자원은 1-10TW 정도로 추정되고 있다. 우리나라의 파력에너지의 부존량은 6,500MW로 평가되고 있으며, 외해역까지 포함하면 50GW의 막대한 파력에너지 자원이 부존하고 있다. 특히 동해안과 남해안은 상대적으로 높은 파력에너지 밀도를 보유하고 있어 파력발전 적지로 평가되고 있다. (조병학 등, 2011; 황기형과 박광서, 2010)

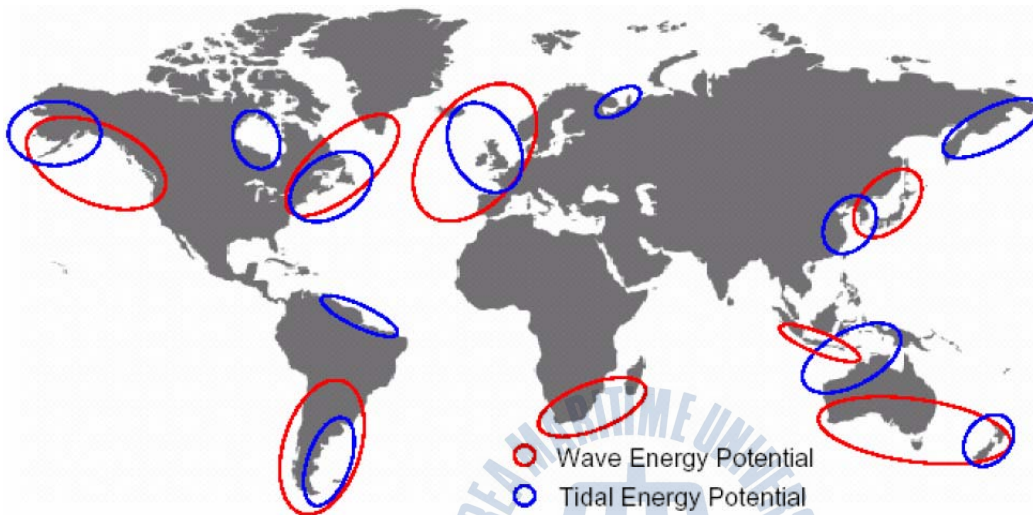


Fig. 1.2 Appropriate regional distribution of global ocean tidal and wave energy potential

파력발전은 동작원리에 따라 진동수주형과 월파형 그리고 가동물체형으로 분류할 수 있는데, 진동수주형과 월파형은 파도의 에너지를 간접적으로 흡수하는 시스템이지만, 가동물체형 발전시스템은 파도의 에너지를 직접적으로 변환하여 발전효율이 높은 것이 장점이다. 게다가 파력발전의 입지조건에 대한 제한이 비교적 적은 것이 장점이다. (조병학 등, 2011)

외해로 갈수록 파도와 바람이 강하기 때문에 외해의 환경조건이 파력발전에 더욱 유리하다. 그러나 외해로 갈수록 수심이 깊어지기 때문에 기술적, 경제적 부담이 높아지는 단점이 있다. (황기형과 박광서, 2010)



Fig. 1.3 Appropriate regional distribution of ocean energy development in Korea

최근 활발히 연구개발 중인 가동물체형 파력발전장치는 관절식, 진자운동식, 상대운동 방식 등 다양한 원리들을 적용하고 있다. Pelamis(750kW)는 여러개의 실린더형 부유식 구조물의 관절부에 위치한 유압장치를 이용하여 파력에너지를 흡수하며, 영국의 Oyster는 해저면에 위치한 바닥구조물과 힌지로 연결된 연직 구조물이 파도에 따라 진자운동을 하고 이 때 유압장치를 이용하여 기계에너지로 변환하여 발전하는 방식이다. 그리고 Archimedes Wave Swing(AWS)는 고정되어 있는 내부 실린더와 파도의 상하 운동에너지를 흡수하여 움직이는 외부 실린더의 상대운동을 이용하여 발전하는 방식이다. (황기형과 박광서, 2010)



Fig. 1.4 Pelamis WEC of Pelamis Wave Power(PWP) company



Fig. 1.5 Oyster WEC of Aquamarine Power company



Fig. 1.6 Archimedes Wave Swing WEC of AWS Ocean Energy company

IEA - OES(2007) 보고서에 따르면 파력발전 분야에서는 영국이 앞서는 것으로 평가되고 있으며 그 뒤를 이어 미국, 캐나다, 노르웨이 등이 있다. 우리나라의 경우 기술력이 매우 미흡한 수준으로 평가되고 있다. 그러나 영국과 미국을 제외한 다른 국가들의 기술력은 크게 차이가 나지 않으므로 기술개발에 더욱 박차를 가한다면 파력발전기술의 선진대열에 합류할 수 있을 것으로 기대된다. (황기형과 박광서, 2010)

파력발전시스템의 에너지변환효율이 아직까지 풍력발전 수준까지 못 미치는 것으로 평가되고 있어 상용화가 어려운 실정이다. (조병학 등, 2011) 특히 가동 물체형 파력발전이 타 발전보다 많은 장점이 있음에도 불구하고 아직 상용화가 어려운 것은 내구성 문제와 높은 초기 비용 및 유지보수 비용으로 인해 발전단가가 높아 경제성이 떨어지기 때문이다. (황기형과 박광서, 2010)

그러므로 경제성이 낮은 파고에서도 에너지 흡수가 가능한 기술력 개발이 필요하며 고효율 에너지변환 시스템 개발이 이루어져야한다.

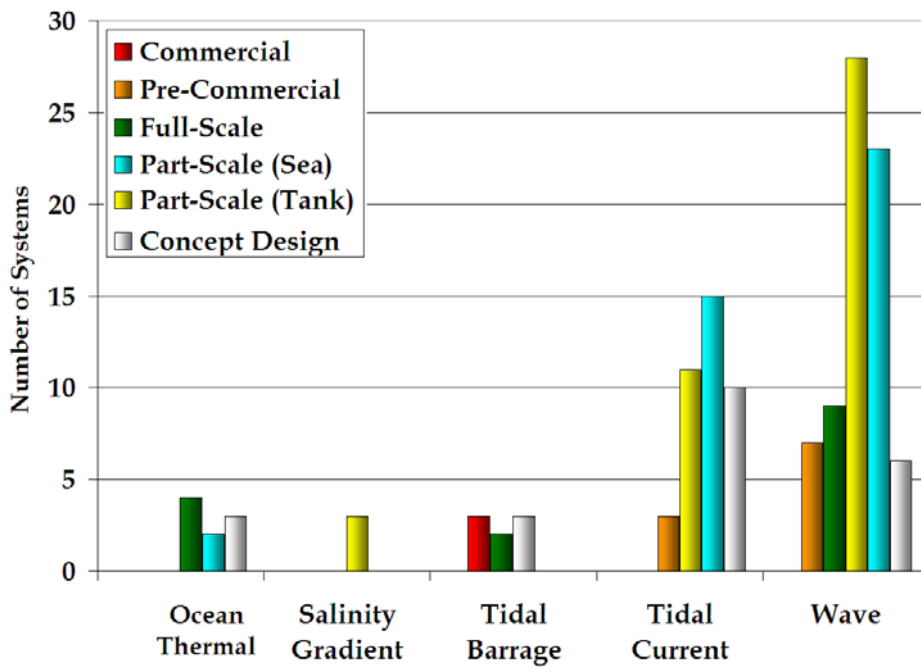


Fig. 1.7 Technology level according to the type of ocean energy

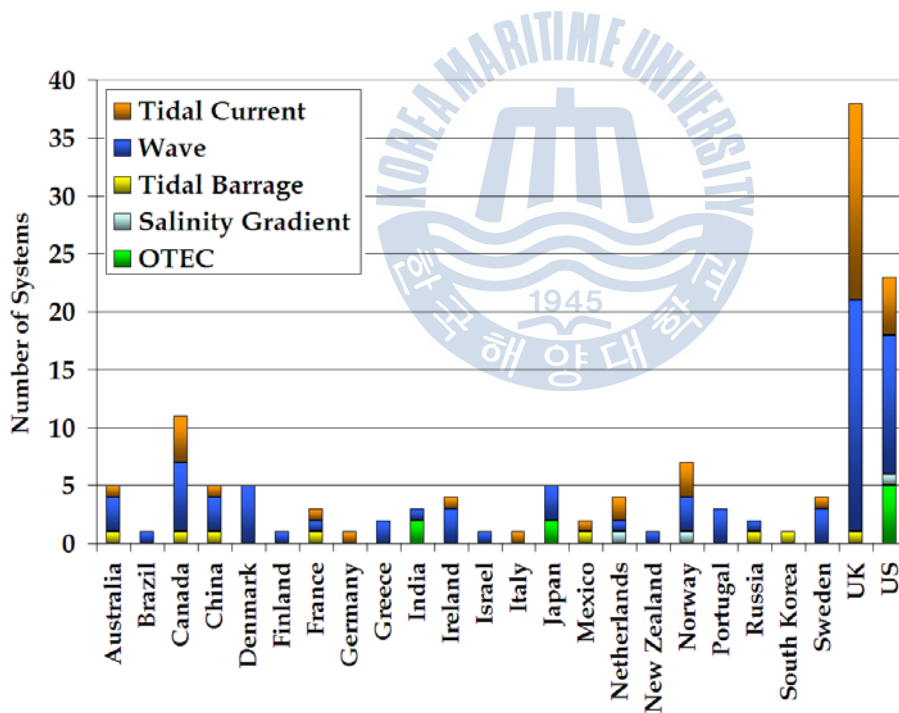


Fig. 1.8 Technology level according to the type of ocean energy and national

1.2 기존의 연구

Barbara Zanuttigh et al. (2013)은 둘로 나누어진 부유식 구조물의 상대운동에 의해 발전하는 시스템에 대해 계류방식과 상태에 따라 부유식 파력발전기의 출력에 미치는 영향을 연구하였다.

Shuji Ogai et al. (2010)은 입사파에 의해 진자운동을 하는 평판의 회전력을 피스톤의 크랭크 축으로 전달하여 피스톤 실린더 내부의 공기압력으로 발전하는 시스템을 연구하였다.

Jens Peter Kofoed et al. (2006)은 월파형 파력발전기의 프로토타입을 제작하여 덴마크의 실험역에서 테스트를 실시하였다.

G. Orer et al. (2007)은 수면 아래 평판을 설치한 후 그 아래 유체의 수평방향 직선왕복운동을 에너지로 변환하는 시스템에 대해 연구하였다.

Luca Martinelli et al. (2011)은 가동물체형과 진동수주형태의 발전기를 대상으로 최상의 발전 용량을 설계하는 방법에 대한 실험적 연구가 수행되었다.

박지용 외 (2012)는 부유식 진자형 파력발전 구조물에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 진자운동하는 평판에 파를 입사함으로써 입력에너지와 출력에너지를 계측하고 구조물이 고정식일 때와 부유식일 때 발전출력에 미치는 영향에 대해 연구를 수행했다.

육래형 외 (2011)는 물방울 형태의 단면을 가지는 주상체를 이용하여 역진자형 파력발전장치를 개발하고 성능을 평가하는 실험을 수행했다.

조병학 외 (2011)는 VLCO(variable liquid column oscillator)를 장착한 가동물체형 파력발전장치를 제안하고 시뮬레이션을 통해 거동을 분석하였으며 종래의 가동물체형 부유식 파력발전기의 성능과 비교 분석하는 연구를 수행하였다.

1.3 연구내용

카운터웨이트와 도르래를 이용한 파력발전시스템의 1차에너지변환 성능 및 특성을 분석하기 위하여 축소모형을 제작하고 한국해양대학교 해양시스템연구실의 2차원 조파수조에서 실험을 수행하였다. 1차에너지변환 후 회전되는 축에 토크센서와 브레이크로 구성된 Power Take Off(PTO) 시스템을 설치하여 회전축의 Power를 측정하였다.

입사파 주기와 부하토크의 변화에 따른 RPM과 Power의 경향을 분석하였다. 또한 이러한 방법으로 카운터웨이트와 플라이휠의 중량 그리고 입사파의 파고를 달리하여 실험을 수행하고 각 변인에 따른 RPM과 Power의 경향을 분석하였다.

2차원 조파수조에 서보식과 용량식 파고계를 설치하여 입사파의 파고와 주기를 측정하였다. 측정된 정보를 통해 파도의 에너지를 계산하였다. 부유체에 입력된 파도의 에너지와 1차에너지변환을 거쳐 발생한 축의 회전에너지를 통해 Capture Width Ratio(CWR)을 구하였다. CWR의 계산을 통해 파주기와 부하토크에 따른 파력발전시스템의 에너지변환 최대효율 구간을 확인할 수 있었다.

제 2 장 카운터웨이트 파력발전시스템

2.1 파력발전시스템 구성

본 연구에서 제시하는 카운터웨이트 파력발전시스템은 Fig. 2.1과 같이 부유체, 카운터웨이트, 원웨이베어링이 내장된 원통형 도르래 한 쌍, 증속기어, 플라이휠로 구성되어 있다. 이 5가지 핵심요소의 기능은 Fig 2.2과 같다.

부유체는 파면을 따라 상하병진운동을 하며 특히 하강 시에 와이어를 통해 원통형도르래에 토크를 발생시키는 역할을 한다. 카운터웨이트는 와이어로 부유체와 연결되어 있으며 부유체가 상승할 경우 반대로 하강하여 도르래에 토크를 발생시키는 역할을 한다. 또한 카운터웨이트의 중량을 증감시킴으로써 입사파 주기에 대한 부유체의 반응속도를 조절할 수 있다.

한 쌍의 원통형도르래 내부에는 각각 원웨이베어링을 서로 반대 방향으로 설치하여 부유체의 상하병진운동을 한 방향의 회전운동으로 전환시키는 역할을 하며 동시에 부유체와 카운터웨이트에 의해 발생된 토크를 모두 전달할 수 있도록 설계되어 있다.

증속기어는 원웨이베어링에 의해 한 방향으로 회전되는 기어와 맞물려 돌아가게 되며 플라이휠이 연결된 회전축의 회전수를 증가시킨다. 회전축의 회전수는 플라이휠에 의해 지속적으로 유지되도록 한다.

