한국생산제조시스템학회지 Vol.21 No.1 2012. 2. pp. 182~189
Korean Society of Manufacturing Technology Engineers

기술논문

파력발전용 병진 질량-스프링식 파력 변환장치의 동적설계

최영휴*, 이창조+, 홍대선++

(논문접수일 2011. 09. 16, 수정일 2012. 01. 04, 심사완료일 2012. 02. 01)

Dynamic Design of a Mass-Spring Type Translational Wave Energy Converter

Young Hyu Choi*, Chang Jo Lee+, Dae Sun Hong++

Abstract

This study suggests a dynamic design process for deciding properly design parameters of a mass-spring type Wave Energy Converter (WEC) to achieve sufficient energy conversion from wave to power generator. The WEC mechanism, in this research, consists of a rigid sprung body, a platform, suspension springs and dampers. The rigid sprung body is supported on the platform via springs and dampers and vibrates translationally in the heave direction under wave excitation. At last the resulting heave motion of the sprung body is transmitted to rotating motion of the electric generator by rack and pinion, and transmission gears. For the purpose of vibration analysis, the WEC mechanism has been simply modelled as a mass-spring-damper system under harmonic base excitation. Its maximum displacement transmissibility and steady state response can be determined by using elementary vibration theory if the harmonic ocean wave data were provided. With the vibration analysis results, the suggested dynamic design process of WEC can determine all the design parameters of the WEC mechanism, such as sprung body mass, suspension spring constant, and damping coefficient that can give sufficient relative displacement transmissibility and the associated inertia moment to drive the electric generator and transmission gears.

Key Words : Wave energy converter(파력변환장치, WEC), Mass-spring type WEC mechanism(질량-스프링식 WEC 기구), Relative displacement transmissibility(상대변위 전달율)

1. 서 론

최근 기후 변화에 대응하는 친환경 신재생 에너지원에 대한 관심이 고조되면서 국내외적으로 파력, 조력, 풍력, 태양광, 등 신재생 에너지에 관한 연구가 활발하게 이루어지고 있다[1~8]. 그 중에서도 특히 파력에너지는, A. von Jouanne[9]가 언급한 것처럼, 지구상에 존재하는 여러 가지 재생 에너지원 중에서 가장 에너지 밀도가 높으므로 동력을 추출할 수 있는 장치를 고안하면 단위 체적 당 보다 많은 양의 에너지를 저렴하게 얻을 수 있다. 또한 파도는 계절적인 변화가 다소 있기는 하지만 태양광이나 풍력에 비하여 항상성(Constancy)과 예측성(Predictability)이 높아서 안정적인 일반 전력망에 포함될 가능성도 크다. 이러한 이유 때문에 지난 20여 년 동안 다양한 종류의 파력 발전기가 고안되어 특허로 등록되고 있다[10~12].

* 창원대학교 메카트로닉스공학부 (yhchoi@changwon.ac.kr)
주소: 641-773 경남 창원시 의창구 사림동 9
+ 한국정밀기계㈜
++ 창원대학교 메카트로닉스공학부

파력 발전기는 크게 간접 구동식과 직접 구동식으로 구분할 수 있다. 간접 구동식은 Pelamis 시스템[12]과 같이 파도의 부력을 공기압이나 유압으로 변환시켜 유압 또는 공압 모터를 작동시키고 모터에 의해 발전기를 구동시키는 방식이다[9,12]. 이에 반하여 직접 구동식은 부력에 의하여 움직이는 부이의 운동을 기계적인 동력 변환장치로 변환시켜 발전기를 직접 구동시키는 방식이다[10,11,13].

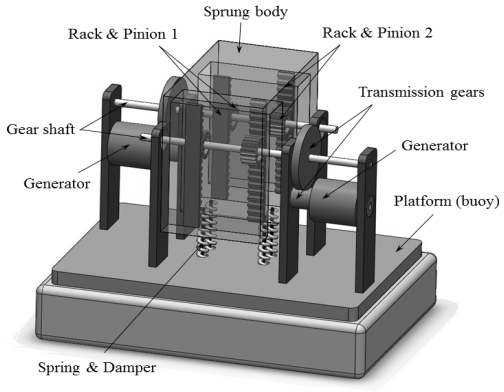
이 연구는 부이에 장착되어 파도의 부력을 기계적으로 변환시켜 파력 발전기를 구동시키는 병진 진동식 파력 변환장치의 동적설계에 대하여 연구하였다. 파력 변환장치의 수학적 모델링과 진동해석을 기반으로 하여 최대 파력에너지 변환이 가능하도록 효율적인 파력 변환장치를 설계할 수 있는 동적 설계과정을 제안하고자 한다.

