

## 피치제어형 풍력발전시스템의 속도제어

### Speed Control of a Wind Turbine System Based on Pitch Control

임 증 환, 허 중 철  
(Jong-Hwan Lim and Jong-Chul Huh)

**Abstract** : The paper presents a speed control algorithm for a full pitch-controlled wind turbine system. Torque of a blade generated by wind energy is a nonlinear function of wind speed, angular velocity, and pitch angle of the blade. The design of the controller, in general, is performed by linearizing the torque in the vicinity of the operating point assuming the angular velocity of the blade is constant. For speed control, however, the angular velocity is no longer a constant, so that linearization of the torque in terms of wind speed and pitch angle is impossible. In this study, a reference pitch model is derived in terms of a wind speed, angular velocity, and pitch angle, which makes it possible to design a controller without linearizing the nonlinear torque model of the blade. This paper also suggests a method of designing a hydraulic control system for changing the pitch angle of the blade.

**Keywords** : wind turbine system, speed control, reference pitch model

#### I. 서론

풍력발전 시스템이란 바람의 운동에너지를 이용하여 실용화 할 수 있는 전기적인 에너지로 변환시켜 주는 기기이다. 대체에너지 중에서 그 이용기술이 가장 널리 실용화되었으며 경제성 있는 에너지원으로 각광받고 있는 풍력에너지는 석탄과, 석유등과 같은 화석연료의 지역적 편중성과 자원매장량의 한계에 대처할 수 있는 미래에너지원일 뿐만 아니라 지구온난화 방지를 위한 국제 여건변화에 능동적으로 대처할 수 있을 것으로 전망된다[1]. 이러한 가운데 세계 각국은 풍력발전시스템에 주력하여 관련기술은 이미 실용화 단계이기 때문에 요소 기술 개발 보다는 풍력발전기의 보급 확대에 더 많은 비중을 하고 있는 상황이다. 이에 반해 국내에서는 1970년대 이후 풍력발전에 대한 기술개발 노력이 시작된 이후부터, 1988년 대체에너지개발 촉진법의 제정을 시발로 하여 기술개발을 본격적으로 추진하기 시작하였으나 아직까지 국산화의 개발이 미진한 실정이다[2].

그림 1은 능동제어 방식을 채택한 풍력발전 시스템의 제어 방식을 나타낸다. 먼저 정지상태에서 풍속이 증가하여 시동 풍속에 이르면 회전익이 회전하기 시작하여 정격회전수(발전시작 회전수)에 이르기까지 속도제어를 수행한다. 정격회전수에 이르면 발전을 시작하고 이때부터는 출력 제어 단계로 들어간다. 정격출력 상태에서는 바람의 요동에 따라 급격한 출력 변화로 발생하는 과부하로부터 시스템을 보호하기 위해 일정 출력을 유지하도록 피치를 제어한다. 풍속이 더욱 증가하여 정격출력 상태를 넘어가면 발전을 중단하고 다시 속도 제어 단계로 들어가서 정격회전수가 유지되도록 제어를 하거나 계속해서 풍속이 증가하면 시스템을 정지시킨다.

풍력발전 시스템의 회전익에서 발생하는 토크는 풍속, 회전속도, 그리고 피치각에 대해 심한 비선형성을 보이는

데, 출력제어는 동작점이라 불리는 일정한 풍속, 회전속도, 그리고 피치각 범위 내에서 수행되므로 이 동작점 부근에서 선형화하여 선형제어 이론을 적용하거나[3][4] 풍속에 따라서 동작점을 변화시켜 선형화 하여 "gain schedule" 기법을 사용하는 것이 대부분이다 [5][6]. 이와 같은 방법들의 공통점은 출력제어 단계에서 회전속도는 일정하다는 가정하에 토크를 단지 풍속과 피치각의 함수로만 고려하는 것이다.

그러나 속도제어는 그림 1에서 보여지는 바와 같이 풍속범위 및 회전속도 범위가 넓기 때문에 토크는 풍속과 피치각 뿐만 아니라 회전속도의 함수가 된다. 또한 일정한 동작점을 잡기 어려운 전체 시스템을 선형화하여 제어 시스템을 설계한다는 것은 무리이다.

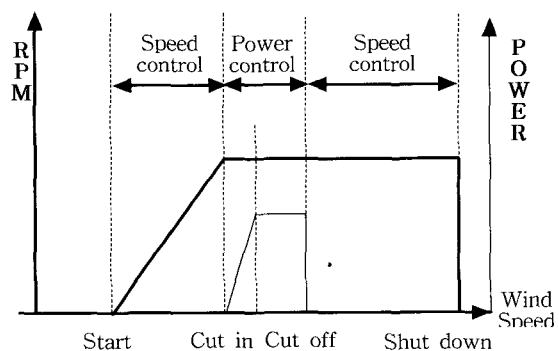


그림 1. 풍력 발전시스템의 제어단계.

Fig. 1. Control strategy of a wind turbine system.