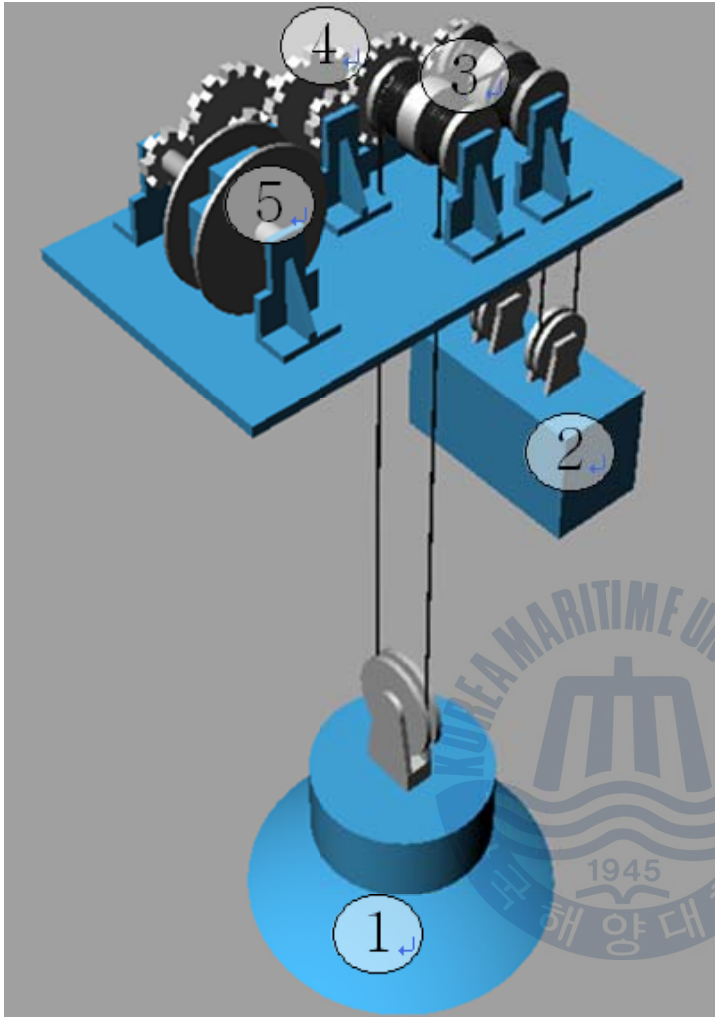
Overview	Components
	1. Buoy
	2. Counter-weight
	3. A pair of Pulleys (with One-way bearings)
	4. Multiplying gears
	5. Fly wheel

Fig. 2.1 Overview of WEC system of using counter-weight and pulley

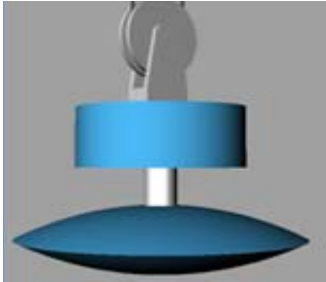
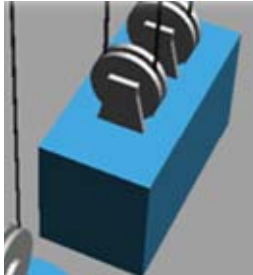


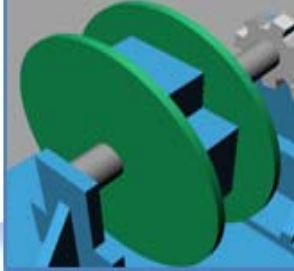
Name	Components
1. Buoy	
2. Counter-weight	
3. Pulley with One-way bearing	
4. Multiplying gear	
5. Fly wheel	

Fig. 2.2 Core components of WEC system

2.2 파력발전시스템 원리

카운터웨이트를 이용한 가동물체형 파력발전시스템은 파도에 의한 부유체의 상하병진운동을 회전력으로 변환시키는 에너지변환장치이다. 본 논문의 파력발전시스템은 부유체와 카운터웨이트에 의해 각각 반대 방향으로 발생하는 토크를 일정한 방향으로 전달하여 1차에너지변환 효율을 높일 수 있는 시스템이다. Fig. 2.3 ~ 2.5은 원웨이베어링이 내장된 원통형 도르래의 내부를 보여주는 개략도로써 도르래에 발생된 토크를 일정한 방향으로 전달되는 원리를 설명하고 있다.

Fig. 2.3와 같이 부유체가 파정을 만나 상승할 경우 와이어는 강체가 아니므로 압축력에 기인하는 토크를 발생시키지 못한다. 반면에 카운터웨이트의 중량으로 인해 와이어는 인장력을 받아 토크를 발생시킨다. 여기서 주목할 점은 베어링 내부의 결쇠가 작용하는 기어에만 토크가 전달되고 결쇠가 작용하지 않은 기어는 공회전을 하게 되는 것이다. 결쇠가 작용되지 않은 기어는 토크를 전달 받은 기어와 맞물려 있으므로 Fig 2.5과 같이 토크를 최종회전축으로 전달하는 역할을 한다.

반대로 Fig. 2.4와 같이 부유체가 하강하는 경우 원통형 도르래는 Fig. 2.3의 경우와 반대방향으로 회전하게 되고 결쇠가 작용하는 기어 역시 반대쪽 기어가 된다. 그러나 최종적으로 회전하는 방향은 부유체가 상승하는 경우와 같아지게 된다. 결국 입력된 토크의 방향은 관계없이 최종 회전축의 회전방향은 일정하게 유지된다.

이와 같은 시스템이 가지는 최대 장점은 최종축의 회전방향을 일정하게 유지하는 동시에 반대방향의 토크까지 흡수할 수 있다는 것이다.

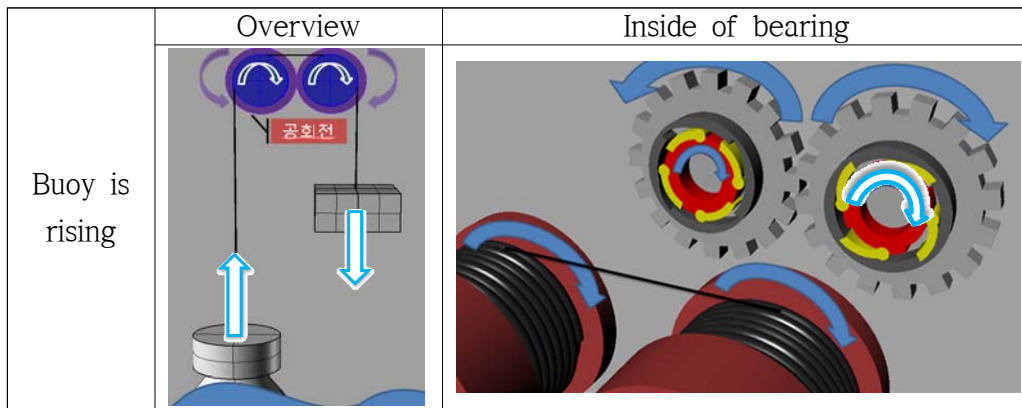


Fig. 2.3 Principle of one way bearing according to up movement of buoy

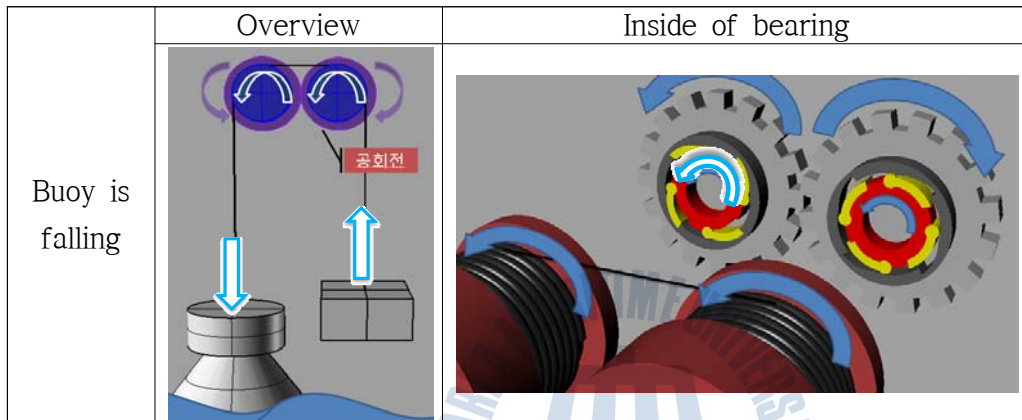


Fig. 2.4 Principle of one way bearing according to down movement of buoy

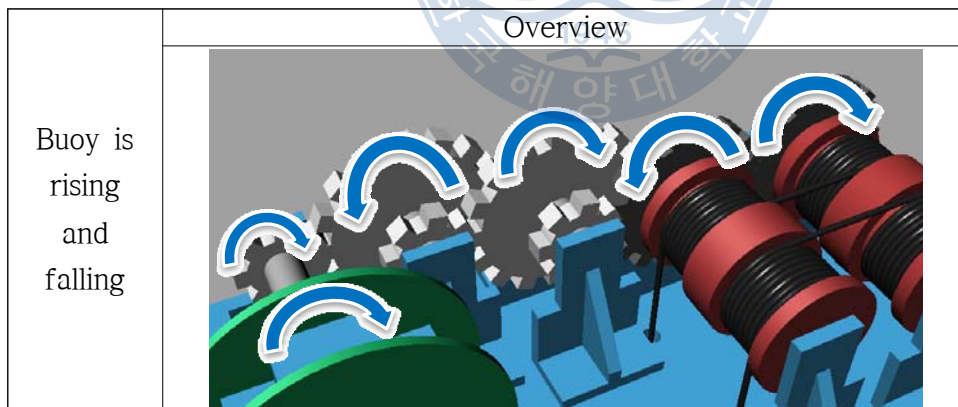


Fig. 2.5 Rotating direction of gears and flywheel according to up and down movement of buoy

제 3 장 실험방법 및 모형

3.1 실험 조건

한국해양대학교(KMOU, Korae Maritime and Ocean University)의 해양시스템 연구실(MASEL, Marine System Engineering Laboratory)에 설비된 2차원 해양공학수조(25m (L) x 1m (B) x 0.7m (D))에서 본 실험을 수행하였다. 2차원 수조 끝단에서 반사되는 파의 영향을 최소화 하고자 Fig. 3.2와 같이 수조의 중앙 부분에 파력발전장치 모형을 설치하여 실험을 수행하였다.

파고계는 서보식 파고계와 용량식 파고계를 사용하였으며 서보식 파고계는 부유체와 조파기(wave maker)의 중앙에, 용량식 파고계는 소파제(wave absorber)와 부유체의 중앙에 설치하여 파고를 측정하였다.

입사파의 조건은 제주도 서쪽 해안에서 수행한 연간 파랑관측자료(해양수산부, 2005)와 일반적으로 발생하는 해역의 파고와 주기를 고려하여 Table 3.1과 같이 선정하였다.

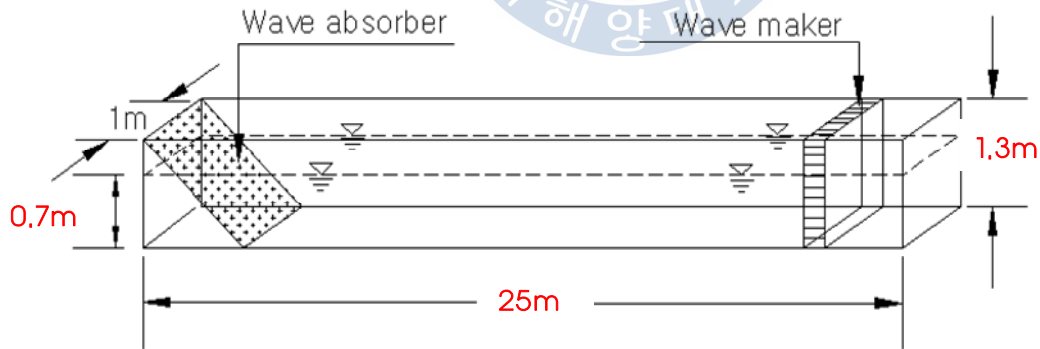


Fig. 3.1 Schematic of a 2-dimensional ocean engineering basin at MASEL



Fig. 3.2 Set up of 1:20 scale WEC model on the basin

카운터웨이트와 플라이휠의 중량상태 그리고 파고의 크기가 1차에너지변환효율에 미치는 영향을 알아보려고 Table 3.2와 같이 실험조건을 설정하였다.

카운터웨이트는 부유체와의 충돌을 방지하고자 움직도르래를 설치하여 실제 카운터웨이트의 중량의 절반이 와이어에 카운터장력(Counter tension)으로 작용하게 된다.

부유체의 흘수는 부유체의 중량과 카운터장력의 차이에 기인하는 수치이다.

플라이휠의 직경은 동일하게 20cm이고 두께는 3cm, 5cm로 무게는 각각 7.35kgf, 11.8kgf인 플라이휠을 사용하였다.

부하토크의 변화에 따라서 측정되는 회전축의 토크와 회전수의 경향을 알아보려고 Table. 3.2의 각 경우마다 Table. 3.3과 같이 브레이크에 전압을 다르게 입력시키며 실험을 수행하였다.

Table. 3.1 Incident regular wave conditions for model test

	Prototype Condition	Model Test Condition
Period [sec]	4.02 ~ 8.94	0.9, 1.0, 1.2, 1.5, 1.7, 2.0
Height [m]	1.0 ~ 2.0	0.05, 0.10

Table. 3.2 Characteristics of WEC condition for model test

Exp. Case	Buoy Weight [kgf]	Counter Weight [kgf]	Counter Tension [kgf]	Draft [mm]	Flywheel [kgf]	Height [cm]
1	9.3	12.1	6.05	50	11.8	10
2	9.3	12.1	6.05	50	7.35	10
3	9.3	4.1	2.05	75	7.35	10
4	9.3	12.1	6.05	50	0	10
5	9.3	12.1	6.05	50	0	5

Table. 3.3 Input voltages of brake controller for model test

Case	1	2	3	4	5	6	7
Voltage [v]	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5

3.2 모형

본 논문에서 대상으로 하고 있는 발전시스템의 부유체의 규격은 직경 56cm, 높이 9.5cm이며 이는 기하학적으로 1:20 축척비로 상사한 모형이다. 모형의 내구성 및 경량화를 고려하여 플라이휠과 원통형도르래를 제외한 나머지는 알루미늄으로 제작되었다.

카운터웨이트에는 중량을 조절할 수 있도록 무게추를 수납할 수 있는 공간이 있다. 부유체와 카운터웨이트는 서로 반대방향으로 상하병진운동을 하므로 미연에 충돌을 방지하기 위해 카운터웨이트를 움직도르래 형식으로 매달았다.