2. 파력 발전기용 파력 변환장치의 진동해석

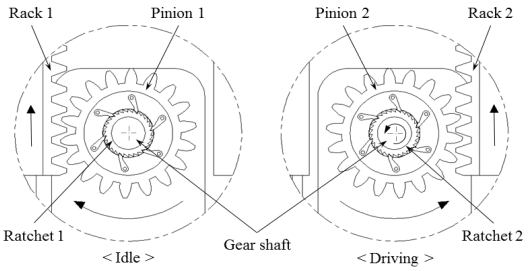
2.1 파력 변환장치의 개념설계

본 논문에서 연구하고자 하는 파력 발전기는 파도의 상하 운동에 따라 진동하는 파력 변환장치에 의하여 구동되는 파력 발전기로서 Fig. 1에 파력 발전기와 그 구성 부분품들을 3D로 나타내었다. 이 파력 발전기는 국내 특허 출원된 것[13]으로 Fig. 1에서 보듯이 플랫폼(Platform)은 부력을 가진 부이(Buoy)로서 그 위에 현가강체-스프링-감쇠기로 구성된 동력 변환장치가 장착되어 있다. Fig. 1에 나타낸 파력발전기의 작동 원리를 이해하는데 도움을 주기 위하여 병진형 파력 변환장치의 기구 작동 개념도를 Fig. 2에 간략하게 나타내었다.

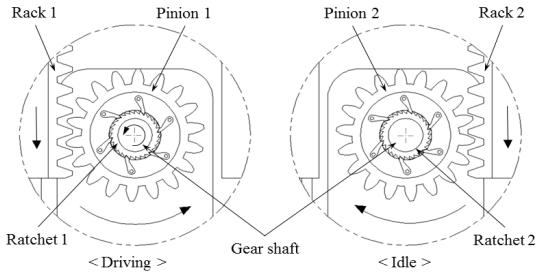
Fig. 2의 파력 변환장치는 파도의 상하운동(Heaving)에 기인된 기초 가진을 받는 질량-스프링-감쇠기 병진 진동계이다. 그 작동 원리를 살펴보면, 먼저 파도의 부력에 의하여 플랫폼이 상하로 움직임에 따라 현가스프링과 감쇠기에 의해 플랫폼에 지지된 현가강체(Sprung body)가 상하방향으로 진동하게 된다. 병진 운동하는 현가강체의 양쪽 측면에는 직선운동을 회전운동으로 변환시키는 랙과 피니언(Rack & pinion gears)기어가 장착되어 있다. 랙과 피니언 기어는 한쪽 측면에 각각 2쌍씩 장착되어 있고 2쌍의 랙과 피니언은 동일한 회전축에 결합되어 있다. 각각의 랙과 피니언 기어 쌍은 기어 축에 부착된 래칫(Ratchet)과 서로 반대 방향으로 조립되어 있어서 한 방향으로만 회전하고 반대쪽으로는 공회전 되어 현가강체가 상하 어느 방향으로 움직이든 간에 회전축은 일정한 한 방향으로만 회전하게 된다. 즉, Fig. 1(b)와 같이 파도에 의해 현가강체가 상승운동을 하면 피니언 1은 시계방향으로 공회전 하게 되고, 피니언 2가 반시계방향으로 회전하여 래칫 2와 기어 축을 동일한 방향으로 회전시킨다. 반면에 Fig. 1(c)와 같이 현가장치가 하강 운동을 하면 피니언 2는 시계방향으로 공회전하고 피니언 1이 반시계방향으로 회전하여 래칫 1과 기어 축을 동일한 방향



(a) Schematic of wave power generator system



(b) Gear shaft rotation for up-stroke motion



(c) Gear shaft rotation for down-stroke motion

Fig. 1 A wave power generator system driven by the seismic exciter type wave energy converter

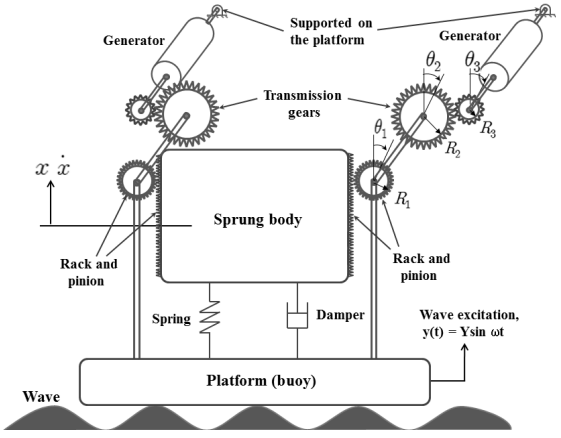


Fig. 2 Schematic of the wave energy converter mechanism to drive wave power generator

으로 회전시킨다. 기어의 회전축과 발전기 회전축 사이에는 변속기어가 장착되어 궁극적으로 발전기의 작동에 충분한 정도로 회전수를 증속시킨다.

2.2 진동해석 모델링

Fig. 2에 나타낸 파력 발전기용 파력 변환장치의 동적설계를 위해서는 파도에 의한 부이의 상하운동에 의하여 가진되는 파력 변환장치의 진동해석이 필요하다. 진동해석 결과를 이용하여 부이의 상하운동 변위를 최대한 현가강체의 상하운동 변위로 변환시키도록 현가스프링과 감쇠계수를 설계하여야 한다. 이를 위하여 Fig. 2의 파력 변환장치를 아래 Fig. 3과 같이 간략하게 기초 가진을 받는 1자유도 질량-스프링-감쇠기 병진진동계로 모델링하였다.