따라서 본 연구에서는 회전익의 공역학적 모델을 미지 시스템으로 두고 풍속과 속도 오차에 따른 기준 피치각 모델을 이용하여 속도를 제어하는 방법을 제안한다. 이를 위해 먼저 바람의 에너지를 효율적으로 회전 에너지로 변환하는 익형을 선정하고 이 익형에 대하여 Glauert[7]의 프로펠러 이론을 이용하여 바람의 속도, 회전익의 속도 및 피치각에 따른 토크 모델을 도출한다. 또한 피치조절 장치

인 유압시스템에 외력으로 작용하는 회전익에서 발생하는 축방향 힘을 외란으로 처리하는 유압 제어를 설계하였으며 이를 바탕으로 속도 제어 알고리즘을 제안한다.

II. 시스템 모델링

1. 회전익의 공역학적 모델

그림 2는 회전익의 회전중심으로부터 거리 r만큼 떨어진 부분의 날개단면에 기준한 바람의 상대속도를 나타낸 것이다. 그림에서 V는 풍속,  $\theta$ 는 피치각,  $\alpha$ 는 양각,  $\Omega$ 는 날개의 각속도, 그리고 W는 회전익에 대한 바람의 상대속도로서 회전면에 대해서  $\phi$ 만큼 경사진 것을 보여주고 있으며 D와 L은 각각 항력과 양력을 나타낸다. 또한 회전익 부근에서는 축방향과 회전방향으로 간섭이 일어나 바람의 속도가 변하는데 그 간섭계수를 각각 a와 a'으로 나타내었다. 즉 축방향 풍속은 원래의 V보다 떨어져서 속도 u가 됨을 의미한다.

회전면에서의 풍속이 일정하다고 가정하면 날개를 회전시키는 회전방향 힘성분  $C_T$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_T = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi \quad (1)$$

여기서,  $C_L, C_D$ 는 각각의 양력계수, 항력계수이고,  $\phi = \tan^{-1} \frac{V(1-a)}{r\omega(1+a')}$  이다. 따라서 회전자에 발생하는 토크(Q)는 날개의 미소요소에 작용하는 토크를 적분하여 다음과 같이 표현된다[7].

$$Q = \int_0^R BcC_T \frac{1}{2} \rho W^2 r dr \quad (2)$$

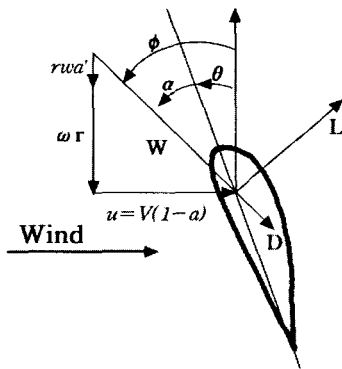


그림 2. 바람의 상대속도.  
Fig. 2. Relative flow velocities.

여기서, B는 날개의 갯수, c는 코드 길이,  $\rho$ 는 공기 밀도, 그리고 R은 날개의 반경이다. 이 식은 Glauert의 프로펠러 이론[7]에 의하여 다음과 같이 다시 표현할 수 있다.

$$Q = \frac{1}{2} \rho \pi \frac{V^2 R^3}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda d\lambda \quad (3)$$

여기서  $\sigma_r$ 은 국부 회전면적비( $\frac{\pi r c}{Bc}$ )이며,  $\lambda_R$ 과  $\lambda$ 는 날개의 회전속도와 풍속의 비로 정의되는 무차원수로서 주속비 (Tip Speed Ratio: TSR)라 하며 다음과 같다.

$$\lambda_R = \frac{R\omega}{V}, \quad \lambda = \frac{r\omega}{V} \quad (4)$$

회전자에서 발생하는 토크 계수( $C_Q$ )는 (3)으로부터 구하면 다음과 같이 날개의 각속도와 주속비( $\lambda$ )와 피치각( $\theta$ )의 함수가 된다.

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 R A} = \frac{1}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda d\lambda \quad (5)$$

여기서 A는 회전익의 회전면적 ( $\pi R^2$ )이다.

그림 3은 주속비와 피치각에 따른 선정된 익형의 토크 계수를 나타낸다. 익형은 넓은 풍속범위에서도 양항비가 크고 충분한 자료와 신뢰성을 가지고 있는 NACA4415를 선정하였으며 표 1에 그 제원을 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 익형에서 발생하는 토크는 주속비, 즉 회전속도와 풍속, 그리고 피치각에 대한 심한 비선형성을 보인다.

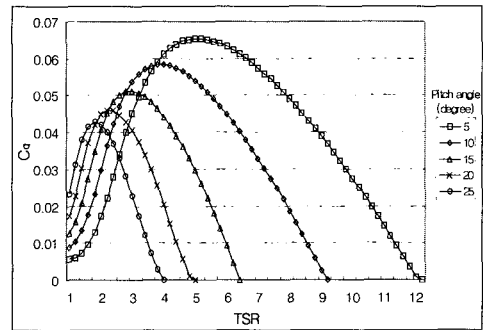


그림 3. 주속비에 따른 토크계수.  
Fig. 3.  $C_Q$  vs. TSR.

2. 유압계통 모델

실제 풍차의 회전익은 수십미터가 되므로 피치각을 변경시키는데 큰 힘이 요구된다. 따라서 제어 정밀도가 우수하고 작은 전력으로 큰 힘의 제어가 가능한 유압제어 방식이 가장 적합하다.

그림 4는 풍력발전시스템에 사용되는 비례전자 방향제어 밸브의 내부 구조도를 나타낸 것이다. 일반적으로

표 1. 회전익의 제원.