Fig. 3.3 Overview of 1:20 scale WEC model on the basin

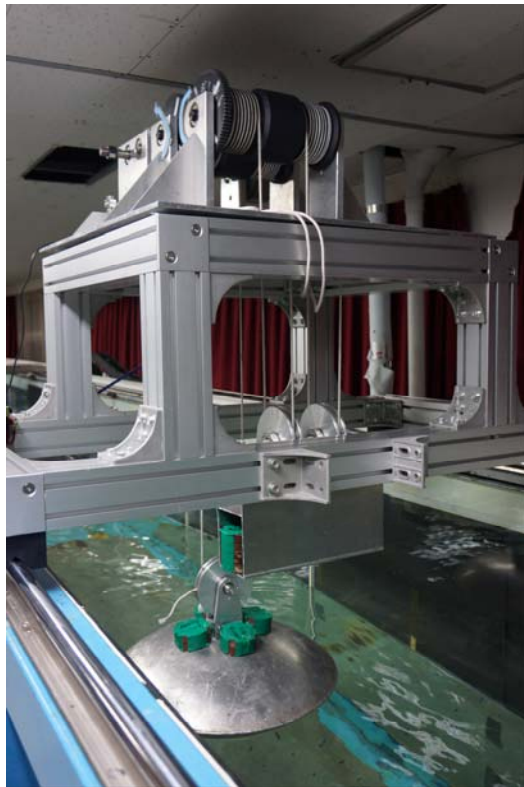


Fig. 3.4 Scale model set up to evaluate WEC performance about conversion of primary energy

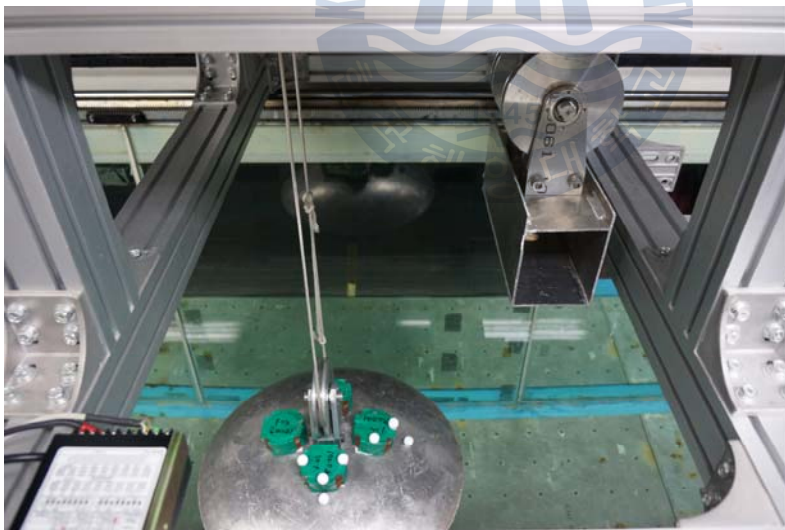


Fig. 3.5 Connected 1:20 scale buoy and counter-weight to the pulley

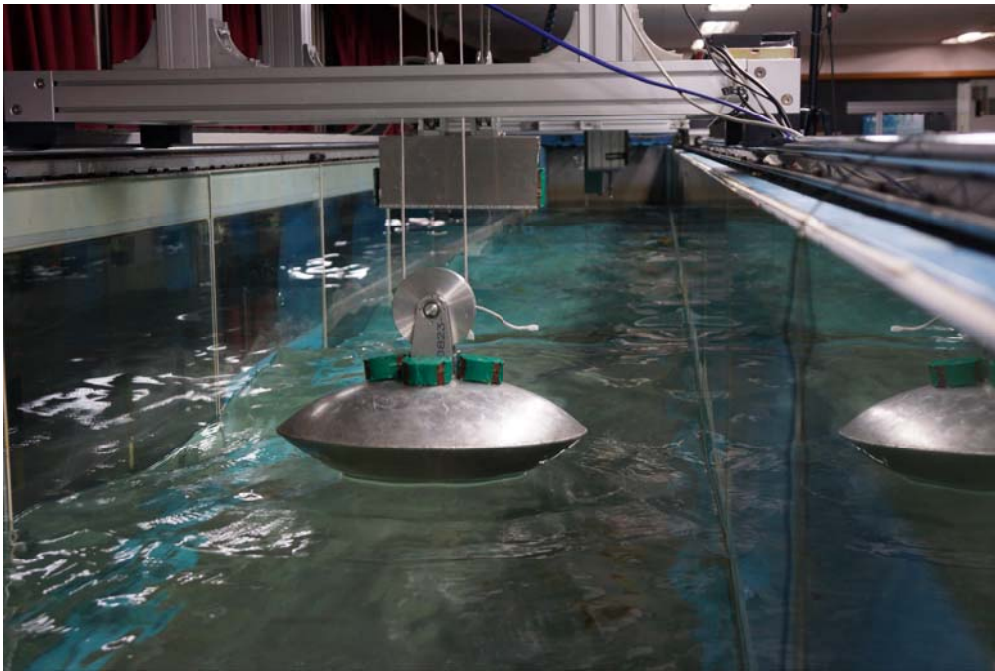


Fig. 3.6 Set up 1:20 scale buoy and counter-weight model



Fig. 3.7 WEC model under test in regular wave

덴마크에 있는 WAVE STAR ENERGY사의 ‘Wave Star’ 파력발전장치는 가동물체형으로써 실험역 검증단계에 있으며 반구형태의 부유체를 이용하는 점에서 본 논문에서 제시하는 파력발전시스템과 유사하다. 그러므로 프로토타입 Wave Star의 부유체 직경이 약 10m임을 고려하여 본 실험모형의 축척비를 1:20으로 선정하였다.



Fig. 3.8 Prototype of Wave Star WEC

3.3 실험 장치 및 방법

카운터웨이트 과력발전시스템의 에너지 전달과정은 입사된 파에너지가 부유체와 카운터웨이트에 의해 원통도르래의 회전력으로 1차 변환이 이루어지며 회전력으로 변환된 운동에너지가 발전터빈을 통해 전기에너지로 2차 변환이 이루어진다. 본 논문에서는 에너지변환 과정 중 1차 에너지변환 효율만을 평가하며 이를 위해 파우더 브레이크와 토크센서로 이루어진 Power take off (PTO) 시스템을 Fig. 3.9과 같이 설치하였다.

본 실험에서는 2차 변환과정을 배제하였으므로 발전기의 전기적 부하를 대신하여 파우더 브레이크를 이용한 저항을 회전축에 작용하도록 PTO시스템을 구축하였다. 브레이크는 입력되는 전압에 따라 축에 걸리는 부하 달라지는데 이때 회전하는 축의 반대방향으로 저항이 걸리므로 축의 비틀림이 발생한다. 비틀림에 의한 변형을 통해 발생된 토크를 측정할 수 있는 비접촉식 토크센서를 브레이크 축과 회전축 사이에 설치하였다.

토크센서를 설치할 때는 축과 축을 이어주는 커플링을 설치해야 한다. 커플링은 축의 특성과 용도의 따라 종류가 다양한데, 그 중에 본 실험에서는 Fig. 3.11과 같이 올덤커플링(Oldham coupling)을 사용하였다. 올덤커플링은 토크전달이 크고 편심 비정렬 수용능력이 뛰어나며 설치가 용이하다.

회전하는 축으로부터 흡수된 Power를 측정하기 위해서는 토크뿐만 아니라 축의 회전수를 알아야 한다. 본 실험에서는 비접촉식 적외선 RPM센서를 Fig. 3.12과 같이 설치하여 최종회전축의 회전수를 측정하였다.

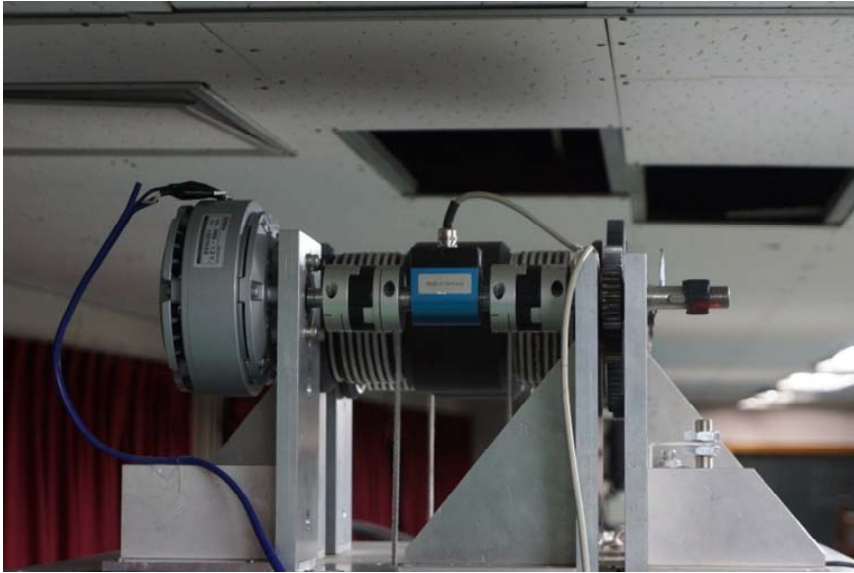


Fig. 3.9 Power Take Off (PTO) system set up to measure kinematic power of rotary axis under test



Fig. 3.10 Brake controller to increase load to rotary axis(left). Torque indicator(center) and RPM indicator(right) to monitor measuring torque and RPM real time under test

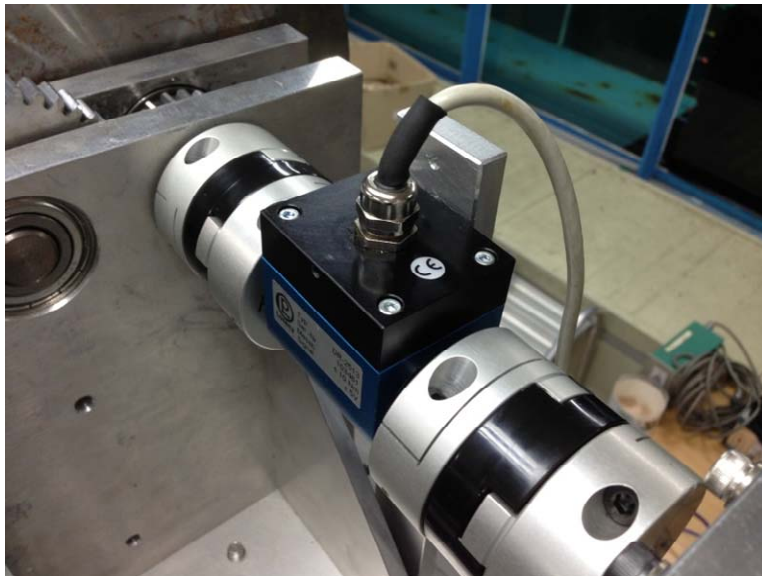


Fig. 3.11 Torque sensor set up to measure torsion force with oldham couplings between rotary axis and brake under test

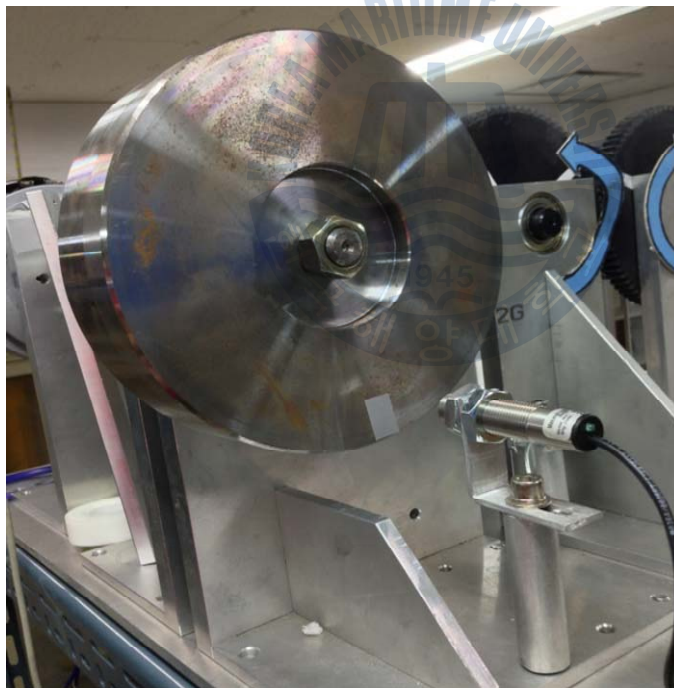


Fig. 3.12 RPM sensor set up to measure speed of rotary axis under test

3.4 데이터 계측 및 처리방법

캘리브레이션이 완료된 파고계와 토크센서로부터 얻어지는 데이터는 $\pm 5V$ 아날로그 신호로써 1차적으로 앰프(amplifier) 또는 인디케이터(Indicator)를 통해 증폭 및 보정과정을 거친다. 해양시스템연구실에 구축된 A/D컨버터(A/D converter)를 통해 입력된 아날로그 신호는 디지털 신호로 변환된 후 실험용 PC로 저장된다. 데이터 저장 및 분석 기능을 제공하는 소프트웨어를 활용하여 결과를 도출한다. (Fig. 3.16)

파고계와 토크센서는 조파장치(wave generating system)와 함께 동기화시스템을 구축하여 조파작동신호가 조파발생기에 입력됨과 동시에 파고계와 토크센서의 측정이 자동적으로 활성화되도록 하였다.

Fig. 3.18와 같이 RPM 센서의 인디케이터는 전용 메모리가 존재하여 측정된 데이터를 바로 저장시키며 별도의 소프트웨어를 통해 데이터 처리가 가능하다.

Fig. 3.13 ~ 3.15은 규칙파 실험을 통해 얻어진 토크와 RPM의 측정데이터 그리고 계산을 통해 얻어진 Power 데이터를 예시로 나타낸 것이다. 토크와 RPM으로 Power를 계산하는 방법은 다음과 같다. (Power[W], Tq[Nm], ω [rad/s])

$$\begin{aligned} Power &= Tq \cdot \omega \\ &= Tq \cdot (2\pi RPS) \\ &= Tq \cdot \left(\frac{2\pi}{60} RPM\right) \\ &= 0.1047 \cdot Tq \cdot RPM \end{aligned} \tag{3.1}$$

이와 같이 얻어진 시계열 데이터에서 반사파의 영향을 받지 않은 즉, 유효파 구간에 해당되는 데이터만 취하여 평균값을 구한다.