(1) 파도와 부이의 운동

부이는 현가강체의 무게를 충분히 지지하면서 파도와 동일하게 상하운동 변위를 발생할 수 있다고 가정한다. 수심이 일정한 심해에서 임의의 p방향으로 전파되는 이상적인 파도의 형태는 다음과 같이 조화 평면파(Harmonic plane wave)로 볼 수 있다[14,15,16].

$$y(p,t) = Y\sin(\omega t - kp) \tag{1a}$$

$$\omega^2 = gk\tanh(kh) \tag{1b}$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \tag{1c}$$

위에서 Y는 파고(Amplitude of wave profile), ω는 파도의 각운동 주파수, T는 주기, k는 파장 정수(Wave number), λ는 파장(Wave length), h는 수심(Water depth)이다.

임의의 위치벡터 p방향으로 일정한 특정 위치에서 시간에 따른 파도의 상하운동만 고려하면 위 식 (1a)은 시간 조화함수 $y(t) = Y\sin(\omega t)$로 된다. 또한 크기가 충분히 작은 반잠수체(Semi-submerged body) 부이의 변위도 파도의 움직임과 마찬가지로 조화함수로 볼 수 있다[14].

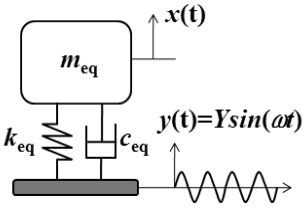


Fig. 3 Equivalent 1-D.O.F. vibration model of the driving mechanism for the wave power generator

등가 질량과 등가 스프링 상수 및 등가 감쇠계수는 파력 발전기 구동장치의 기구 동역학 이론을 이용하여 각각 다음 과 같이 등가진동계의 파라메타를 모델링 할 수 있다.

(2) 등가질량

먼저 Fig. 2의 파력 변환장치 기구에서 현가강체의 병진운동과 피니언 기어 및 변속기어들의 기구학적인 관계로부터 다음 식들을 구할 수 있다.

$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{x-y}{R_1} = \frac{z}{R_1} \tag{2}$$

$$\theta_3 = \frac{R_2}{R_3}\theta_2 = \frac{R_2}{R_1R_3}(x-y) = \frac{R_2}{R_1R_3}z \tag{3}$$

여기서, R_i는 i번 기어의 피치원 반경이고, θ_i는 i번 기어의 각변위이며, x는 현가강체의 병진변위, $z = x-y$는 현가강체와 부이의 상대변위이다.

Fig. 2의 실제 WEC 기구장치와 Fig. 3의 등가 진동계의 운동에너지를 등치시키면 등가질량 m_{eq}은 다음과 같이 구해진다.

$$m_{eq} = m + \frac{4J_1 + 2J_2}{R_1^2} + \frac{2R_2^2(J_3 + J_G)}{(R_1R_3)^2} \tag{4}$$

위에서 m은 현가강체의 질량, J_1은 피니언 의 질량관성모멘트, J_2는 2번 변속기어와 회전축의 질량관성모멘트, J_2는 3 번 변속기어의 질량관성모멘트, J_G는 발전기 회전자의 질량관성모멘트이다.

(3) 등가스프링 상수와 등가감쇠계수

Fig. 1에서 보듯이 현가강체는 각각 4개의 병렬 스프링과 감쇠기를 이용하여 플랫폼에 지지되어 있다. 개별 스프링상수를 k라 하고 감쇠계수를 c라 하면, 등가 스프링상수 k_{eq}와 등가감쇠계수 c_{eq}는 각각 다음과 같다.

$$k_{eq} = 4k \tag{5}$$

$$c_{eq} = 4c \tag{6}$$

(4) 운동방정식

파력 변환장치는 랙 피니언 기구를 이용하여 현가강체의 상하운동을 회전축의 회전운동으로 변환시켜 결국 발전기를 작동시키게 되는데, 회전축의 회전변위는 기초(부이)와 현가강체의 상대변위에 비례하므로 상대변위에 대한 운동방정식을 유

도하여야 한다. 뉴턴의 운동법칙을 이용하여 Fig. 2의 수학적 등가모델의 운동방정식을 상대변위 $z = x - y$에 대하여 유도하면 다음과 같다.

$$m_{eq}\ddot{z} + c_{eq}\dot{z} + k_{eq}z = m_{eq}\omega^2 \sin\omega t \tag{7}$$

2.3 진동응답 해석

진동학의 기초이론[17]을 이용하여 운동방정식의 정상상태 상대변위 응답을 구할 수 있고, 그 결과를 이용하여 발전기 회전자의 회전속도를 구할 수 있다.