Table 1. Resources of blade.

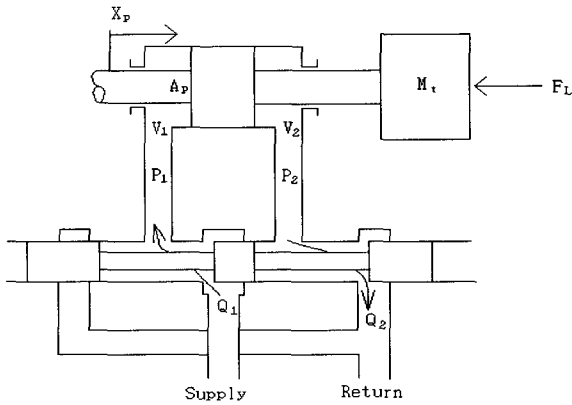
Items	Resources
Blade section	NACA 4415
Tip chord	20 mm
Root chord	100 mm
Length	460 mm
Hub Length	70 mm
Taper Ratio	0.55

비례 전자 방향 제어 밸브의 입력 전압과 출력 유량 사이의 관계는 1차 지연 요소로 표시되지만, 비례 전자 방향 제어 밸브의 응답은 시스템의 응답에 비해서 매우 빠르기 때문에 응답의 지연을 무시하고 동작점 부근에서 선형화하면 입력전압과 피스톤 변위에 대한 관계는 다음과 같이

얻어진다[8][9].

$$x_p = \frac{\frac{K_a}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p} \left( 1 + \frac{V_t}{4 \beta_e K_{ce}} s \right) F_L}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (6)$$

여기서,  $V_d$ 는 입력전압,  $V_t$ 는 챔버의 총체적,  $\beta_e$ 는 압축계수,  $K_{ce}$ 는  $\left( \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{v_d=const.}$ ,  $K_q$ 는  $\left( \frac{\partial Q_L}{\partial v_d} \right)_{P_L=const.}$  를 나타내며, 고유진동수  $\omega_h$ 는  $\sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}}$  로 정의되며, 유압 감쇠비  $\delta_h$ 는  $\frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$  로 정의된다. 또한  $F_L$ 은 외부에서 가해지는 부하로서 바람에 의해 발생하는 회전익의 축방향 힘에 의한 외력이다.



$Q$  : flow rate,  $P$  : pressure,  $V$  : volume,  $P_L=P_1-P_2$ ,  
 $M_t$  : piston mass,  $A_p$  : area of the piston  $Q_L=(Q_1+Q_2)/2$

그림 4. 비례전자 방향제어 밸브.  
 Fig. 4 Hydraulic propositional Valve.

3. 동력전달부 모델링

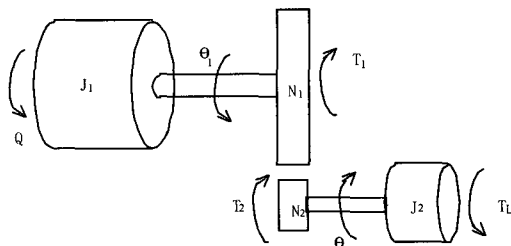


그림 5. 풍력 발전 시스템의 개략도.  
 Fig. 5. Schematic diagram of a wind generator system

그림 5는 풍력발전 시스템을 간략화 한 그림이다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 관성모멘트들의 합은  $J_1$ , 종동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은  $J_2$ 로 나타내었다. 단 증속된 기어축의 관성모멘트는 종동부 기어의 관성모멘트와 발전기의 관성모멘트에 비해

매우 작으므로 무시하였다. 각 기어열의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \theta_1'' + T_1 + b \theta_1' = Q, \quad J_2 \theta_2'' + T_L = T_2 \quad (7)$$

여기서  $T_L$ 은 부하 토크,  $b$ 는 감쇠계수이며 축의 강성이 아주 크기 때문에 비틀림에 의한 영향을 무시하였다.

주·종동부 기어가 행한 일은 같고 회전된 이송길이가 같으며, 속도제어 단계에서는 발전기가 차단된 상태이므로 부하 토크( $T_L$ )을 무시하고  $\theta_2$ 로 전체 시스템을 표현하면 다음과 같다.

$$J_{eq} \theta_2'' + b \theta_2' = \frac{Q}{n} \quad (8)$$

윗 식에서  $J_{eq}$ 는  $J_1 + n^2 J_2$ 이며,  $n$ 는 기어비( $\frac{N_1}{N_2}$ )를 나타낸다.

III. 제어기 설계

2절에서 도출된 각 요소의 모델을 이용하여 그림 6과 같은 제어 시스템을 구성하였다. 기준입력은 정격회전속도( $\omega_{ref}$ )이며 실제 회전속도와와의 오차는 PID로 구성된 속도제어기를 통하여 기준 피치각 모델로 입력된다. 기준 피치각 모델은 속도오차와 요구되는 회전익의 피치각 관계를 연결하는 모델로서 속도오차로부터 필요한 피치각( $\theta_{ref}$ )을 출력한다.

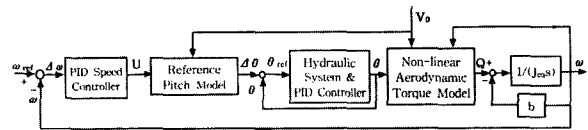


그림 6. 제어시스템의 블록선도.  
 Fig. 6. Block diagram of the pitch control system.