파력발전시스템에 동일한 파 에너지가 입력되더라도 부하토크의 세기에 따라서 측정되는 토크와 RPM 그리고 계산되는 Power가 달라지므로 Fig 3.10에서 보이는 브레이크 컨트롤러를 이용하여 부하토크를 증가시키며 반복실험을 수행하였다.

본 논문에서는 Capture Width Ratio (CWR)를 통해 1차에너지변환 효율을 평가하고자 하였다. CWR은 부유체에서 흡수한 입사파에너지와 회전축의 에너지의 비로 나타낼 수 있다. CWR와 입사파에너지의 수식은 다음과 같다. (P : 회전축의 Power[W], P_w : 입사파 Power[kW/m], D : 부유체의 폭[m], ρ : 유체밀도, g : 중력가속도[m/s²], H : 파고[m], T : 파주기[m])

$$CWR = \frac{P}{D \cdot P_w} \quad (3.2)$$

$$P_w = \frac{\rho g^2}{32\pi} H^2 T \quad (3.3)$$

비디오 카메라를 통해 실험과정을 모두 녹화하여 실험 중 발생하는 특이사항들을 관측하고 실험조건에 따라 부유체의 거동을 비교 및 분석하는데 활용하였다.

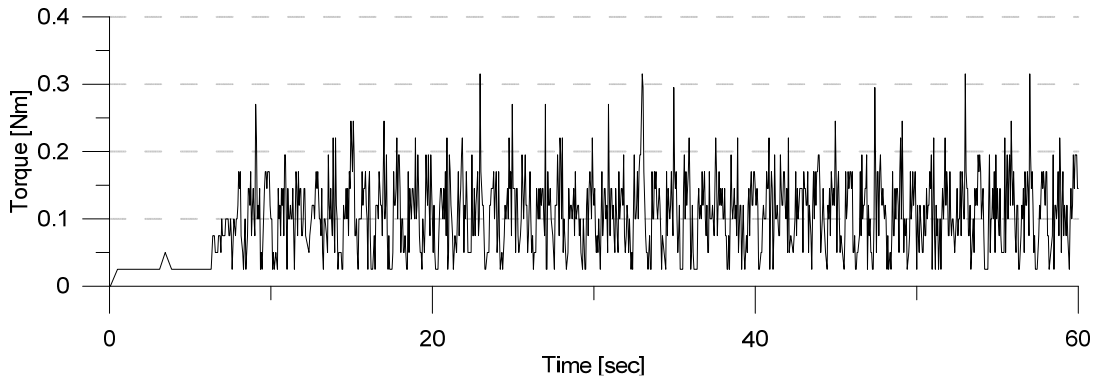


Fig. 3.13 Time history of measured torque

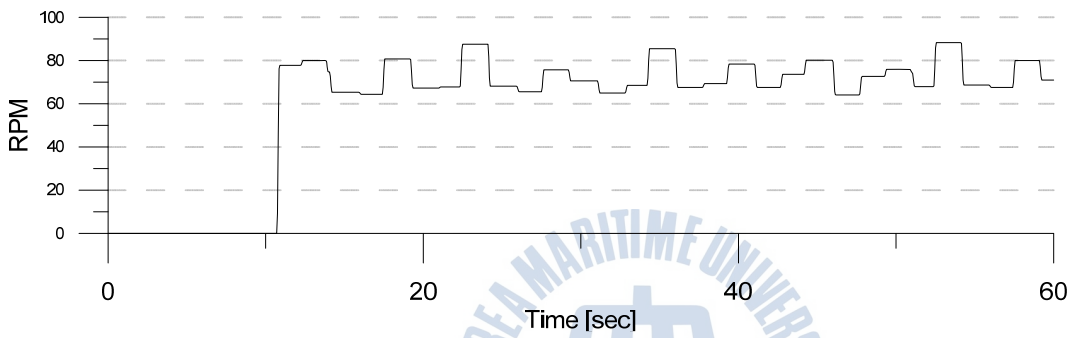


Fig. 3.14 Time history of measured RPM

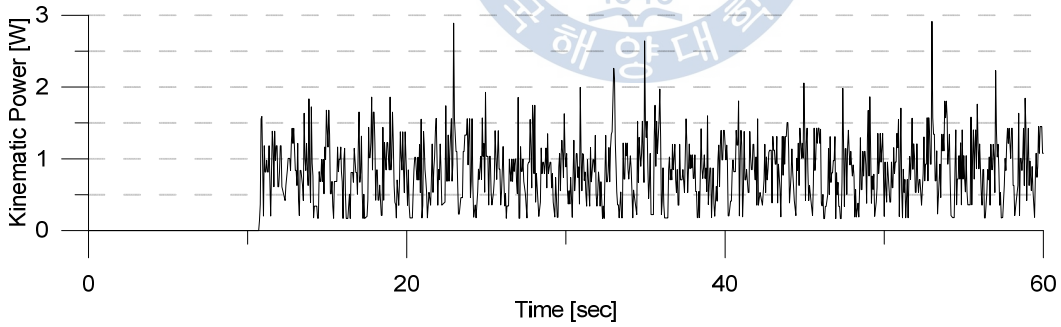


Fig. 3.15 Time history of measured kinematic power

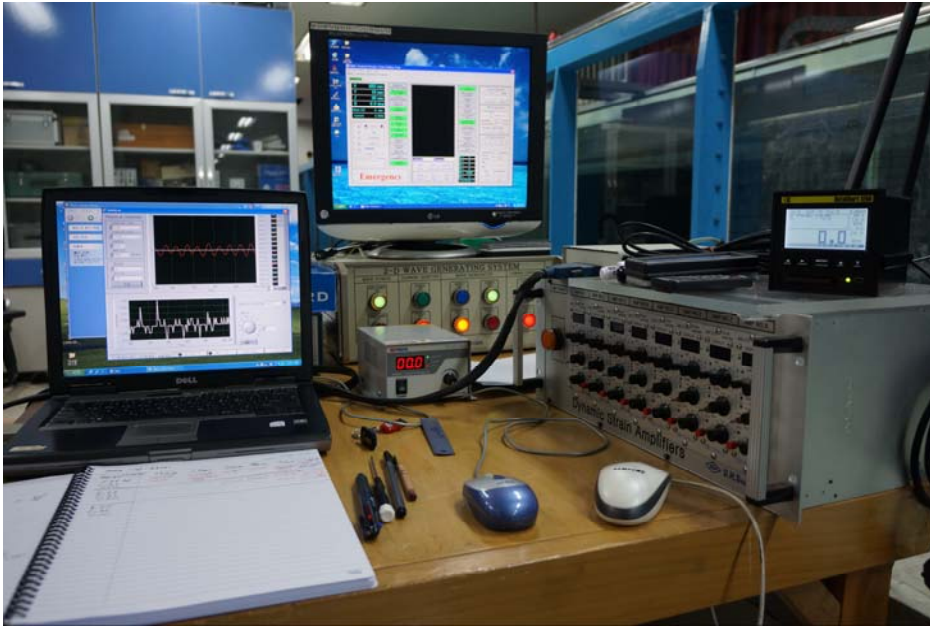


Fig. 3.16 Synchronization system set up to measure wave elevation and torsion force at same time : Analysis software(left), wave generating system(center) and A/D converter(right)



Fig. 3.17 Video camera set up to record motion of buoy under test



Fig. 3.18 RPM indicator set up to monitor measuring real time speed of rotary axis under test

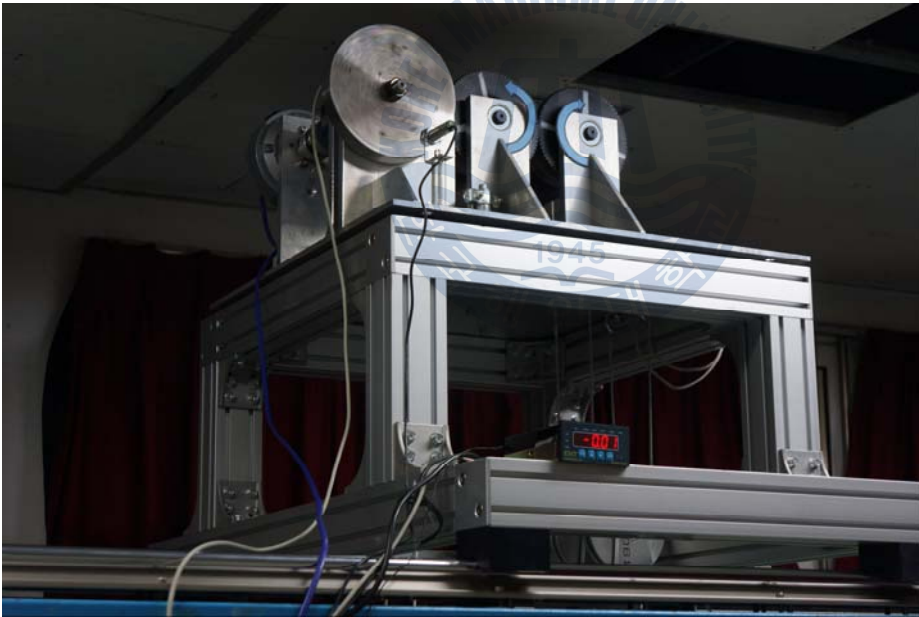


Fig. 3.19 Torque indicator set up to monitor measuring real time torsion force of rotary axis under test

제 4 장 결과 및 고찰

4.1 카운터웨이트의 영향

카운터웨이트 중량의 변화에 대해 입사파의 주기와 회전축에 걸리는 부하토크를 변화시키며 측정한 RPM의 결과를 Fig 4.1과 4.2에 나타냈다.

부하토크가 증가 할수록 회전축에 대한 저항이 커지므로 RPM이 점차 줄어드는 것을 볼 수 있다.

Fig 4.1의 경우 Fig. 4.2와 달리 주기 1.2초 미만에서도 RPM이 유지되는 것을 볼 수 있는데, 이것은 카운터웨이트가 상대적으로 가벼울 경우 부유체가 파면을 따라 빠르게 반응할 수 있게 되고 그로인해 단주기에서도 RPM이 높게 유지되는 것이다. 반면에 Fig. 4.2의 결과에서는 파 주기 1.2초 일 때 RPM이 두드러지게 높게 나오는 것을 볼 수 있고 파 주기가 1.2초 이상일 때는 카운터웨이트가 상대적으로 무거울 때 유리함을 알 수 있다.

Fig. 4.3과 4.4는 입사파 주기와 부하토크에 따라 회전축에서 흡수한 에너지의 경향을 나타낸다. 단주기 영역에서는 상대적으로 카운터웨이트가 가벼울 때 유리하며 장주기 영역에서는 반대의 경향을 보인다.

토크 측면에서는 각 주기에 대하여 최대 출력이 나오는 최적의 토크가 존재한다는 것을 볼 수 있다. 카운터웨이트가 가벼울 때에 최적토크 점은 주기에 따라 큰 차이가 없지만 카운터웨이트가 무거울 경우 장주기에서 큰 폭으로 상승하는 것을 볼 수 있고 또한 넓은 토크 영역에서 최대출력이 발생함을 알 수 있다.

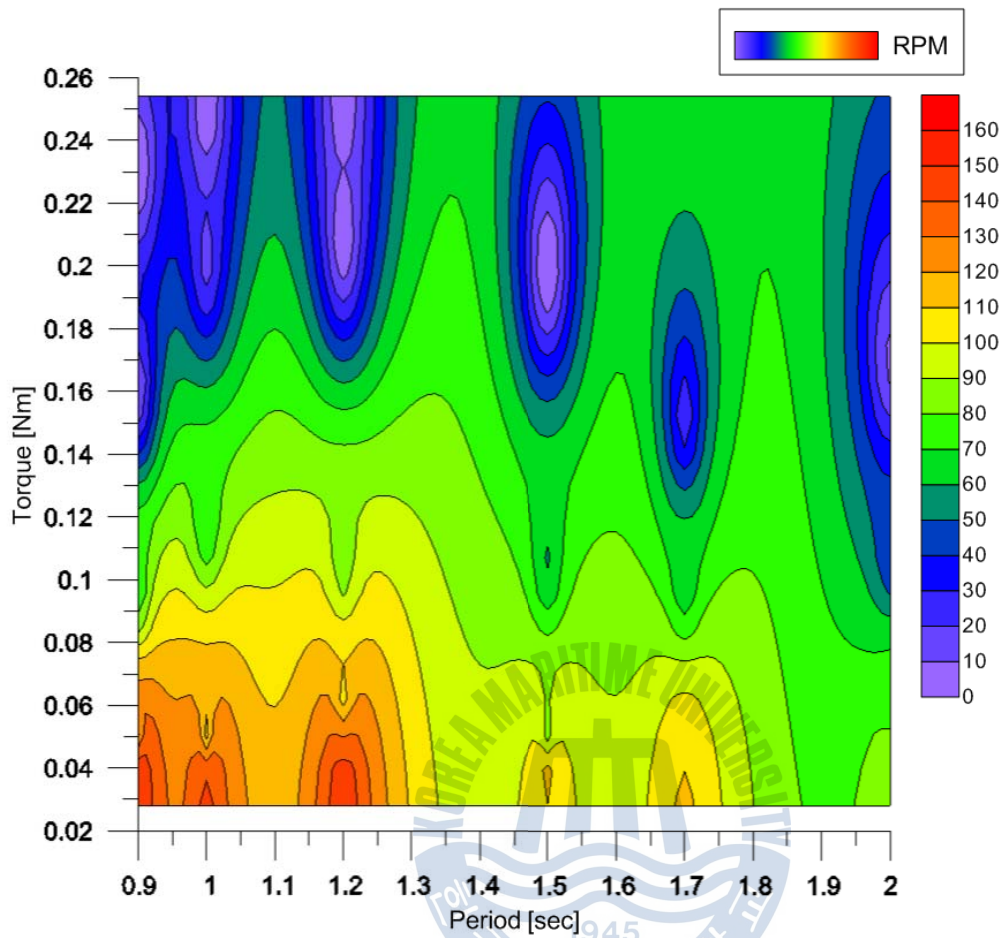


Fig. 4.1 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 2.05kgf, Dratf 75mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