(1) 정상상태 상대변위 응답

식 (7)의 운동방정식을 풀면 다음과 같이 정상상태 상대변위 전달율은 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{Z}{Y} = \frac{m_{eq}\omega^2}{\sqrt{(k_{eq} - m_{eq}\omega^2)^2 + (c_{eq}\omega)^2}} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \tag{8}$$

위 식에서 $r = \omega/\omega_n$은 진동수비이고, $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}}$는 등가 진동계의 고유진동수이다. 식 (8)에서 상대변위 전달율의 최대값은 감쇠비가 $0 < \zeta < 1/\sqrt{2}$ 이고 진동수비가 다음 식을 만족할 때이다.

$$r = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right) = \frac{1}{\sqrt{1-2\zeta^2}} \tag{9}$$

즉, $\omega = \omega_n/\sqrt{1-2\zeta^2}$ 일 때 상대변위 전달율의 최대값은 다음과 같이 구해진다.

$$\left(\frac{Z}{Y}\right)_{\max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad \text{at } \omega = \frac{\omega_n}{\sqrt{1-2\zeta^2}} \tag{10}$$

(2) 발전기의 회전속도와 변속기어비

현가강체의 상하운동이 발전기 회전자의 회전운동으로 변환되므로 Fig. 2의 파력 변환장치의 기구학적 관계와 식 (3)으로부터 발전기의 회전변위 $\theta_G(t)$는 다음과 같이 된다.

$$\theta_G(t) = \theta_3(t) = \frac{R_2}{R_1 R_3} z(t) = \frac{R_2}{R_1 R_3} Z(\omega)\sin(\omega t - \phi) \tag{11}$$

식 (11)으로부터 발전기의 회전속도 $\dot{\theta}_G = \omega_G$는 다음식과 같이 변속기어비와의 관계를 만족해야 한다.

$$\omega_G(t) = \frac{\omega R_2}{R_1 R_3} Z(\omega)\cos(\omega t - \phi) = \omega_G(\omega)\cos(\omega t - \phi) \tag{12}$$

식 (12)에 식 (10)으로부터 구해지는 현가강체의 최대 상대변위를 대입하면 발전기 회전속도의 최대값 ω_{Gmax}은 $\omega = \omega_m = \omega_n/\sqrt{1-2\zeta^2}$ 일 때, 다음과 같이 구해진다.

$$\omega_{Gmax} = \omega_G(\omega_m) = \frac{\omega_m R_2}{R_1 R_3} Z(\omega_m) = \frac{\omega_n R_2 Y}{R_1 R_3} \frac{1}{2\zeta(1-2\zeta^2)} \approx \frac{\omega_n R_2 Y}{2\zeta R_1 R_3} \tag{13}$$

3. 파력 변환장치의 동적설계

3.1 동적설계 과정

파력 변환장치의 동적설계는 파도의 데이터와 발전기에 대한 제원이 주어지면 부이의 상하운동 변위가 최대한으로 현가강체의 상하운동 변위로 변환되도록 파력 변환장치의 현가질량과 현가스프링 상수 그리고 감쇠계수를 결정하는 것이다. 이때 현가강체의 관성력에 의하여 피니언 기어에 걸리는 토크가 파력 발전기를 구동시키기에 충분하여야 한다. 파력 변환장치의 진동해석 이론을 기초로 발전기를 구동하는데 필요한 파력 변환장치의 현가강체 질량과 현가스프링 상수, 그리고 감쇠계수를 적절하게 결정하기 위하여 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 5단계의 파력 변환장치 동적설계 과정을 제안한다.

단계별 설계과정을 설명하면 다음과 같다.

3.1.1 1단계: 기초 데이터 입력 및 계산 단계

파도의 파고 Y, 각운동 주파수 ω, 발전기의 정격 출력 W, 정격 회전수 N(rpm)와 극수 p, 각운동 주파수 ω_G 또는 주파수 f_G, 회전자 질량 관성모멘트 J_G 등을 입력하고 발전기의 정격토크 T_G를 계산한다. 피니언 기어와 변속기어 및 변속기 축의 질량관성 모멘트 J_1, J_2, J_3, J_s를 각각 입력한다. 발전기의 정격토크 T_G는 정격 출력 W 및 정격 회전수 Ω_G의 관계로부터 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$T_G = \frac{W}{\Omega_G} \tag{14}$$

3.1.2 2단계: 변속기어의 기어비 결정 단계

현가강체의 상대운동 변위와 피니언 기어 및 변속기어의 기하학적 관계와 발전기 회전수와의 상관관계를 이용하여 변속기어의 기어비에 관한 제원(R_1, R_2, R_3)을 결정한다.

Fig. 5에 나타낸 바와 같이 현가강체의 상대변위 $z(t)$는 랙-피니언에 의하여 피니언 기어의 회전으로 변환된다.

랙-피니언과 현가강체의 병진운동과의 기구학적 관계로부터 피니언 기어의 회전속도 ω_1과 현가강체의 병진속도 $\dot{z}=\omega z(t)$는 다음의 관계를 만족하여야 한다.