다음 단계인 유압작동기 및 제어기의 입력은 기준피치각 모델에서 출력된 기준 피치각이 되며 출력은 실제 회전익의 피치각( $\theta_c$ )이다. 회전익에 발생하는 토크는  $\theta_c$ 와 현재의 풍속, 그리고 각속도로부터 Glauert 이론에 의해 계산되며, 이 토크가 동력전달부를 통해 새로운 회전속도  $\omega$ 가 발생한다.

일반적으로 풍력발전시스템이 정상출력으로 운전할 때에는 일정한 동작점 ( $V_{rated}$ ,  $\theta_{rated}$ ,  $\omega_{rated}$ )에서 작동하므로 이 부근에서 회전익의 공역학적 모델을 선형화 하여 제어기를 설계한다. 그러나 속도제어의 경우는 서론에서 언급한 바와 같이 동작이 넓은 풍속, 피치각, 그리고 회전속도 범위에서 이루어지므로 동작점 부근에서 선형화 한 모델은 실제 모델과 큰 차를 보인다.

따라서 본 연구에서는 회전익의 공역학적 모델을 선형화 하지 않고 다만 기준 피치각 모델을 이용하여 속도오차로부터 피치각을 계산하고 Glauert이론에 의한 수치해석적인 반복계산으로 토크를 구함으로써 가능한 한 실제 시

스텝 거동을 유사하게 모사하도록 하였다.

1. 기준 피치각 모델

회전익의 공역학적 모델을 선형화 하지 않는 경우 전체적으로 모델이 없는 미지 시스템이 된다. 이때 실제 제어가 되는 것은 피치각이므로 현재의 풍속, 회전수 오차, 그리고 피치각에 따른 유압제어 시스템의 입력인 기준피치각 관계를 나타내는 모델이 없이는 제어기 설계가 불가능하다.

따라서 본 연구에서는 단순화된 토크 모델을 이용하여 다음과 같이 기준 피치각 모델을 도출하였다. 즉 토크는 풍속, 각속도 및 피치각의 함수로서,

$$C_q = f(\lambda, \theta), \quad \lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (9)$$

으로 정의하고 임의의 동작점에서 주속비와 피치각을 각각  $\lambda_0 (= R \frac{\omega_0}{V_0})$ ,  $\theta_0$ 로 하고 (9)를 선형화 하면 다음과 같다.

$$C_q = C_q(\lambda_0, \theta_0) + M_0(\lambda - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0) \quad (10)$$

여기서,  $M_0 = \frac{\partial C_q}{\partial \lambda} |_{\theta_0}$ ,  $M_1 = \frac{\partial C_q}{\partial \theta} |_{\lambda_0}$  이다.  $M_0$ 와  $M_1$ 은 피치각이 일정할 때 즉,  $\theta = \theta_0$ 일 때  $\lambda$ 의 변화에 따른  $C_q$ 와 주속비가 일정 즉,  $\lambda = \lambda_0$ 일 때  $\theta$ 의 변화에 따른  $C_q$ 의 변화율을 의미한다. 또한 각속도 변화에 따른 정상상태에서의 토크 증분은 (8)을 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Q = b n \Delta \omega \quad (11)$$

다음으로 현재의 풍속, 회전수, 주속비, 그리고 피치각을 각각  $V_c$ ,  $\omega_c$ ,  $\lambda_c$ ,  $\theta_c$ 라 할 때 발생하는 토크( $Q_c$ )는 (5)와 (10)으로부터,

$$Q_c = \{C_{q_0} + M_0(\lambda_c - \lambda_0) + M_1(\theta_c - \theta_0)\} \times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \quad (12)$$

가 된다. 또한 현재 상태( $V_c$ ,  $\omega_c$ ,  $\lambda_c$ )에서 기준 회전속도( $\omega_{ref}$ )가 되기 위해 필요한 피치각을  $\theta$ 라 할 때 발생하는 토크( $Q$ )는

$$Q = \{C_{q_0} + M_0(\lambda_c - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0)\} \times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \quad (13)$$

로 표현할 수 있다. 이제 (13)에서 (12)을 빼면 다음과 같은 토크-피치각 관계식을 얻을 수 있다.

$$\Delta \theta = \frac{1}{M_1 \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta Q \quad (14)$$

여기서,  $\Delta \theta = \theta - \theta_0$ ,  $\Delta Q = Q - Q_c$  를 나타낸다. 또한  $M_1$ 은 전술한 바와 같이  $\lambda$ 가 일정할 때 피치각 변화에 따른 토크 변화율로서 그림 7에 나타난 바와 같이 주속비에 따라 서로 다른 최대 정점을 가지며 이 점을 기준으로 부호가 달라진다.

일반적으로 풍력발전시스템은 사전에 설정된 주속비( $\lambda_0$ )에서 정격출력을 내도록 설계하고 있으며 토크를 선형화 하여 제어기를 설계할 경우 그림 7에서  $\lambda_0$ 에 해당하는 곡선을 선형화 하여 이것으로부터 피치각에 따른 토크

의 절대값을 구하게 된다. 그러나 속도제어의 경우는 넓은 범위의 주속비에서 이루어지므로 하나의 주속비 곡선에 대해서 선형화 할 경우 실제 토크와 많은 차가 나게 마련이다.