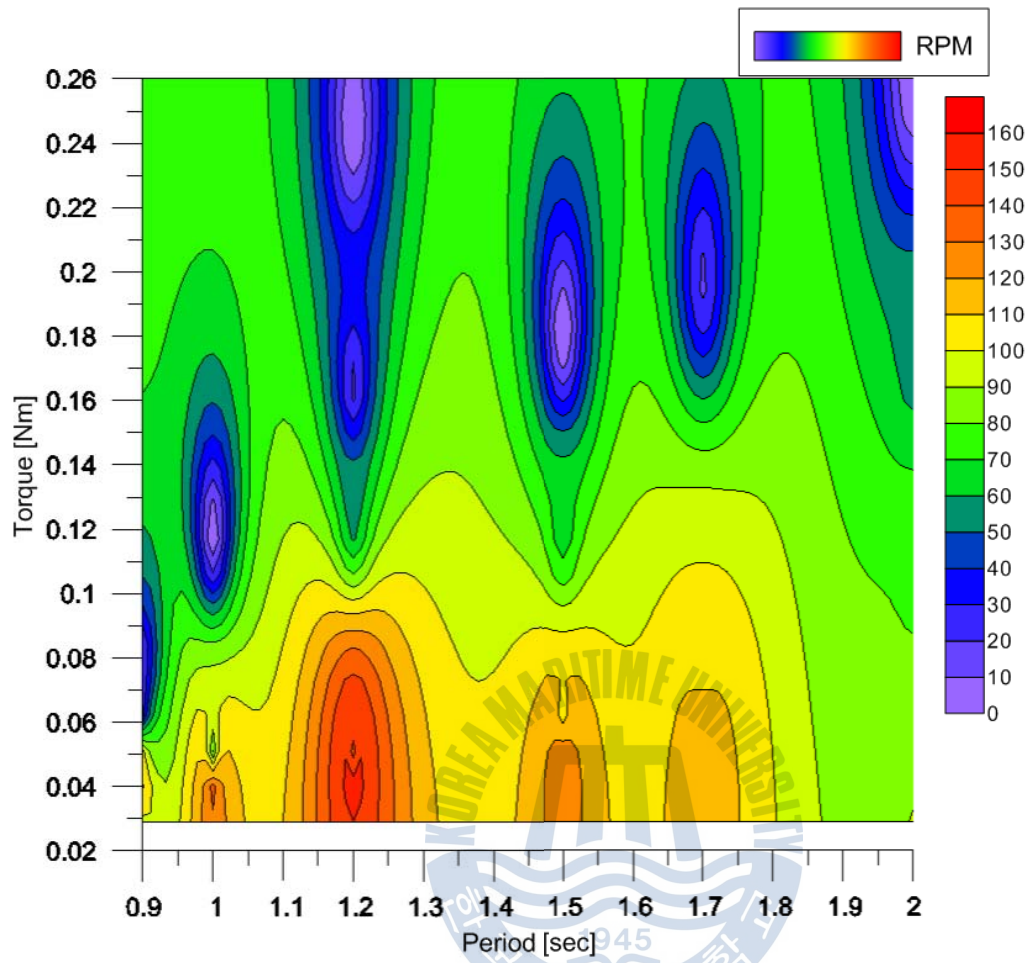


Fig. 4.2 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

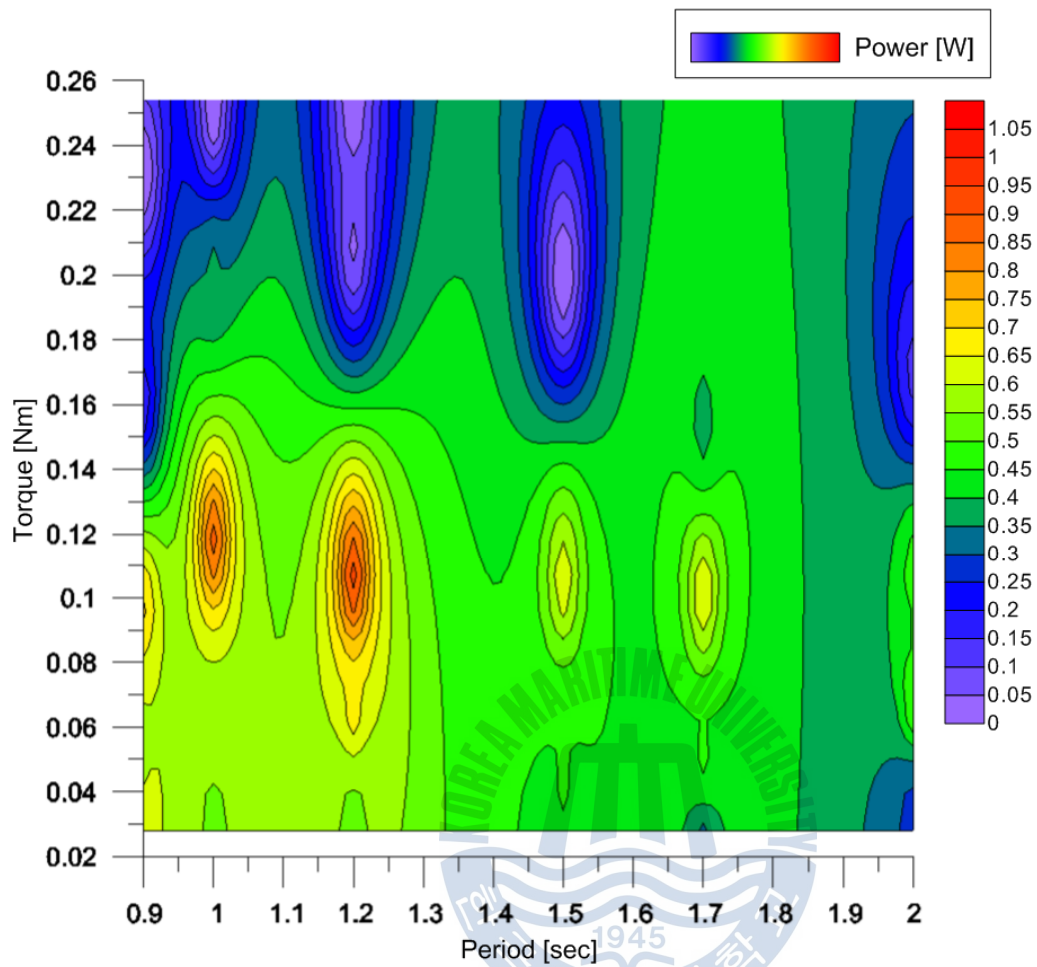


Fig. 4.3 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 2.05kgf, Draft 75mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

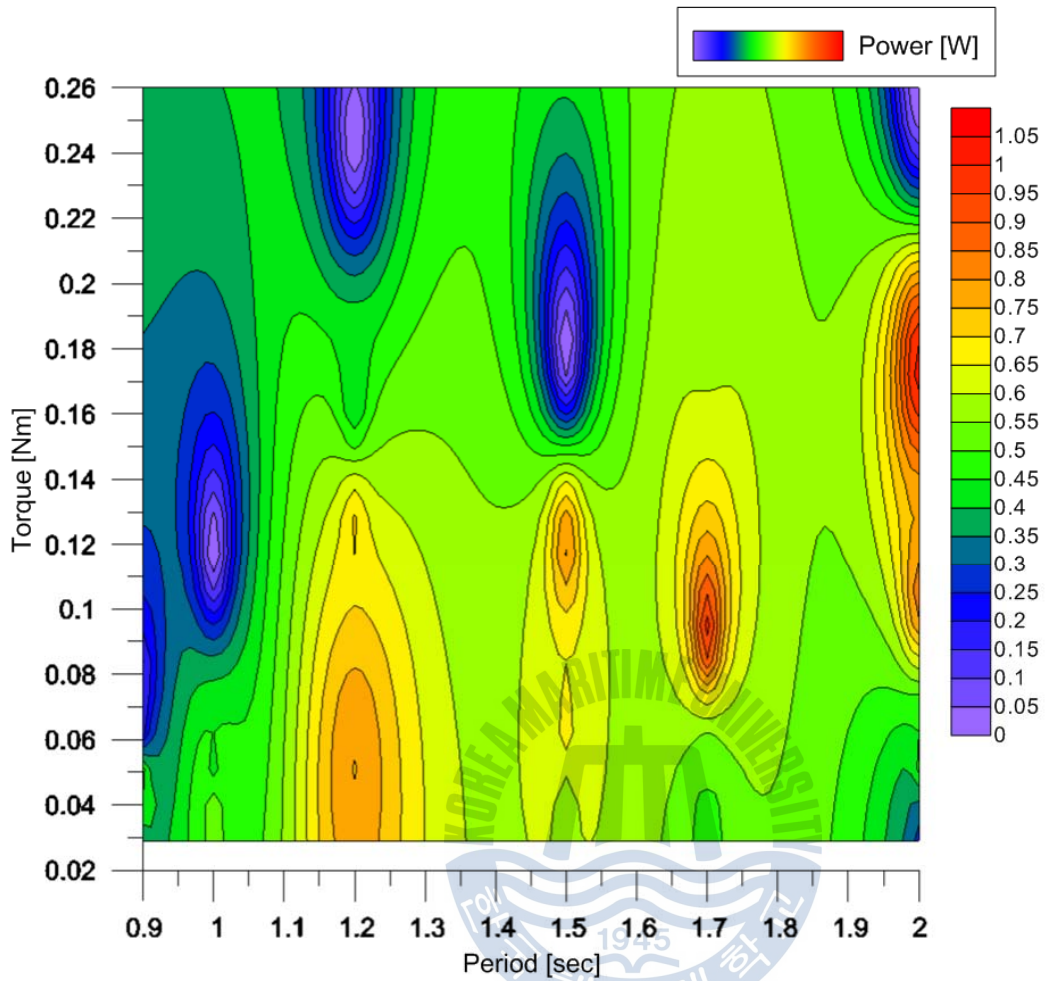


Fig. 4.4 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

4.2 플라이휠의 영향

Fig. 4.5와 4.6은 플라이휠의 중량 차이에 대하여 파 주기와 토크에 따른 RPM의 경향을 보여주는 것이고, Fig. 4.7과 4.8은 Power의 경향을 나타낸다.

플라이휠의 중량 차이에 대하여 RPM의 결과는 매우 유사한 양상을 보이지만 플라이휠의 중량이 커짐에 따라 전반적으로 높은 RPM 영역이 위축된 것을 확인할 수 있다.

출력의 결과에서도 마찬가지로 RPM결과와 거의 같은 경향을 보이며 플라이휠의 중량이 증가하므로 전체적으로 위축된 모습을 보이며 주기 2초에서는 확연하게 감소된 경향을 보여준다.

이는 결과적으로 플라이휠의 차이가 파 주기와 토크에 따른 출력의 경향에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 또한 부유체와 카운터웨이트의 중량에 따라서 가장 적절한 플라이휠의 중량을 채택하는 것이 효율측면에서 유리함을 볼 수 있다.

또한 플라이휠 중량의 증가는 불규칙 파 중에서 일정한 회전수를 얻는데 유리할 것으로 기대된다.