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 = \frac{\omega z(t)}{R_1} \tag{15}$$

위의 피니언 기어 회전속도는 변속기어를 통하여 식 (2), 식 (3), 식 (15)의 관계에 따라 최종적으로 발전기의 회전속도로 증속된다. 그러므로 변속기어의 반경 R_2, R_3은 다음 관계식을 만족하여야 한다.

$$\frac{R_2}{R_3} = \frac{\omega_G(t)}{\omega_1} \tag{16}$$

파도의 각운동 주파수와 발전기의 정격 회전수를 알고 현가강체의 상대변위를 적절히 가정하면 위 식 (16)을 이용하여 변속기어들의 반경 비를 적절하게 결정할 수 있다.

3.1.3 3단계: 현가강체의 질량 결정 단계

피니언 및 변속기어의 제원(J_1, J_2, J_3, J_s)으로부터 피니언과 변속기어의 등가 관성모멘트 J_{1eq}와 구동 토크 T_p를 계산하고, 현가강체의 관성력에 의하여 피니언 기어에 전달되는 토크 T_s가 변속기어 및 발전기 회전자를 구동시키기에 충분해야 하는 조건으로부터 현가강체의 질량 m을 결정한다.

파력 변환장치 진동해석 결과로부터 현가강체의 상하운동 관성력에 의하여 피니언 기어에 걸리는 동력 전달과정에서 손실이 없는 경우 현가강체의 관성력에 의하여 피니언 기어에 걸리는 토크 T_s은 식 (8)과 Fig. 5의 피니언 기어의 기하학적 관계로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_s = m\ddot{z} \times R_1 = R_1 m\omega^2 Z(\omega)\sin(\omega t) \tag{17}$$

위 식의 질량관성 토크에 동력 전달과정의 마찰 등에 의한 전달손실을 고려하면 피니언 구동에 실효적을 전달되는 토크는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_t = \eta T_s = \eta R_1 m\omega^2 Z(\omega)\sin(\omega t) \tag{18}$$

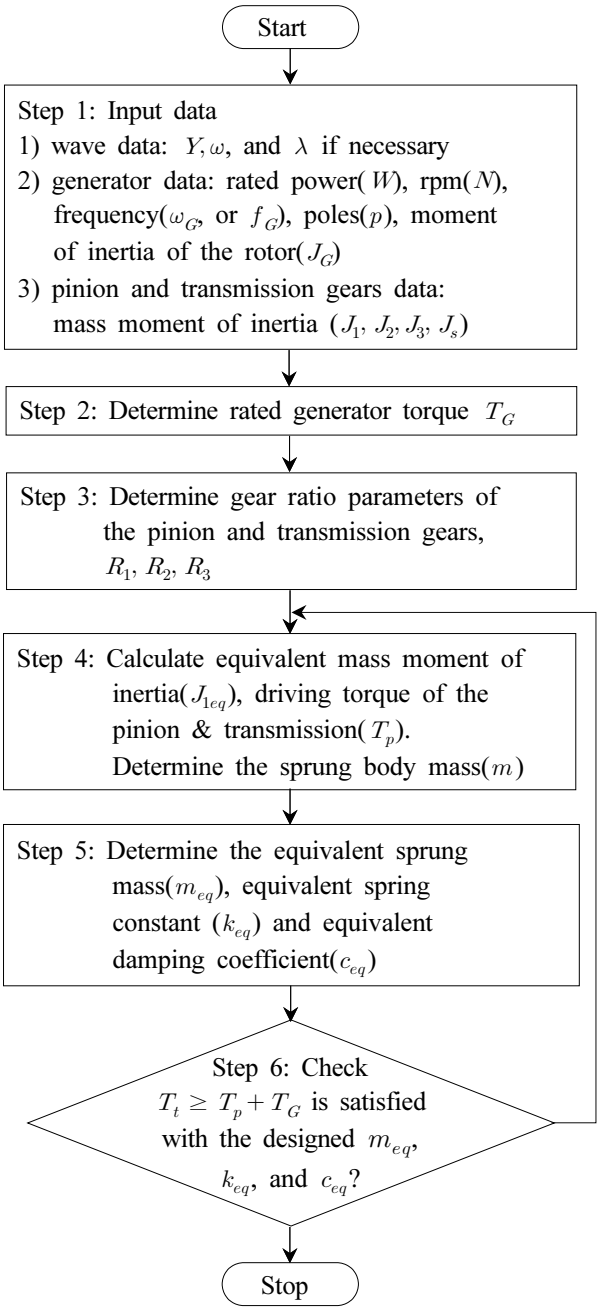


Fig. 4 Dynamic design process of the wave power converter system parameters

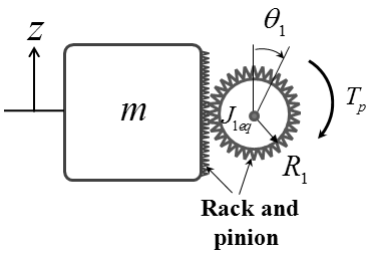


Fig. 5 Motion and torque transmission between sprung body and pinion gear

Fig. 5에서 나타낸 바와 같이 피니언 기어가 회전속도 ω_1로 회전하는데 필요한 구동토크 T_p은 변속기어들의 등가 회전관성 모멘트를 J_{1eq}라 할 때, 뉴턴의 운동법칙에 따라 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_p = J_{1eq}\dot{\omega}_1 = J_{1eq}\frac{\omega^2 Z(\omega)}{R_1}\sin\omega t \tag{19}$$