반면에 (14)의 의미는 토크를 동작점에 대해서 선형화한 것에서 출발한 것은 마찬가지로 현재의 토크는 Glauert 이론에 의해 정확한 값을 구하고 다만 피치각 변화에 따른 토크의 증분만을 구하는 것이다. 이 경우 그림 7에서 알 수 있듯이 다양한 주속비에 대하여 그 기울기는 크게 차이가 나지 않으므로 실제 토크에 근사한 값이 구해질 수 있다.

이제 (11)을 (14)에 대입하면 회전속도 오차로부터 필요한 피치각의 변화량이 계산되고 이것으로부터 다음과 같이 기준 피치각( $\theta_{ref}$ )이 계산된다.

$$\theta_{ref} - \theta_c = \frac{2bn}{M_1 B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta \omega \quad (15)$$

$M_1$ 은 그림 7에서 각 정점들의 우측을 고려하면 부호가 음이며 여러 주속비에 대해 그 값이 크게 차이가 나지 않으므로 상수로 간주할 수 있다. 따라서 (15)에서 우항의  $V_c$ 와  $\Delta \omega$ 를 제외하고는 전부 상수이므로 이 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_{ref} - \theta_c = -K \frac{\Delta \omega}{V_c^2}, \quad K > 0 \quad (16)$$

또한  $K$ 는 그림 6에서 알 수 있듯이 속도제어기의 PID 이득을 단순히  $K$ 배하는 결과로서 속도제어기의 이득에서 고려되므로 간단히 1로 놓을 수 있다. 또한  $\Delta \omega$ 는 PID 제어기의 출력  $U$ 에 해당하므로 기준 피치각 모델은 다음과 같이 된다.

$$\theta_{ref} = \theta_c - \frac{U}{V_c^2} \quad (17)$$

즉, 기준 피치각은 현재 속도가 기준속도보다 작을수록, 그리고 풍속이 낮을수록 작아져야 한다는 것을 의미한다. 결국 이 식은 풍속과 각속도, 그리고 피치각을 모두 고려한 기준 피치각 모델이 된다.

2. 유압제어기 설계

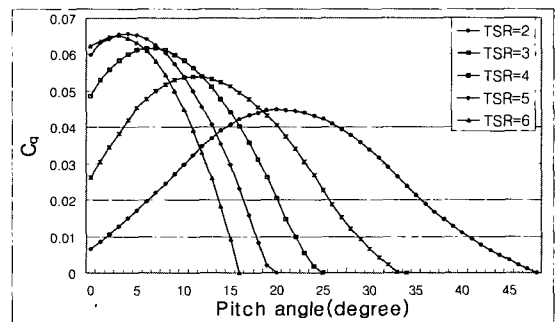


그림 7. 주속비와 피치각에 따른 토크계수.

Fig. 7.  $C_q$  according to various TSR and pitch angle.

(6)에서  $F_L$ 은 풍차날개에 발생한 축방향으로 발생하는

힘에 의한 것으로서 이것 역시 Glauert 이론에 의하면 상당히 복잡한 비선형이다. 그러나 유압작동기의 경우 풍력 시스템에 비해 그 응답이 상당히 빠르고 전달함수를 구할 수 있기 때문에 본 연구에서는 이  $F_L$ 을 외란으로 간주하여 전체 시스템의 응답보다 빠른 시간 내에 이 외란의 영향이 사라지도록 제어기를 설계하고자 한다.

그림 8은 PID제어기를 부착한 유압시스템의 블록선도이다.  $K_x$ 는 피치각과 유압피스톤의 변위의 관계를 나타내는 비례상수이다.  $F_L$ 을 외란으로 간주하여 무시하며 표 2와 같은 Osung Taiyo사 유압실린더의 실제 물성치를 대입하고 설계의 편이를 위하여 (6)을 2차로 근사화하여 입력전압에 대한 피스톤의 변위를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(s)}{V_d(s)} = \frac{232.56}{s^2 + 59.3s + 232.56} \quad (18)$$

따라서 기준 변위 입력  $X_d$ 와 출력 변위  $X_p$ 에 대한 전달함수는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{232(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s^3 + (232 K_D + 59) s^2 + 2321 K_P s + 232 K_I} \quad (19)$$

풍력시스템에 비해 빠른 유압시스템의 응답을 얻기 위해 단위 계단응답 조건을  $t_r \leq 0.2$ ,  $t_s \leq 0.5$ ,  $M_p \leq 0.2$ 로 하여 극배치법을 이용하여 이득을 조정된 결과 PID제어기의 각 계수들을  $K_p = 39.233$ ,  $K_i = 510.03$ ,  $K_d = 0.4995$ 를 얻었으며, 그림 9에 그 결과를 나타내었다. 그림에서 오버슈트는 0.185정도이고, 정착 시간은 약 0.2초이다.

그림 10은 이 시스템에 단위 계단 외란 ( $F_L=1$ )이 작용했을 때의 응답으로서 최대 크기가 0.0013 정도이고 0.2초

표 2. 유압시스템의 물성치.

Table 2. Physical values of the hydraulic system.