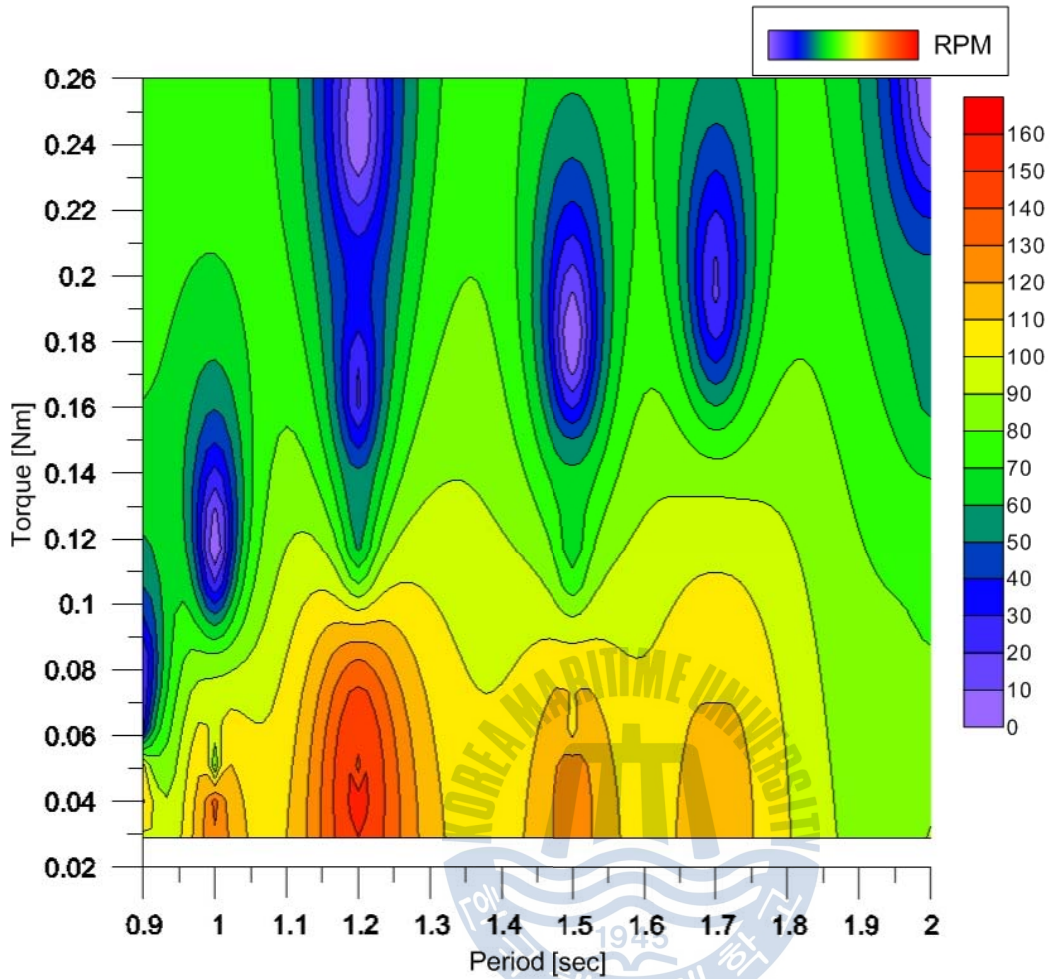


Fig. 4.5 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

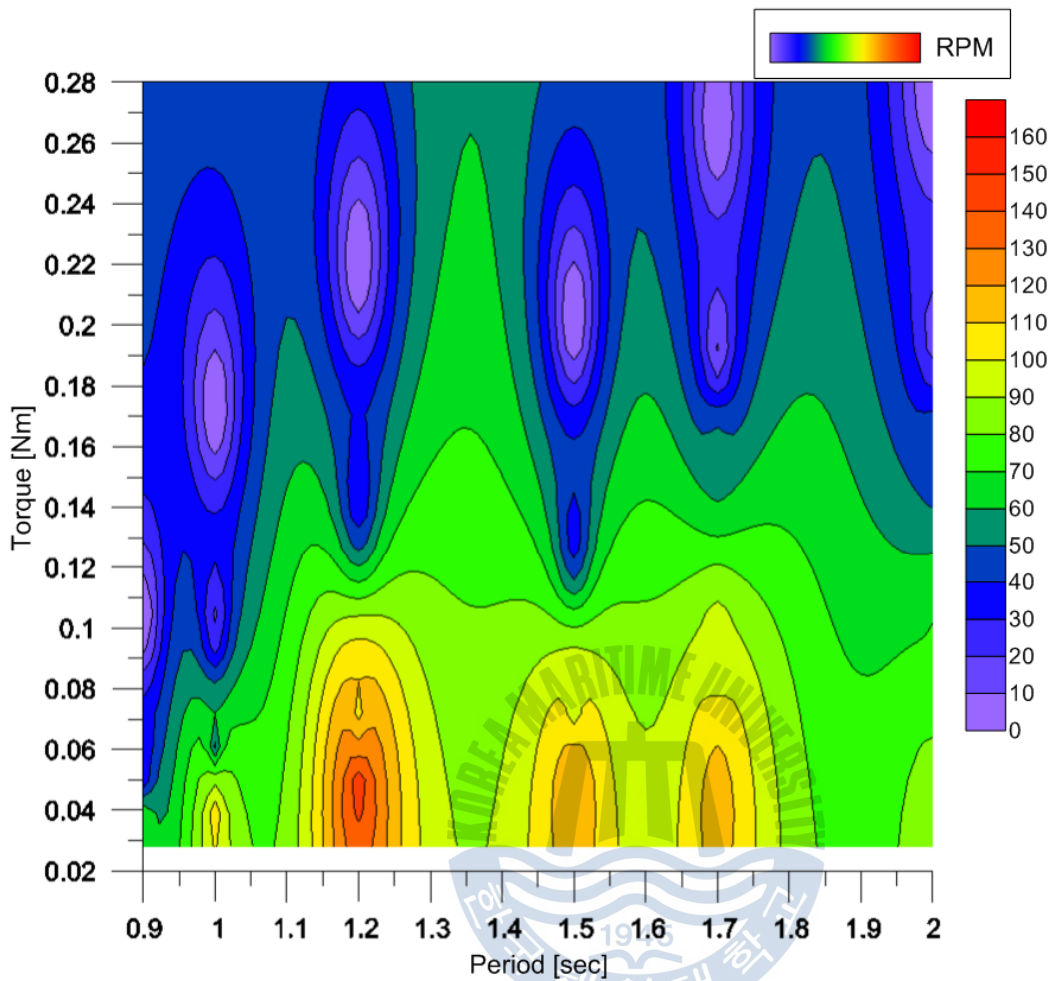


Fig. 4.6 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 11.8kgf, Wave height 10cm)

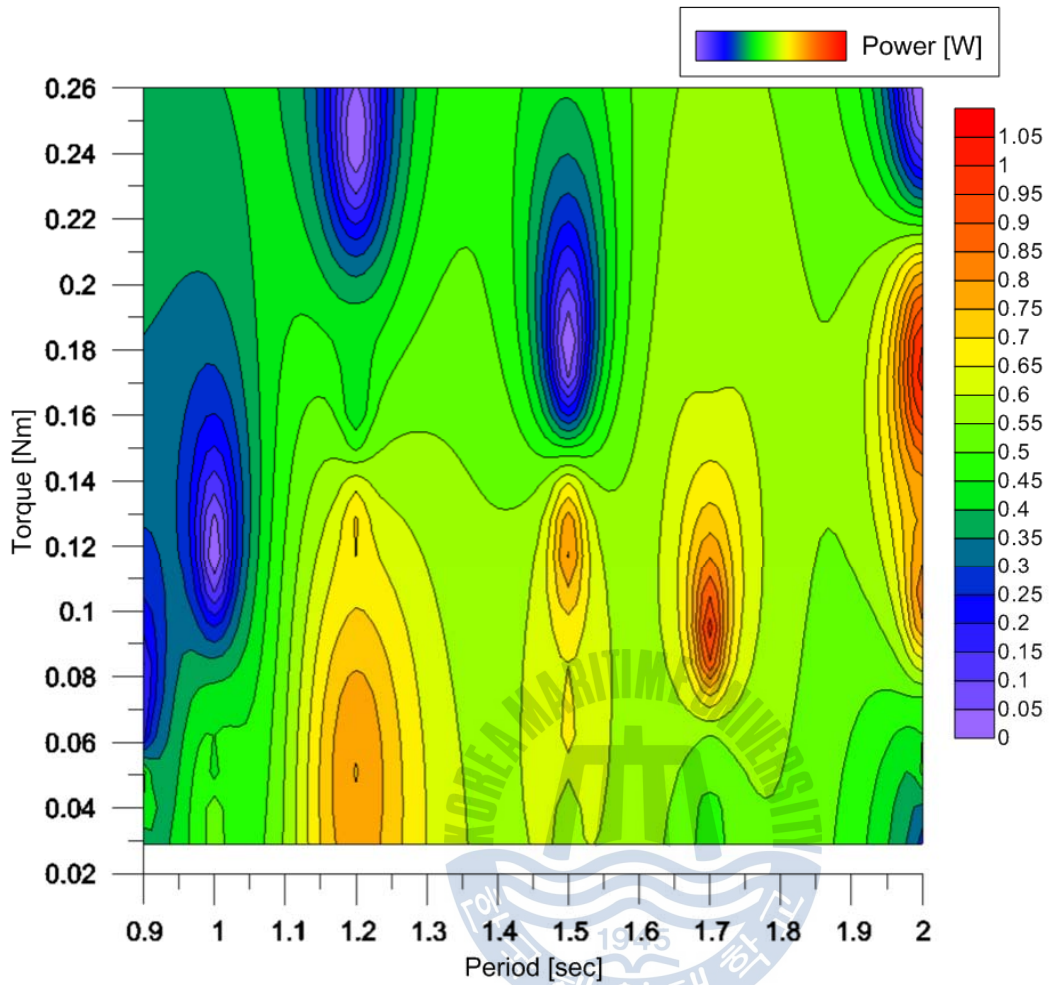


Fig. 4.7 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

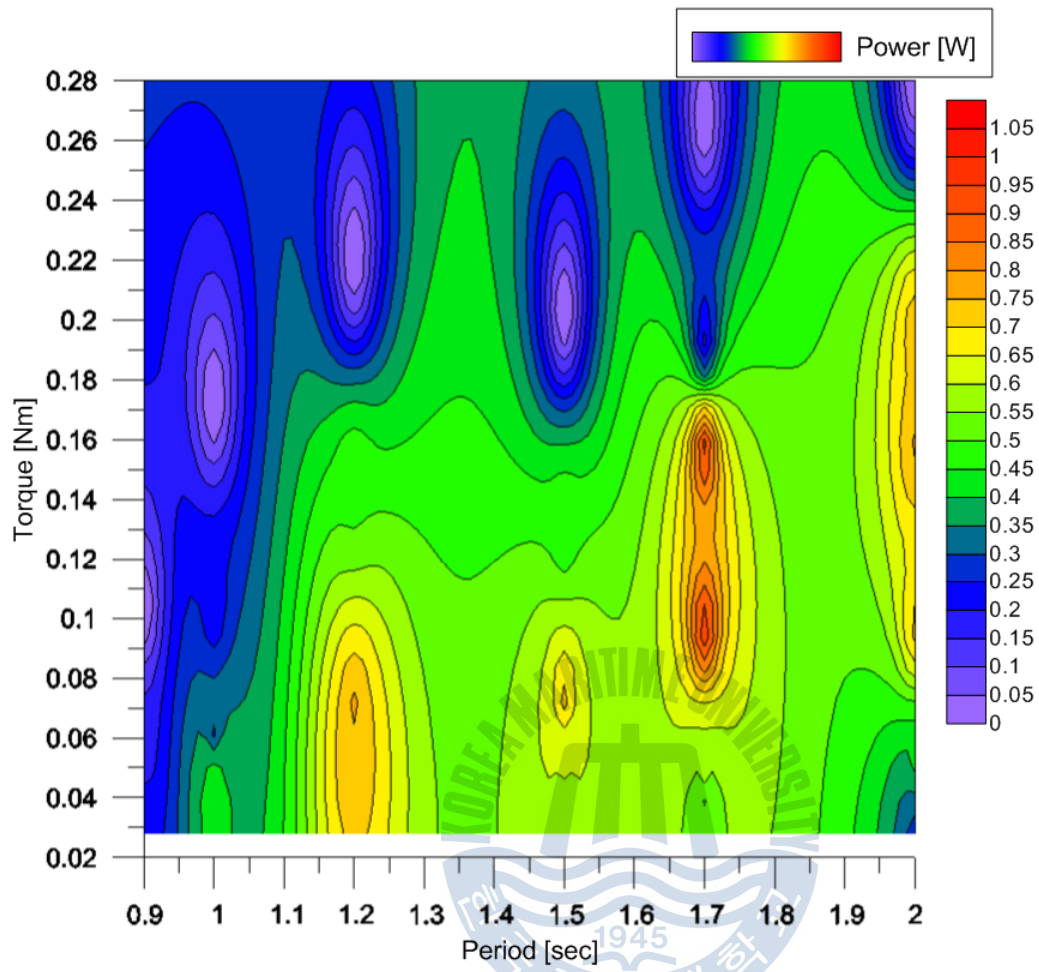


Fig. 4.8 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 11.8kgf, Wave height 10cm)

4.3 파고의 영향

Fig 4.9 ~ 4.12는 파고의 변화에 대한 입사파 주기와 토크에 따른 RPM과 출력의 경향을 보여주는 그래프이다.

파고가 5cm일 때 부유체에 입력되는 파 에너지가 작으므로 넓은 영역의 토크에 대한 결과를 얻을 수 없었다. 그럼에도 동일한 토크와 파주기 구간에서는 10cm 파고의 경우와 경향이 유사함을 확인할 수 있다.

파고의 증가량에 비해 RPM과 출력이 급등하는 것을 볼 수 있는데, 이는 파 에너지가 파고의 멱함수에 비례하는 것으로 추정할 수 있다.

본 실험의 파력발전시스템이 5cm 파고의 에너지를 회전에너지로 변환이 가능한 것으로 보아 프로토타입의 경우 아직까지 경제성이 낮은 1m 이하의 파 에너지를 변환할 수 있을 것으로 기대된다.



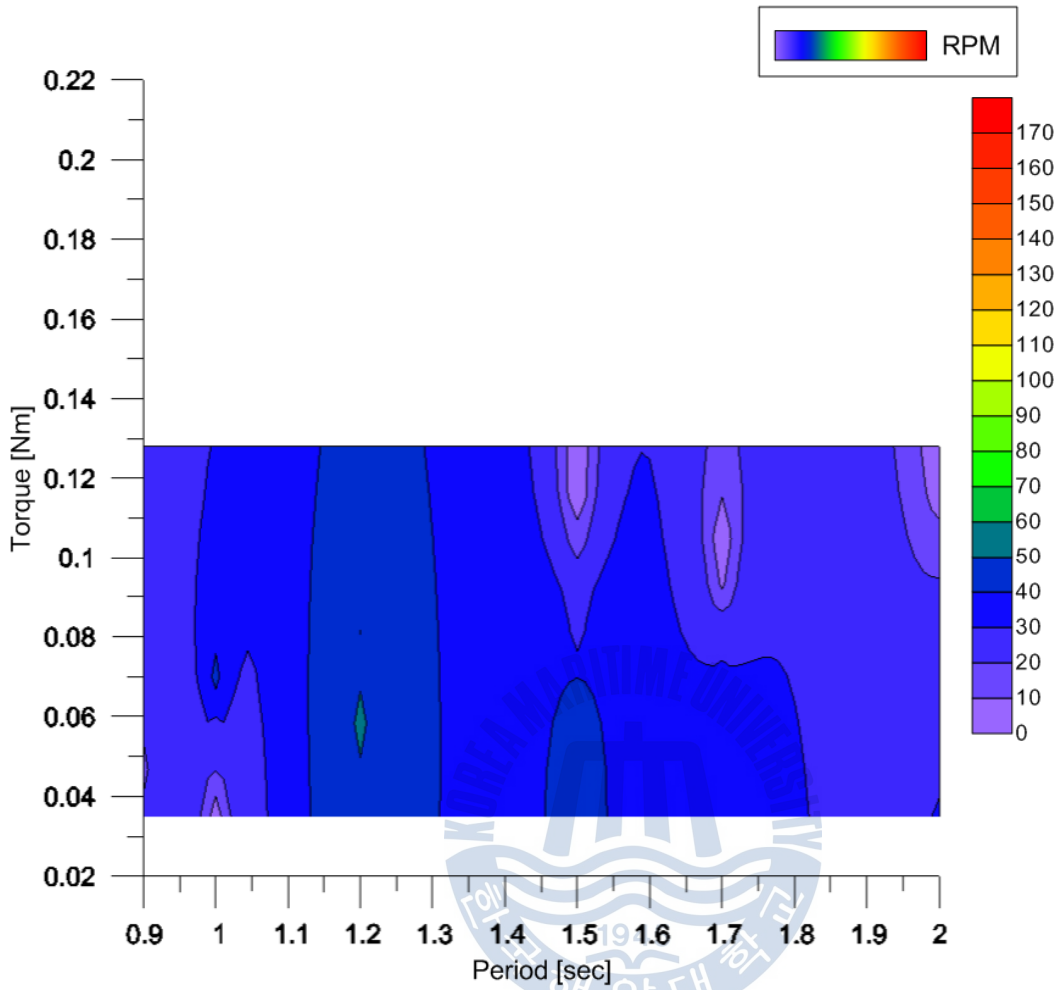


Fig. 4.9 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 5cm)