그러므로 파력 변환장치에 의하여 발전기가 정격속도로 회전할 수 있으려면 현가강체의 관성력에 의하여 피니언에 전달되는 토크 T_t가 피니언을 포함한 변속기어 구동 토크 T_p와 발전기의 정격토크 T_G의 합계보다 커야 한다. 즉,

$$T_t \geq T_p + T_G \tag{20}$$

식 (17), 식 (18), 식 (19)을 식 (20)에 대입하면 현가질량 m은 다음 조건식을 만족하도록 결정하여야 한다.

$$m \geq \frac{T_p + T_G}{\eta\omega^2 Z(\omega) R_1} \tag{21}$$

3.1.4 4단계: 현가스프링 상수와 감쇠계수 결정 단계

3단계에서 결정된 현가강체의 질량과 입력 데이터를 식 (4)에 대입하여 파력 변환장치 진동계 모델의 등가 질량 m_{eq}을 계산할 수 있다. 파력을 발전기 회전력으로 최대한 변환시키려면 변환장치 진동계 모델의 상대변위 $Z(\omega)$가 극대화되는 조건인 식 (9)를 이용하여 등가 스프링 상수(k_{eq})를 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$k_{eq} = (1-2\zeta^2)m_{eq}\omega^2 \tag{22}$$

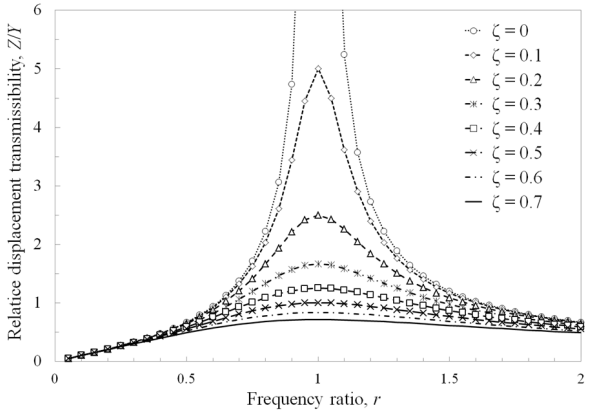


Fig. 6 Relative displacement transmissibility variation with damping ratio of the wave power converter system

등가 감쇠계수(c_{eq})는 파력 변환장치의 최대 상대변위가 발생되기 위한 감쇠비의 범위 $0<\zeta<1/\sqrt{2}$와 Fig. 6에 나타낸 감쇠비 변화에 따른 상대변위 전달율 해석 결과로부터 최대 상대변위가 식 (20)의 조건을 만족시키면서 파력발전기를 구동시키기에 충분한가를 고려하여 선정한다.

3.1.5 5단계: 설계결과의 검증 단계

결정된 파력 변환장치 설계 파라메타인 m_{eq}, k_{eq}, c_{eq}에 대하여 진동계의 진동해석을 수행하고, 현가강체의 상대운동 관성력에 의한 토크가 파력 발전기를 구동시키기에 충분한지 즉 , $T_t \geq T_p + T_G$ 조건을 만족하는지를 확인한다. 조건이 만족되면 설계과정을 종료하고 만족되지 않으면 3단계로 되돌아가서 현가질량을 다시 정하고 설계과정을 반복한다.

3.2 파력 변환장치의 동적설계

3.2절에 기술한 파력 변환장치 5단계 설계과정에 따라 정격발전용량 5kW의 파력 발전기를 구동할 수 있는 파력변환장치를 설계해 보기로 한다.

3.2.1 1단계: 파도와 발전기에 대한 기초 데이터 입력 및 계산

파도는 수심과 해저 지형 바람의 영향에 따라 다양한 형태가 있으나 심해 표면중력파(Deep water gravity waves)를 고려하였으며, 문헌에 의하면 수심 10m인 심해의 이상적인 파도(Ideal waves)에 대한 각운동 주파수 ω는 2.48~7.84rad/s로 알려져 있고, 파장은 1~10m로 각각 알려져 있으며 파고는 보퍼트 풍력 계급(Beaufort wind force scale or Beaufort number)에 따라 다르다[16]. 본 설계에서 파도의 각운동 주파수 ω는 심해파도 데이터의 중앙값에 해당하는 5rad/s로 하고, 파고는 보퍼트 풍력 계급 5의 중앙값에 가까운 2m로 하였다.

발전기는 파도나 풍력과 같이 그 세기가 균일하지 않아서 구동 토크가 일정하게 유지되기 어려운 경우에는 영구자석식 가변속 동기발전기나 동기전동기가 유리하다[18,19]. 본 설계에서는 정격 출력 용량 5kW, 주파수 60Hz이고 8극의 정격 회전수 900rpm인 동기발전기를 구동하기 위한 파력 변환장치를 설계하고자 한다. 그러므로 발전기의 정격 토크는 식 (14)에 의하여 53N-m로 계산된다. 발전기 회전자의 질량 관성모멘트 J_G는 5kg-m^{2}이다.