Symbol	Value
$A_p$	4.25(cm <sup>2</sup> )
$M_t$	7.97(kg)
$V_t$	35.03(cm <sup>3</sup> )
$\beta_e$	1.4X10 <sup>4</sup> (kg/cm <sup>2</sup> )
$K_{ce}$	0.08(cm <sup>3</sup> /s)/(N/cm <sup>2</sup> )
$K_a$	16.60(cm <sup>3</sup> /s)/V

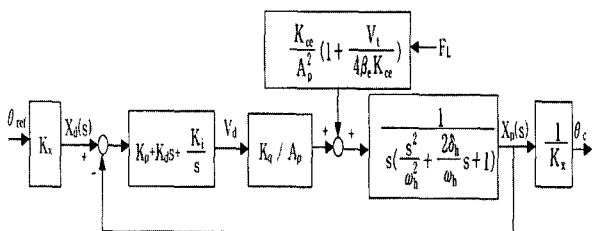


그림 8. 유압제어 시스템의 블록선도.

Fig 8. block diagram of the hydraulic control system.

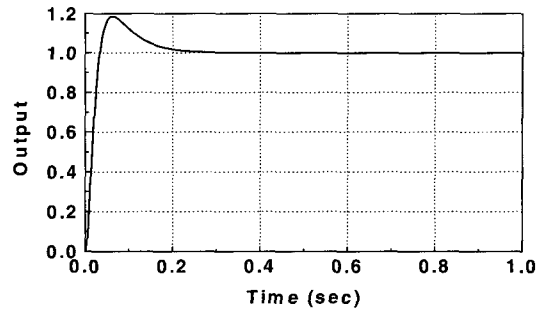


그림 9. 유압시스템의 단위계단응답.

Fig. 9. Unit step response of the hydraulic system.

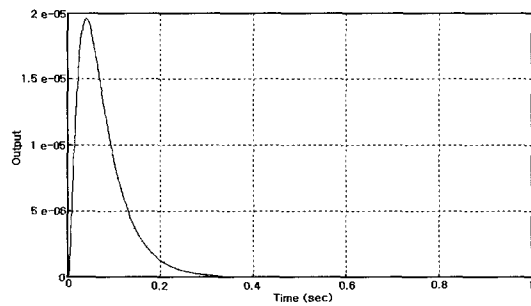


그림 10. 단위계단 외란에 의한 응답.

Fig. 10. Response of the hydraulic system to a unit step disturbance.

이내에 외란의 영향이 사라짐을 알 수 있다. 또한 예상치 못한 외란  $F_L$ 에 대한 시스템의 상대 안정도를 알아보기 위하여 외란에 대한 보드선도를 구한 결과 그림 11과 같았다. 그림에서 이득여유는 86db, 위상여유는 89도 정도로서 충분한 상대안정도가 보장된다고 사료된다.

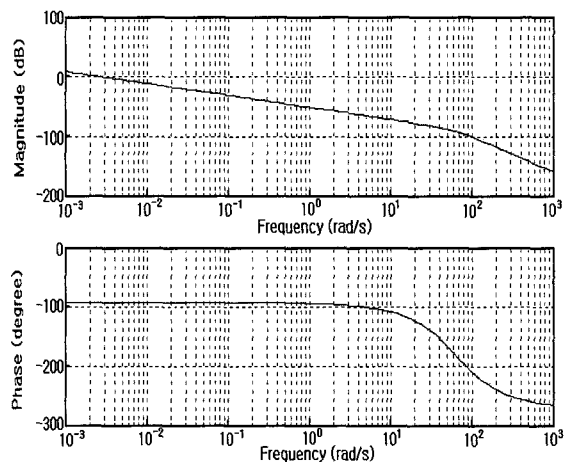


그림 11. 외란에 대한 보드선도.

Fig. 11. Bode plot of system from disturbance.

IV. 시뮬레이션 결과

이상과 같이 설계된 제어시스템의 성능을 분석하기 위하여 정격 풍속은 10 m/s, 정격속도는 증속된 발전기부를

표 3. 풍력발전 시스템의 물성치.

Table 3. Physical parameters of a wind turbine system.

Symbol	Value
$J_{eq}$	0.095 (Kg · m <sup>2</sup> )
b	0.02(N · S)
$n( = \frac{M_1}{M_2} )$	6
B	2
$\rho$	1.2 (Kg/m <sup>3</sup> )
$K_x$	0.164 (mm/degree)

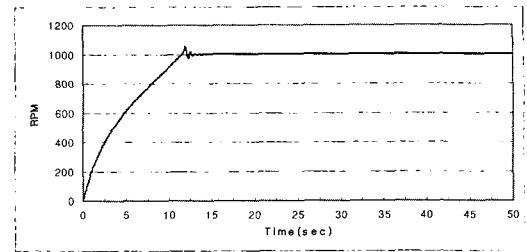
기준으로 1000 rpm으로 설정하여 시뮬레이션을 실시하였다. 대상 시스템은 실험실용 모형시스템으로서 표 3에 나타낸 바와 같은 물성치를 갖는다.

