

# 풍력 발전기의 모델링 및 피치제어 시뮬레이션

최민호\* · 임종환\*\* · 허종철\*\* · 이동현\*\*\* · 김건훈\*\*\*

## Modeling and Pitch Control of a Wind Turbine System

Min-Ho Choi\*, Jong-Hwan Lim\*\*, Jong-Chul Huh\*\*, Dong-Hyun Lee\*\*\* and Kun-Hoon Kim\*\*\*

### ABSTRACT

Wind turbine system converts wind energy into electric energy. Since the velocity of wind is random in nature, control of the angular velocity of the blade is needed in order to generate high quality electric power. The control of a blade can be divided into a stall regulation type and a pitch control type. The stall regulation type which uses an aerodynamic stall is simple and cheap, but it suffers from fluctuation of the resulting power. On the contrary, pitch control type is based on the fact that the torque of the blade can be changed by varying the pitch angle of the blade. It is mechanically and mathematically complicated, but the control performance is better than that of the stall regulation type. This paper derives a mathematical modeling of the wind turbine system, and suggests a pitch control algorithm. The validity of the algorithm is demonstrated with the results produced through sets of simulation.

**Key words** : Wind turbine system, pitch control

### 1. 서론

풍력발전 시스템이란 바람의 운동에너지를 이용하여 실용화 할 수 있는 전기적인 에너지로 변환시켜 주는 기기이다. 대체 에너지 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<sup>1)</sup>. 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 대체에너지 개발 촉진법의 제정을 시발로 하여 기술개발을 본격적으로 추진하기 시작하였으나 아직까지 국산화의 개발이 미진한 실정이다<sup>2)</sup>.

풍력발전 시스템의 제어는 수동형과 능동형으로 나

\* 제주대학교 대학원

Graduate School, Cheju Nat'l Univ.

\*\* 제주대학교 기계·에너지·생산공학부, 산업기술연구소

Dept. of Mechanical Eng., Res. Inst. Ind. Tech., Cheju Nat'l Univ.

\*\*\* 유체기계 연구팀, 한국에너지 기술연구소

Fluid Machinery Lab, Korea Institute of Energy Research

늘 수 있다. 수동형 제어는 일정 풍속 이상에서 실속(스톨)이 발생하게 익형을 제작하여 출력을 유지시키는 것으로서 원리 및 구조가 단순하지만 출력에 요동이 발생하는 단점이 있다. 반면에 능동형 피치제어 방식은 풍속에 따라 날개의 피치각을 조절함으로써 일정 출력을 유지시키는 방식으로 복잡성은 있으나 출력 특성이 양호하다.

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 회전수 제어 단계로 들어가서 정격회전수가 유지되도록 제어를 하거나 계속해서 풍속이 증가하면 시스템을 정지시킨다.

익형에서 발생하는 토크는 풍속, 회전속도, 그리고 피치각에 대해 심한 비선형성을 보이는데, 출력제어는 동작점이라 불리는 일정한 풍속, 회전속도, 그리고 피치각 범위 내에서 수행되므로 이 동작점 부근에서 선형화하여 선형제어 이론을 적용하는 것이 대부분이다<sup>45)</sup>. 그러나 속도제어는 그림 1에서 보여지는 바와 같이 풍속범위 및 회전속도 범위가 넓으므로 일정한 동작점을 잡기 어려워 전체 시스템을 선형화하여 제어 시스템을 설계한다는 것은 무리이다.

따라서 본 연구에서는 비선형 모델을 미지 시스템으로 두고 풍속과 속도 오차에 따른 기준 피치각 모델을 이용하여 속도를 제어하는 방법을 제안한다. 이를 위해 먼저 바람의 에너지를 효율적으로 회전 에너지로 바꾸어주는 최적 익형을 설계하고 이 익형에 대하여 Glauert<sup>3)</sup>의 프로펠러 이론을 이용하여 바람의 속도, 회전익의 속도 및 피치각에 따른 토크 모델을 도출한다. 또한 피치각 조절 장치인 유압시스템과 증속기의 기계역학적인 모델을 유도하여 전체 시스템의 모델을 도출하고, 이를 바탕으로 회전수 제어 알고리즘을 개발한다.