피니언 기어와 2 개의 변속기어 및 기어 축의 질량 관성 모멘트는 각각 J_1 =0.12kg-m^2, J_2 =0.377kg-m^2, J_3 =0.05kg-m^2, J_s =1.8kg-m^{2}로 주어졌다.

3.2.2 2단계: 변속기어의 기어비 결정

파력 변환장치의 감쇠비 ζ를 0.3으로 가정하면 현가강체의 최대 상대변위 진폭 $Z(\omega)$는 식 (10)에서 1.75m로 해석된다.

경험에 의하여 피니언 기어의 반경 R_1을 0.15m로 설계하면, 식 (15)에서 피니언 기어의 회전수 ω_1는 58rad/s로 계산된다. 그러므로 발전기 회전자의 회전속도 ω_G가 94.25rad/s가 되도록 하려면, 피니언 기어와 발전기 회전자의 변속기어비는 1.625 대 1이 되어야 한다. 즉, 식 (16)에서 $R_2 = 1.625R_3$가 되어야 한다. 식 (16)은 R_1과 R_2의 비율에 대한 정보를 주므로 둘 중 어느 하나를 설계자의 경험적 판단에 따라 정하면 나머지를 결정할 수 있다. 예로서 R_2를 0.2m로 정하면, R_3는 0.123m로 결정된다.

3.2.3 3단계: 현가강체의 질량 결정

주어진 피니언 및 변속기어 등의 질량 관성 모멘트 데이터로부터 식 (4)를 이용하여 등가 피니언 질량 관성모멘트 J_{1eq}는 5kg-m^{2}으로 구해진다. 공진 주파수 $\omega = \omega_n = 5$ rad/s에서 파력 변환장치 현가강체의 상대변위 진폭 $Z(\omega)$이 1.75m이므로, 상대 등가 피니언의 구동 토크 T_p는 식 (19)로부터 약 1,500 N-m로 구해진다. 또한 현가강체의 상하운동 관성력에 의해 피니언에 걸리는 토크 T_t는 전달효율 η을 0.6로 가정할 때, 식 (20)의 조건을 만족해야 되므로 현가강체의 질량은 식 (21)로부터 $m \geq 384$kg라야 한다. 편의상 현가강체 질량 m을 400 kg으로 결정하기로 한다.

3.2.4 4단계: 현가스프링 상수와 감쇠계수 결정

3단계에서 결정된 현가강체 질량과 입력데이터를 식 (4)에 대입하면 등가 현가질량 m_{eq}는 590kg으로 계산된다. 2단계에서 감쇠비를 이미 0.3으로 가정하였지만 현가강체 상대변위가 최대가 되기 위하여 진동계의 감쇠비가 $0 < \zeta < 0.7$의 범위에 있어야 하는 조건과 Fig. 3.3에 나타낸 감쇠비 변화에 따른 상대변위 진폭해석 결과를 참고하여 발전기 구동 토크와 현가강체의 관성력과의 관계 등을 적절하게 고려하여 등가 진동계의 감쇠비 ζ를 0.3으로 정한다. 파도의 진동수와 등가 현가질량 및 감쇠계수를 식 (21)에 대입하면 등가 현가스프링 상수 k_{eq}는 12,100N/m로 결정된다. 감쇠비의 정의로부터 등가 진동계의 등가 감쇠계수 c_{eq}는 1,320N·s/m로 결정된다.

3.2.5 5단계: 설계 결과 검증

위의 설계단계를 거쳐 결정된 등가 질량 m_{eq}, 등가 스프링 상수 k_{eq}, 등가 감쇠계수 c_{eq}를 식 (8)에 대입하면 현가강체 상대변위의 최대값 $Z(\omega)_{\max}$은 3.68m, 공진진폭 $Z(\omega_n)$은 3.48m로 해석된다. 해석된 현가강체의 상대변위응답에 따른 관성력에 의하여 피니언에 실효적으로 전달되는 토크 T_t는 식 (18)에서 3,130N-m이며, 이는 등가 피니언과 발전기 정격토크의 합계 ($T_p + T_G$)보다 2배 이상 큰 값이다. 그러므로 설계과정에서 예상한 $T_t \geq T_p + T_G$ 조건을 2배 이상 초과하여 충분히 만족시킨다. 이는 현가강체의 상대변위가 조화적으로 변동한다는 점을 고려하더라도 변속기 회전체계와 발전기를 구동시키기에 충분하다고 판단되므로 만족스런 설계가 이루어졌다.