풍력발전시스템은 실제 풍속이 급변하는 경우가 많으므로 시스템의 수명을 연장하기 위해 과속이나 잦은 속도 변화를 피해야 하므로 가능한 한 오버슈트가 적어야 하며 정격속도에 도달한 후에는 빨리 과도응답이 사라지는 것이 바람직하다. 따라서 최대 오버슈트를 정격풍속에서 5% 이내로 설정하였으며 일단 정격속도에 도달한 후 정착시간을 2초 이내로 설정하여 그림 6의 속도제어기 부분의 PID 이득을 조정된 결과  $K_p=16$ ,  $K_d=8$ ,  $K_i=0.8$ 를 얻었다.

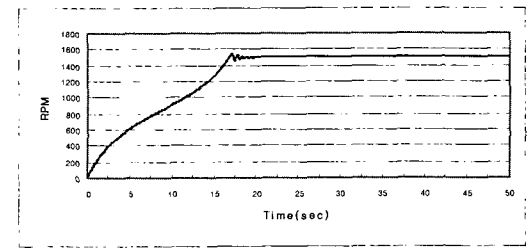
그림 12의 (a)는 이와 같은 조건에서 시스템의 계단입력에 대한 응답을 나타낸다. 그림에서 최대 오버슈트는 5%(50rpm), 상승시간은 11초, 그리고 정착시간은 12.5초(2% 오차기준)이었다. 상승시간은 시동 초기에 그림 7과 같이 주속비에 따라 최대 토크가 발생하는 피치각이 다르므로 주속비에 따라 최대 토크가 발생하는 피치각으로 조정함으로써 훨씬 줄일 수 있으나 본 시뮬레이션에서는 제안된 알고리즘의 성능을 알아보기 위한 것이므로 이러한 방법을 쓰지 않았다.

그림 12의 (b)에서 (d)는 정격풍속과 회전수 이외의 조건에서 제어 성능을 알아보기 위한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 동일 풍속에서 정격회전수가 높아지면 상승시간이 길어지나 오버슈트나 정격회전수에 도달한 후 정착시간은 큰 변화가 없는 것으로 나타났으며, 풍속이 커질수록 상승시간은 짧아지고 오버슈트가 커짐을 알 수 있다.

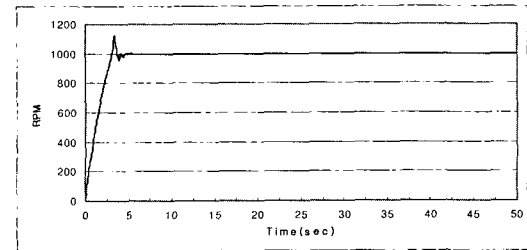
풍력발전시스템의 제어성능은 풍속의 변화가 심하므로 이러한 경우의 응답이 중요하다. 따라서 정격회전수 상태에서 풍속이 삼각함수 형태와 랜덤하게 변하는 경우의 시스템 응답을 각각 그림 13과 14에 나타내었다. 그림 13의 경우는 응답이 입력풍속과 같은 형태로 요동은 보이지만 그 오차는 10rpm(1%) 미만이었으며 피치각도 같은 형태로 변화하였다. 그림 14는 풍속이 0.5초 단위로 랜덤하게 변화하는 경우로서 최대 오차가 40 rpm (4%) 정도로 나타났지만 풍속의 변화 단위가 1초 이상일 때는 최대 오차가 1% 미만이었다. 이것은 실제 풍속은 1초 단위 이하로 심하게 변화하지 않는다는 점을 감안하면 풍속이 랜덤 한 경우에도 최대오차가 1%미만으로 유지될 수 있음을 의미한다.



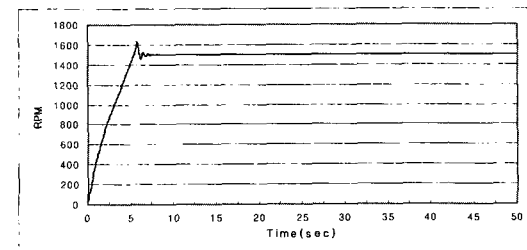
a) V=10m/s, RPM=1000



b) V=10m/s, RPM=1500



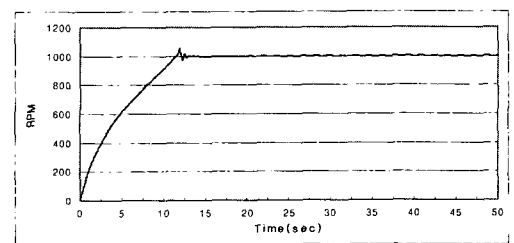
c) V=15m/s, RPM=1000



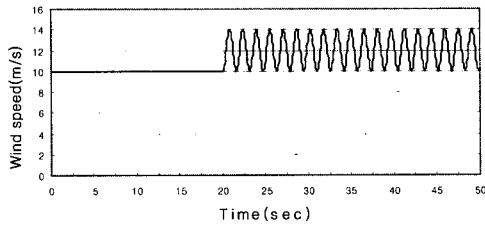
d) V=15m/s, RPM=1500

그림 12. 시스템의 계단응답.