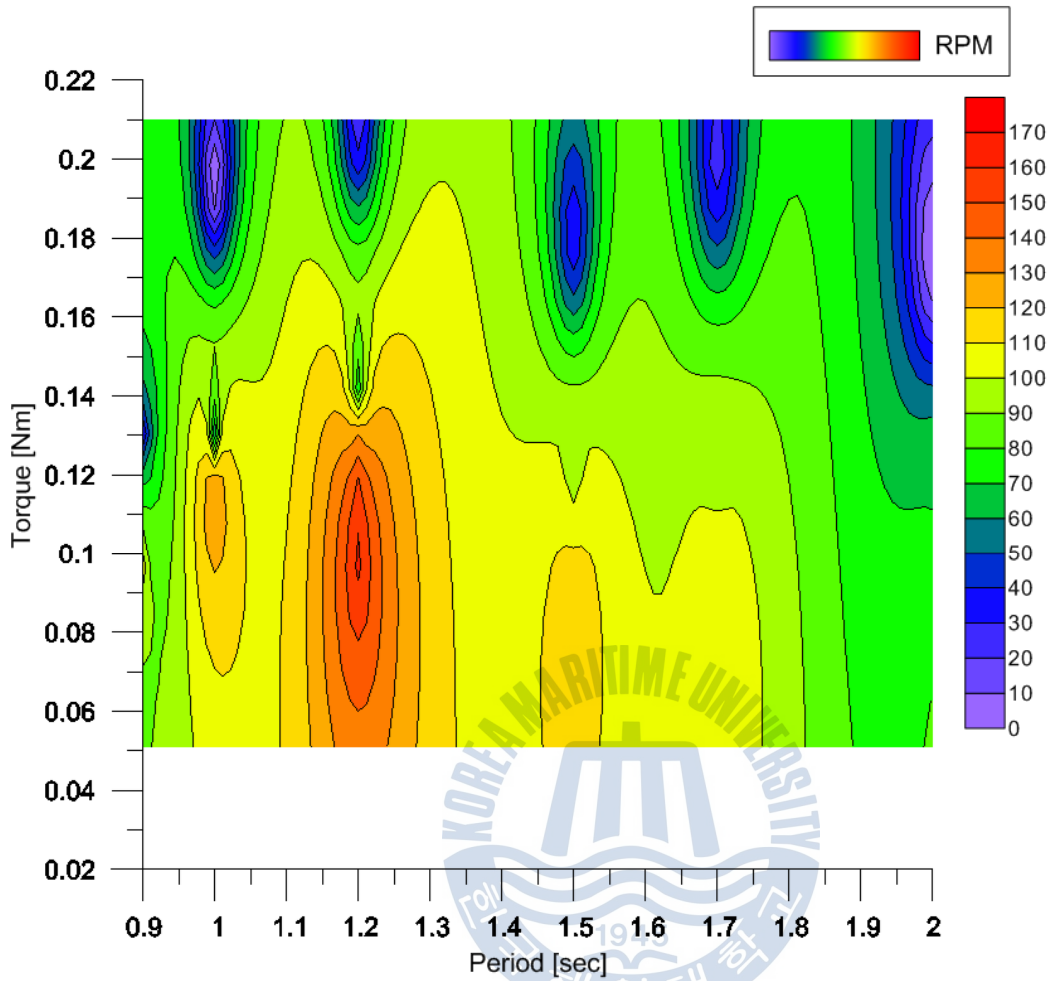


Fig. 4.10 RPM according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 10cm)

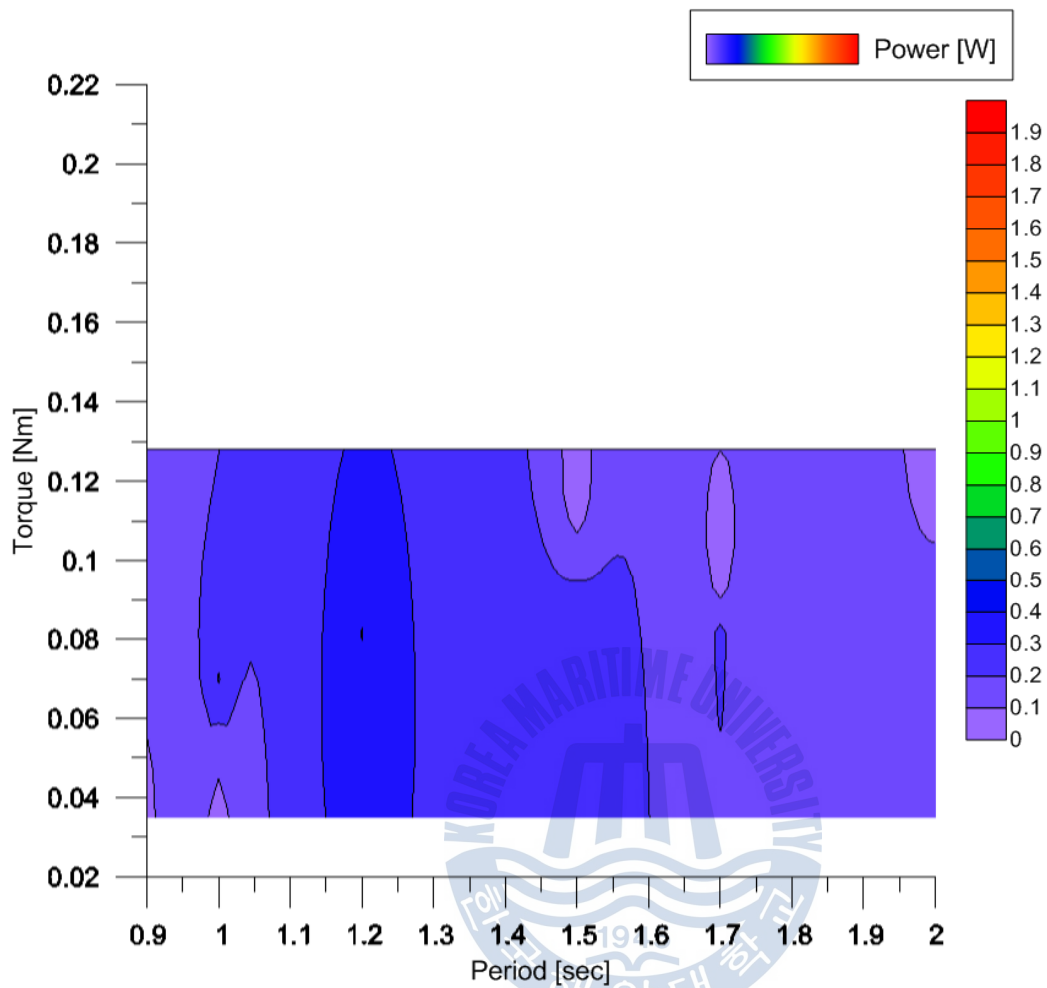


Fig. 4.11 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 5cm)

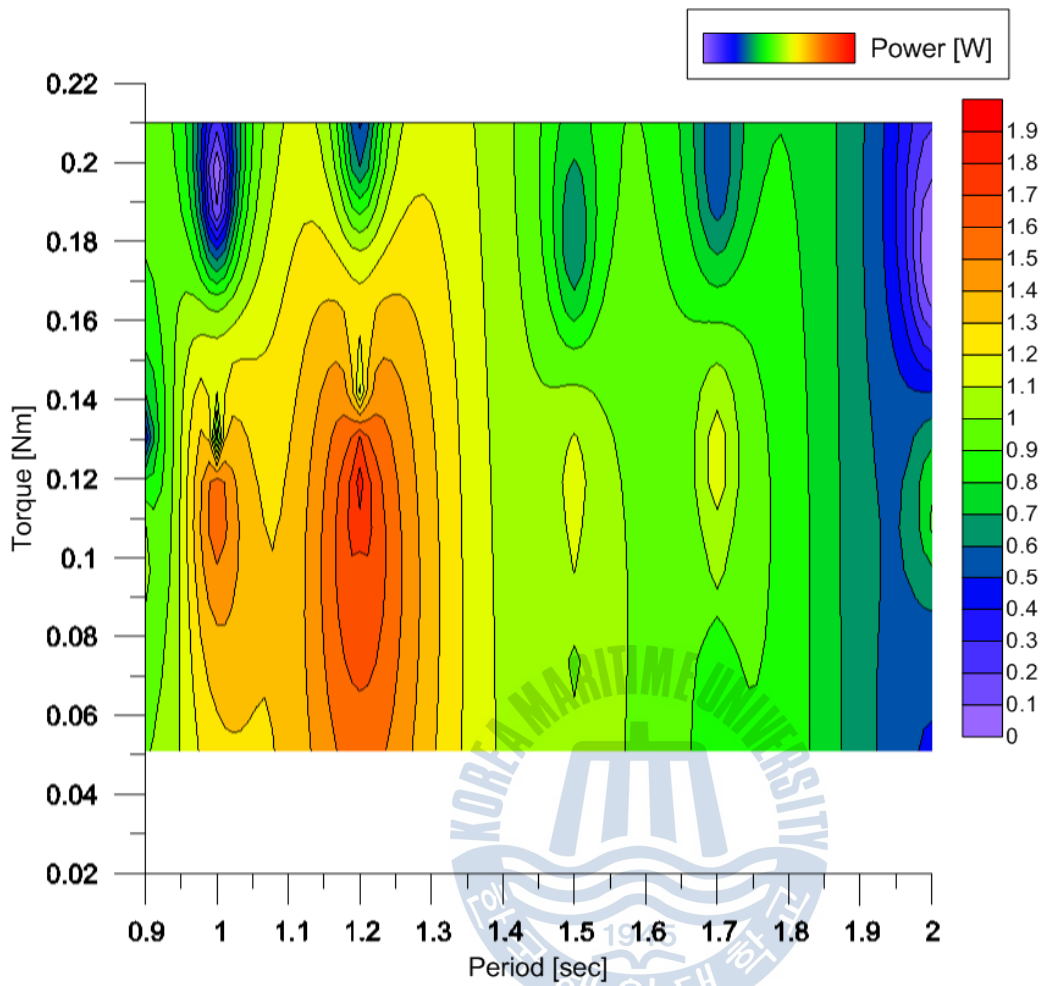


Fig. 4.12 Absorbed rotational kinematic power[W] according to load torque[Nm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Dratf 50mm, Flywheel 0kgf, Wave height 10cm)

4.4 Capture Width Ratio (CWR)

본 논문에서는 식(3.2), 식(3.3)와 같이 Capture Width Ratio(CWR)를 통해 1차 에너지변환 성능을 평가하고자 한다. 먼저 Table 4.1과 같이 실험결과에 상사법칙을 적용하여 실험역에서 프로토타입의 RPM과 Power의 경향을 Fig. 4.13, 4.14와 같이 유추하였다.

모형실험과 마찬가지로 Fig. 4.13와 같이 전반적인 입사파 주기에 대해 낮은 토크구간에서 RPM이 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 특히 파주기 5~6초 구간에서 RPM이 가장 높게 나왔다.

반면에 Fig. 4.14에서는 파 에너지가 큰 장주기 영역에서 Power가 높게 나오는 것을 볼 수 있고 모형실험과 마찬가지로 최대출력을 내는 최적의 토크가 파 주기에 따라 다르게 존재하는 것을 알 수 있다. 주기가 길어질수록 파 에너지가 증가하므로 최대출력에 대한 최적토크의 경향이 증가하는 것을 알 수 있다.

Table 4.1 Scale factors for physical variables

Variable	Unit	Scale factor
Torque	$ML^{-2}T^{-2}$	λ^4
Angular Velocity	T^{-1}	$\lambda^{1/2}$
Power	$ML^{-2}T^{-3}$	$\lambda^{7/2}$

부유체 폭에 대한 입사파의 에너지와 회전축에서 흡수한 에너지의 비를 의미하는 CWR을 Fig. 4.15와 같이 백분율로 나타냈다.

파주기 4~6초 구간에서 토크가 약 7~8kNm 일 때 RPM은 높고 출력은 낮은 결과를 보였지만 Fig. 4.15와 같이 에너지변환효율 측면에서는 효율이 우수함을 확인하였다. 또한 토크가 약 21kNm에서도 높은 효율을 보여준다. 이는 우리나라 해역에서 주로 발생하는 파주기 영역대와 일치하는 것이다.

Power의 경향에서도 확인 할 수 있듯이 장주기로 갈수록 최적토크가 증가하는 것을 알 수 있고 Fig. 4.14와 같이 Power가 높게 나온 주기와 토크 구간에서 동일하게 CWR도 높게 나오는 것을 볼 수 있다.

본 실험의 파력발전시스템은 카운터웨이트를 이용한 에너지변환장치로써 한 주기의 입사파만 입력된다고 가정할 때 원통형 도르래에는 서로 다른 힘에 기인하는 토크가 발생된다. 즉, 파정과 파저가 한 번씩 부유체에 작용할 경우, 파정으로 인해 부유체가 상승하여 카운터웨이트에 의한 토크가 발생되지만 파저의 위치에서 부유체 하강에 의한 토크는 중력에 기인한다. 그러므로 입사파 에너지에 대한 CWR의 계산에서 1이상의 결과가 도출되었다.

CWR의 계산에 있어서 입사파 이외의 다른 입력에너지가 고려되지 않아 수치적인 오차가 발생하지만 CWR을 이용하여 주기와 토크 변화에 따른 1차에너지 변환의 경향을 분석할 수 있었다.