4. 결 론

파도의 부력을 기계적으로 변환시켜 파력 발전기를 구동시키는 병진 질량-스프링식 파력 변환장치의 동적 설계 과정을 제안하였다. 파력 변환장치는 진동해석을 위하여 기초 가진을 받는 1자유도 질량-스프링-감쇠기 진동계로 모델링하였다. 제안된 동적설계 과정은 진동학 이론에 근거하여 파력을 최대한 발전기의 구동 토크로 변환시키기 위해서 최대 상대변위 전달율이 달성되도록 파력 변환장치의 동적 설계변수인 현가질량과 현가스프링 상수 및 감쇠계수를 결정한다. 또한 설계된 파력 변환장치의 상대진동 응답에 기인된 현가강체의 관성력이 발전기와 변속기어계를 구동시키기에 충분한가를 검증한다. 실제 설계를 통하여 제안된 동적설계 과정이 파력 변환장치의 동적 설계변수인 현가질량과 현가스프링 상수 및 감쇠 계수를 요구되는 정격 용량의 파력 발전기를 구동시키기에 충분하게 성공적으로 설계할 수 있음을 보였다.

후 기

이 논문은 2008년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음. 이에 관계자께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kim, S. G., 1996, “A Study for Fixed Type Wave Energy Conversion Device with Oscillating Water Column,” *J. of Ocean Engineering and Technology*, Vol. 2, No. 10, pp. 136~145.

(2) Byun, H. I., Ryu, J. Y., and Kim, D. H., 2005, “Analysis of Wind Energy Source & Case Study for Winf Park Siting,” *Proc. of KSNRE 2005 Spring Conference*, pp. 21~24.

(3) Byrne, J., Kurdgelashvili, L., Barnett, A., Hughes, K., and Thurlow, A., 2005, “The Decline of Oil and the Emergence of a Solar Society: Projections of PV Generation and European and U.S. Domestic Oil Production,” *Proc. of KSNRE 2005 Autumn Conference*, pp. 15~47.

(4) Oh, S. J., Hyun, J. H., Chun, W. G., Han, H. J., and

Kim, J. T., 2006, “A Feasibility Study of using Mini-dish Systems for Solar Power Generation,” *J. of the Korean Society for New and Renewable Energy*, Vol. 2, No. 4, pp. 39~45.

(5) Oh, J. S., Kwak, J. H., Bae, S. Y., Jung, S. Y., and Lee, J. Y., 2008, “Generation Characteristic of WEC for Buoy,” *J. of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 32, No. 8, pp. 1123~1128.

(6) Yi, S. M., Lee, Y. H., 2008, “A Study on the Design Methods of PV System for Apartment Building Application,” *J. of the Korean Society for New and Renewable Energy*, Vol. 4, No. 4, pp. 10~16.

(7) Jung, H. S., 2010, “Development of the Prototype of Wave Energy Converter by a Pulley System,” *J. of Ocean Engineering and Technology*, Vol. 24, No. 1, pp. 133~139.

(8) Lee, K. T., Zo, I. S., Jee, J. B., and Choi, Y. J., 2011, “Temporal and Spatial Distributions of the Surface Solar Radiation by Spatial Resolutions on Korean Peninsula,” *J. of the Korean Society for New and Renewable Energy*, Vol. 7, No. 1, pp. 22~28.

(9) von Jouanne, A., 2006, “Harvesting the Waves - Researchers are Closing in on How Best to Harness the Power of the Ocean,” *ASME Magazine, Mechanical Engineering*, Vol. 128, No. 12, pp. 24~27.

(10) Ames, P. F., 1980, *Ocean Wave Energy Converter*, US Patent: 4232230.

(11) Ames, P. F., 1987, *Ocean Wave Energy Converter*, US Patent: 4672222.

(12) Yemm, R., Pizer, D., and Retzler, C., 2002, *Floating Apparatus and Method for Extracting Power from Sea Waves,* US Patent: 6476511.

(13) Hwang, H. Y., and Y. H. Choi, 2010, *A Wave Power Generator*, KR Patent: 1020100054382.

(14) Falnes, J., 2002, *Ocean Waves and Oscillating Systems*, Cambridge University Press, UK, pp. 64~74.

(15) Kennish, M. J., 2001, *Marine Science 3-rd Edition*, The CRC Press, Boca Raton, FL, pp. 215~219.

(16) Massel, S. R., 1996, *Ocean Surface Waves: Their Physics and Prediction*, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Singapore. pp. 211~219.

(17) Rao, S. S., 2006, *Mechanical Vibration Fourth Edition*, Prentice Hall, New York.

(18) Park, J. C., Choi, H. R., and Choe, G. H., 2006, “A Study on AFPM (Axial Flux Permanent Magnet) Motor without Stator Corer,” *The Transactions of the Korean Institute of Power Electronics*, Vol. 11, No. 3, pp. 284~291.

(19) Jo, W. Y., Lee, I. J., Cho, Y. H., Koo, D. H., and Chun, Y. D., 2007, “Design and Analysis of Axial Flux Permanent Magnet Synchronous Machine,” *J. of Electrical Engineering & Technology*, Vol. 2, No. 1, pp. 61~67.

(20) Lee, C. J., Jang, S. H., and Choi, Y. H., 2010, “Dynamic Modeling of the Translating Type Wave Power Generator by using the Resonance,” *Proc. of KSMTE 2010 Autumn Conference*, pp. 394~397.