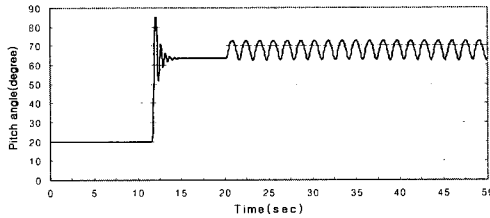
Fig. 12. Step responses of the system.



a) RPM



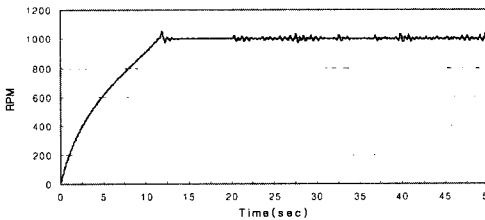
b) Wind speed



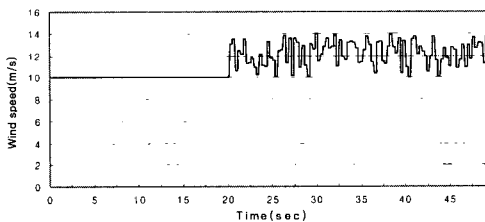
c) Pitch angle

그림 13. 삼각함수 입력에 대한 응답.

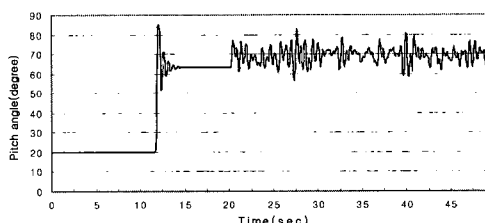
Fig. 13. Sinusoidal response of the system.



a) RPM



b) Wind speed



c) Pitch angle

그림 14. 랜덤 입력에 대한 응답.

Fig. 14. System response for random wind speed.

**V. 결론**

본 연구에서는 수평축 피치제어형 풍력발전시스템의 회전수 제어 알고리즘을 제안하고 시뮬레이션으로 그 성능을 검증하였다. 회전익에 발생하는 토크는 풍속과 각속도, 그리고 피치각에 대한 심한 비선형으로서 일반적으로 동작점 부근에서 선형화 하여 제어기를 설계하는 반면에 본 연구에서는 회전수 오차에 따른 기준 피치각 모델을 제안하고 이를 바탕으로 제어알고리즘을 도출하였다.

또한 유압작동기에 있어서 회전익에서 발생하는 축방향 힘에 의한 외력을 외란으로 간주하여 제어기를 설계하였으며 이를 회전수 제어 알고리즘과 결합하여 시뮬레이션으로 그 성능을 검증한 결과 심한 풍속의 변화에도 양호한 응답을 얻을 수 있다는 것을 확인하였다. 이와 같은 제어 방법의 특징은 비선형 시스템을 선형화 하여 복잡하게 제어기를 설계할 필요 없이 단순히 익형에서 발생하는 토크 및 추력을 미지로 간주하여 쉽게 제어기를 설계할 수 있다는 것이다.

향후 연구 방향은 본 연구의 결과를 시스템의 출력제어에도 적용하는 방법을 연구하여 궁극적으로 풍력발전시스템의 최적 운전제어 알고리즘을 개발하는 것이다.

**참고문헌**

- [1] 박경호 외, 풍력발전 유망지역의 풍력자원정밀조사 (I), 한국에너지기술연구소, KIER-951129, 1995.
- [2] 김건훈 외, 중형급 풍력발전시스템 운영기술 개발, 전력연구원, KRC-95Y-T24, 1996.
- [3] A. I. Estanqueiro, J. M. Ferreira de Jesus, and J. A. Gil Saraiva, "WECS unsteady power output simulation," *Wind Energy : Technology and Implementation*, Amsterdam EWEC '91, pp. 618-622, 1991.
- [4] P. Novak, T. Ekelund, I. Jovik, and B. Schmidtbauer "Modeling and control of variable-speed wind-turbine drive-system dynamics," *IEEE control systems*, vol. 15, no 4, pp. 28-38, 1995.
- [5] D. J. Leith and W. E. Leithead, "Appropriate realization of gain-scheduled controllers with application to wind turbine regulation," *International Journal of Control*, vol. 65, no. 2, pp. 223-248, 1996.
- [6] D. J. Leith and W. E. Leithead, "Implementation of wind turbine controllers," *international Journal of Control*, vol. 66, no. 5, pp. 349-380, 1997.
- [7] David M. Eggle stonn & Forrest S. Stoddard, *Wind Turbine Engineering Design*, Van Nostrand Reinhold Company Inc. pp. 19-20, 1987.
- [8] Herbert E. Merrit, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc, pp. 145-150, 1967.
- [9] 임종환, 부성환, 허종철, 김건훈, "수평축 풍력발전기의 모델링 및 속도제어," 한국태양에너지 학회 논문집, 제20권 1호, pp. 1-9, 2000.



### 임 중 환

1989년 부산대학교 기계공학과 졸업.  
포항공대 기계공학과 석사(1991). 동대  
학 박사(1994). 1994년 ~ 현재 제주대  
학교 기계공학과 교수. 관심분야는 이  
동로봇, 자동화, 풍력발전시스템 제어.



### 허 중 철

1980년 인하대학교 기계공학과 졸업.  
동대학 석사(1982). 동대학 박사  
(1992). 1982년 ~ 1984년 제주대학교  
기관공학과 교수. 1984년 ~ 현재 제주  
대학교 기계공학과 교수. 관심분야는  
풍력발전시스템의 블레이드 설계, 분  
무연소.