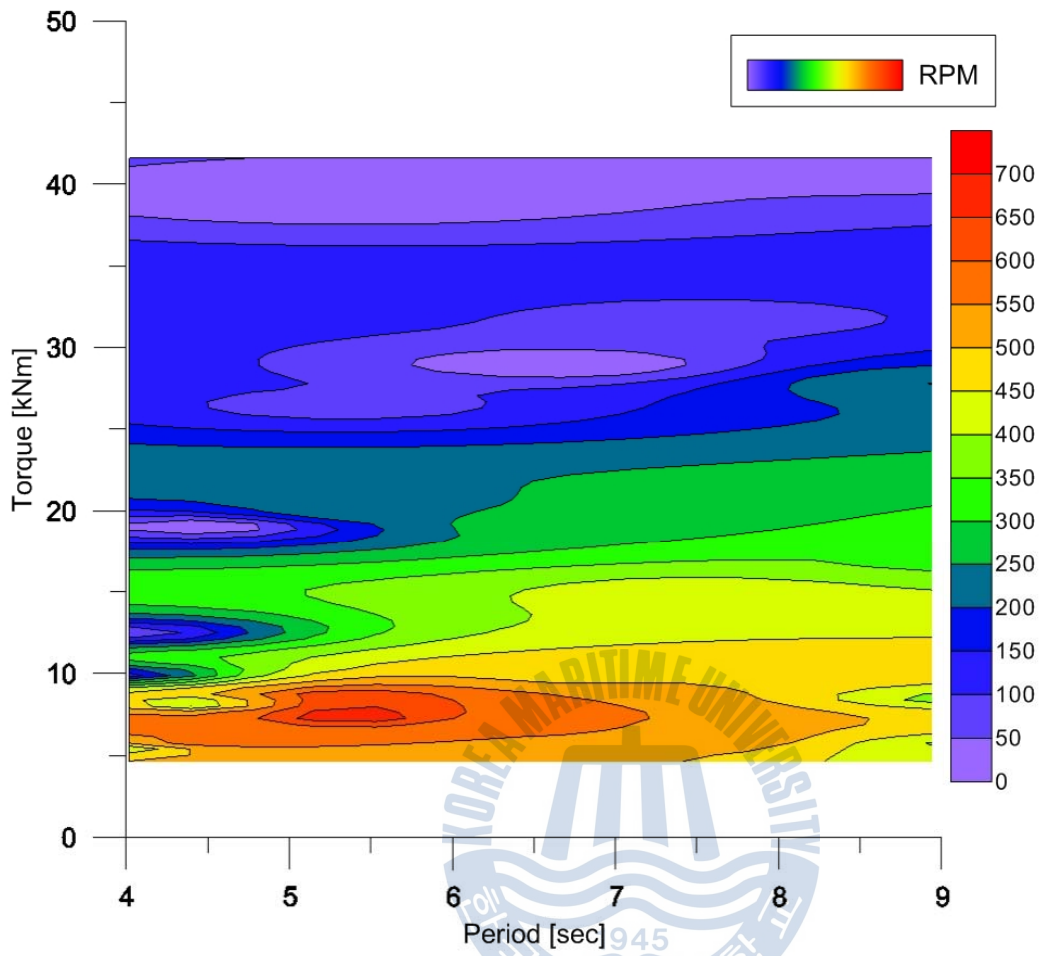


Fig. 4.13 RPM scaled-up according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

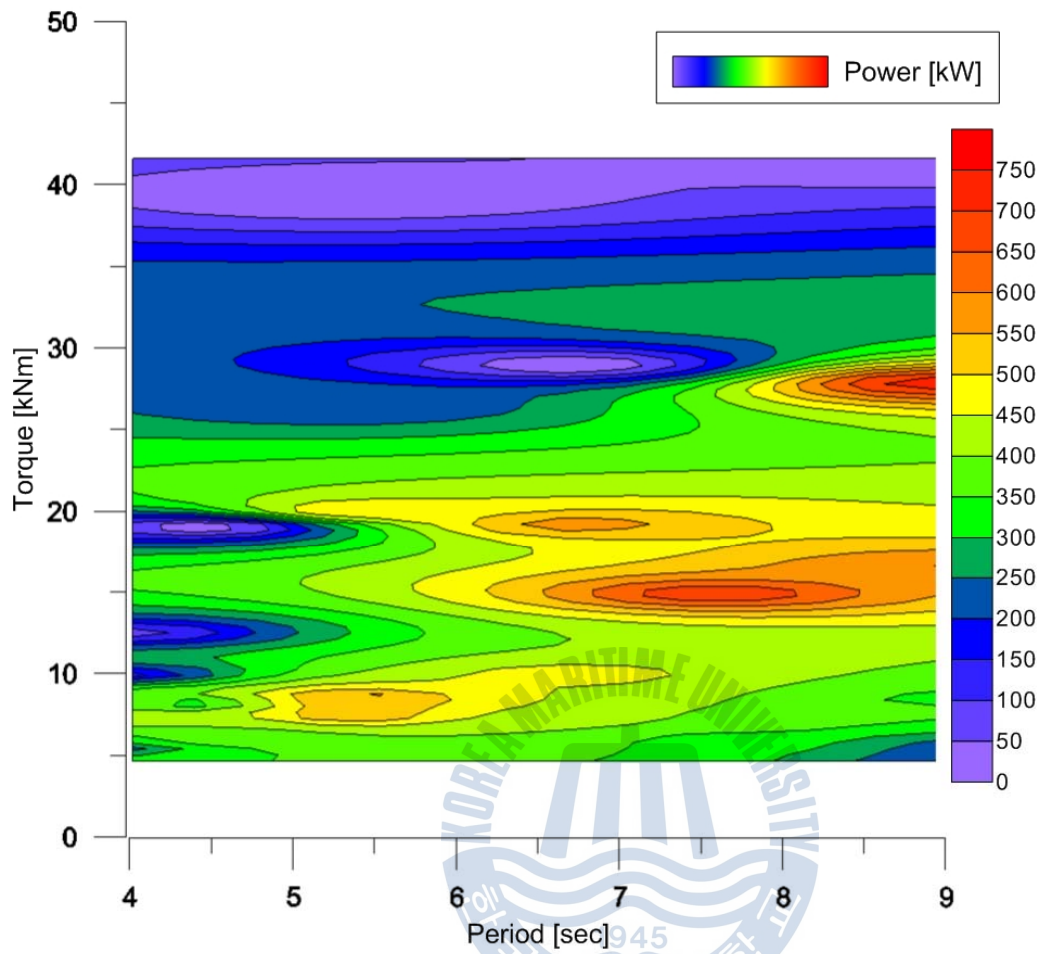


Fig. 4.14 Absorbed rotational kinematic power[kW] scaled-up according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

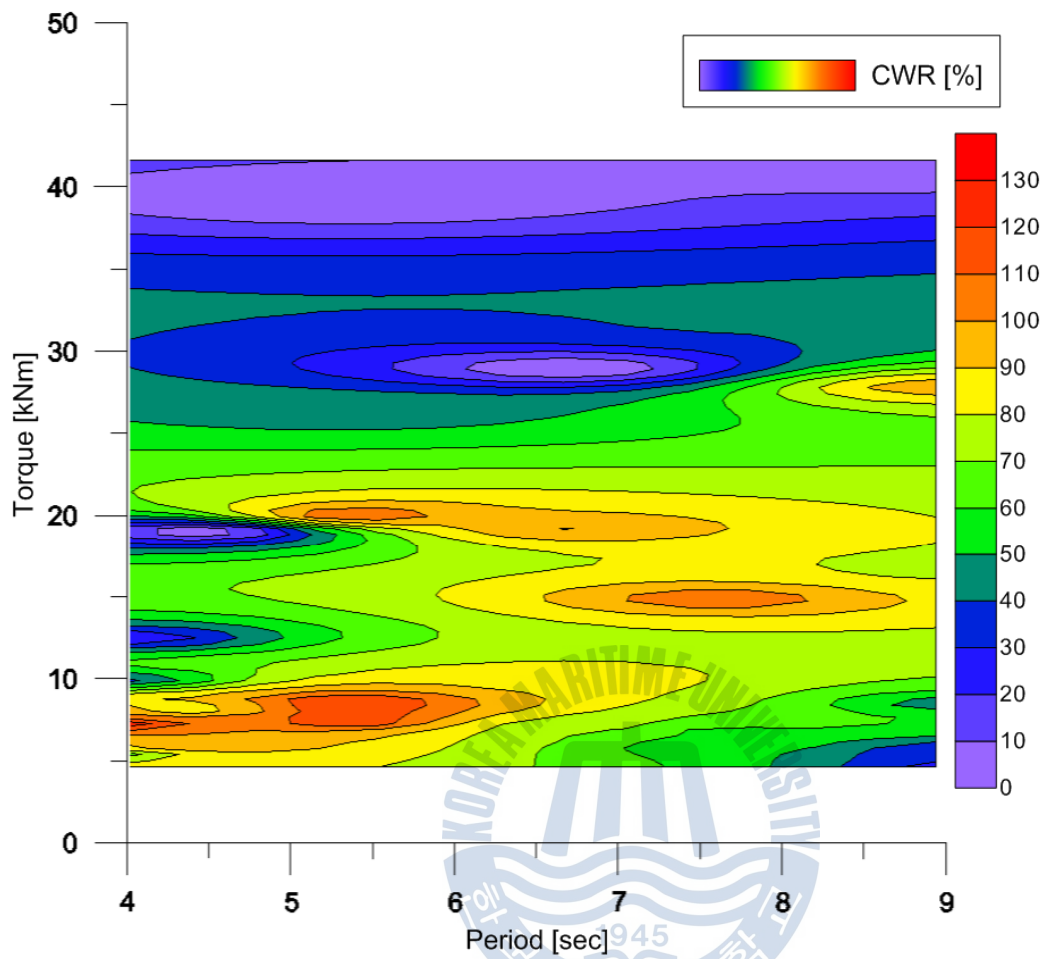


Fig. 4.15 Capture Width Ratio[%] according to load torque[kNm] by changing incident wave period[sec] (Buoy weight 9.3kgf, Counter tension 6.05kgf, Draft 50mm, Flywheel 7.35kgf, Wave height 10cm)

4.5 고찰

부하토크가 증가 할수록 회전축에 대한 저항이 커지므로 RPM이 점차 줄어든다.

토크관점에서는 각 주기에 대해 최대 에너지를 출력하는 최적의 토크가 존재한다.

부유체와 카운터웨이트의 중량에 따라서 적절한 플라이휠의 중량을 채택하는 것이 효율측면에서 유리하다.

플라이휠 중량의 증가는 불규칙 파 중에서 일정한 회전수를 얻는데 유리할 것으로 기대된다.

파고의 증가량에 비해 RPM과 출력이 급등하는 것을 볼 수 있는데, 이는 파 에너지가 파고의 멱함수에 비례하는 것으로 추정할 수 있다.

프로토타입의 경우 아직까지 경제성이 낮은 1m 이하의 파 에너지를 변환할 수 있을 것으로 기대된다.

Power는 장주기영역에서 높게 나오는 경향이 있으나 CWR에 의한 에너지 변환효율은 단주기 영역에서 우수하다.

CWR의 계산에 있어서 입사파 이외의 다른 입력에너지가 고려되지 않아 수치적인 오차가 발생한다.

제 5 장 결론 및 향후과제

5.1 결론

카운터웨이트를 이용한 파력발전시스템의 에너지변환성능을 평가하고자 하였다.

Power Take Off(PTO) 시스템을 구축하여 토크 및 Power를 계측하고 에너지 변환효율을 계산하였다.

입사파 주기와 부하토크를 변화시키며 카운터웨이트, 플라이휠, 파고에 의한 에너지변환효율의 성능 및 특성을 분석하였다.

카운터웨이트 파력발전시스템의 최적설계와 에너지변환효율 향상을 위한 기본자료로 활용될 수 있다.



5.2 향후과제

카운터웨이트를 이용한 파력발전시스템의 에너지변환효율 계산법 연구

불규칙 파랑 중 부유체 운동특성 및 에너지변환성능 분석

입사파 주기에 따른 최적의 부하토크 제어시스템에 대한 연구 및 개발

입사파 주기에 적절한 카운터웨이트 및 플라이휠 중량 제어시스템에 대한 연구

References

박지용, 신승호, 천호정, 남보우, 홍기용, 2012.

부유식 진자형 파력발전 구조물의 파랑 중 운동에 관한 실험적 연구
2012년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회

조병학, 양동순, 박신열, 최경식, 박병철, 2011.

50kW급 가동물체형 고효율 파력발전시스템 설계
한국수소 및 신에너지학회 논문집, 제22권 제4호

황기형, 박광서, 2010

해양에너지 산업화 지원방안 연구
경제,인문사회연구회 녹색성장 종합연구 총서 10-02-79



Bibliography

육래형, 김현조, 이영진, 김세은, 2011.

역진자형 파력발전장치의 성능평가 실험

Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, Mokpo, 3-4 November, 2011 pp 622-627

Barbara Zanuttigh, Elisa Angelelli, Jens Peter Kofoed, 2013.

Effects of mooring systems on the performance of a wave activated body energy converter

An International Journal of Renewable Energy

G. Orer, A. Ozdamar, 2007.

An experimental study on the efficiency of the submerged plate wave energy converter

An International Journal of Renewable Energy

Jens Peter Kofoed, Peter Frigaard, Erik Friis-Madsen, Hans Chr. Sorensen, 2006

Prototype testing of the wave energy converter wave dragon

An International Journal of Renewable Energy

Luca Martinelli, Barbara Zanuttigh, Jens Peter Kofoed, 2011.

Selection of design power of wave energy converters based on wave basin experiments

An International Journal of Renewable Energy

Shuji Ogai, Shinya Umeda, Hajime Ishida, 2010

An experimental study of compressed air generation using a pendulum wave energy converter

Journal of Hydrodynamics _ Science Direct

WAVE STAR ENERGY, 2006. *The wave energy converter Wave Star : A multi point absorber system*, Denmark: Morten Kramer, Aalborg University (AAU)

WAVE STAR ENERGY, 2004. *Wave Star Energy : Wave Star bolgekraftmaskine 1:40 skala model*, Denmark: RAMBOLL TEKNIKERBYEN 31



감사의 글

학위과정 동안 건강을 지켜주시고 소중한 인연을 허락하신 하나님께 감사드립니다.

학문적 즐거움과 연구자의 삶에 대한 지혜를 알게 하시고 배움의 기회를 주신 존경하는 조효제 교수님께 진심으로 감사드립니다.

본 논문을 세심히 심사해주시고 강의를 통해 많은 가르침을 주신 손경호 교수님과 이승재 교수님께 감사드립니다.

힘들 때 마다 저의 멘토가 되어 주시고 혈육보다 더욱 진한 애정과 관심을 쏟아주신 황재혁 선배님께 감사드립니다.

바쁘신 중에도 본인의 일처럼 몰심양면으로 도움을 주신 이병성 선배님과 우기윤 선배님께도 감사드립니다.

자주 찾아가 귀찮게 해도 늘 친절하게 알려주신 이정기 선배님과 멀리 대구에서도 격려를 아끼지 않으셨던 엄재풍 사장님께도 감사의 말씀을 전합니다.

존재만으로도 든든한 강승훈 선배님과 다양한 정보를 통해 도움을 주는 이언주 선배님, 동갑이지만 선배처럼 의견을 잘 따라준 박지원 그리고 전공이 달라 힘들어 하는 것을 알지만 그래서 더 혼을 냈던 강민준 에게도 고마운 마음을 전하고 싶습니다.

눈물과 사랑으로 길러주신 부모님과 하나 뿐인 동생 성민, 언제나 곁에서 응원해준 혜빈과 신재 그리고 친 자식처럼 섬겨주신 혜빈의 어머니에게 이 논문을 바칩니다.