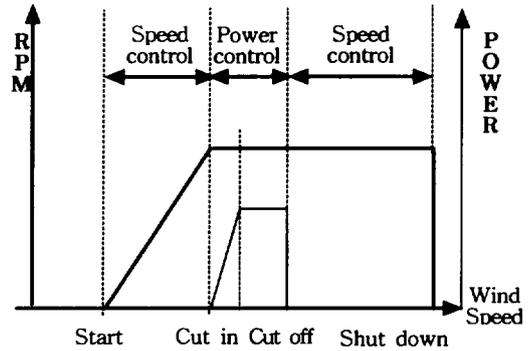


Fig. 1 Control strategy of a wind turbine system

## II. Blade 설계

풍력발전시스템에서 풍력에너지를 기계적인 에너지로 변화시켜주는 장치를 Blade라하며 Blade의 효율은 시스템의 출력특성 및 연간 전력에너지 생산량과 가동률 등에 영향을 미친다. 또한 시스템의 경제성에도 영향을 미치는 중요한 인자이므로 터빈 효율을 증가시키는 연구가 계속되고 있다. 즉, 일반적으로 풍력터어빈용 익형은 큰 양향비, 구조 및 가공조건을 고려한 Blade 두께, 실속에서의 안정적인 최대양력계수, 소음발생을 고려한 최대 유속점의 역제 등을 고려하여 설계되고 있다. Blade의 공력설계 과정은 주어진 설계조건에 대하여 공기역학적으로 최적의 형상을 얻은 후 구조설계와 연계하여 수정한 다음 다시 공력 해석을 한 후 구조설계를 하는 반복과정을 거치게 된다.

### 2.1. Blade 설계

Blade의 설계는 공력 특성이 우수한 익형을 선정하여 성능계산을 통한 날개의형을 결정한 후 날개에 작용하는 부하를 계산하여 날개의 강도 및 진동특성을 고려한 구조설계를 해야하며, 이 과정은 설계 요구사항을 만족할 때까지 수정·반복하게 된다. 본 연구에서는 날개의 익형을 선정하여 최적 Blade이론과 Strip이론으로부터 날개를 설계하였고, 국소순환방법을 통하여 성능을 해석하였다<sup>4)</sup>.

Blade의 성능특성은 익형, 날개의 두께, 날개의 수,

익형의 길이, 비틀림각 및 회전직경에 의해 결정된다. 날개의 평면형은 Chord length의 분포, Twist angle에 의해서 결정된다. 그러나 Blade가 풍차의 모든 운전 범위에서 효율이 좋을 수는 없는데 이것은 운전조건에 변화에 따라 실속의 발생이 나타나기 때문이다. 그러므로 Blade의 설계에는 먼저 설계점으로서의 주속비를 결정해야 한다. 주속비는 날개의 크기, 회전수, 풍속에 의해 변화하며 날개의 크기와 회전수는 날개의 효율특성에 따라 변화하는 관계로 인하여 반복계산에 의해 결정된다. 일반적으로 발전용 풍차의 경우 설계주속비는 6~9로 한다.

2.2. Blade 성능

표 1은 본 연구에서 설계된 익형의 성능계수, 그리고 표 2는 solidity와 cord, twist angle의 관계를 각각 나타내며 그림 2는 주속비와 출력계수의 관계를 나타낸다. 추력계수 ( $C_T$ )는 주속비에 따라 계속 증가하다가 주속비가 7에서 출력계수 ( $C_P$ )와 마찬가지로 최고의 값을 가지게 된다.

토크계수 ( $C_Q$ )는 주속비에 따라 계속 감소하는 경향을 보인다. 즉, 출력계수와 추력계수는 주속비와 Solidity가 증가할 때 높아지고 또한,  $C_D/C_L$ 와 Twist angle이 감소할 때 증가한다. 즉, Solidity가 증가할 때 최고치의 출력계수와 추력계수는 낮은 주속비에서 발생하기 때문에 저속의 터빈은 많은 수의 날

Table 1. Relation between tip speed ratio and performance coefficient

Tip speed ratio( $\lambda$ )	Power coefficient	Thrust coefficient	Torque coefficient
3	0.446	0.690	0.110
4	0.475	0.739	0.083
5	0.485	0.755	0.067
6	0.485	0.759	0.055
7	0.482	0.760	0.047
8	0.478	0.759	0.040
9	0.474	0.758	0.036
10	0.469	0.756	0.032

Table 2. Solidity, chord and twist angle in  $\lambda = 6$

r/R	Solidity	Chord(mm)	Twist angle( $^\circ$ )
0.2	0.239	242.9	33.6
0.3	0.163	165.3	22.3
0.4	0.122	124.4	16.7
0.5	0.098	99.5	13.3
0.6	0.082	82.9	11.1
0.7	0.070	70.9	9.5
0.8	0.061	62.0	8.3
0.9	0.054	55.0	7.4
1.0	0.049	55.0	6.7

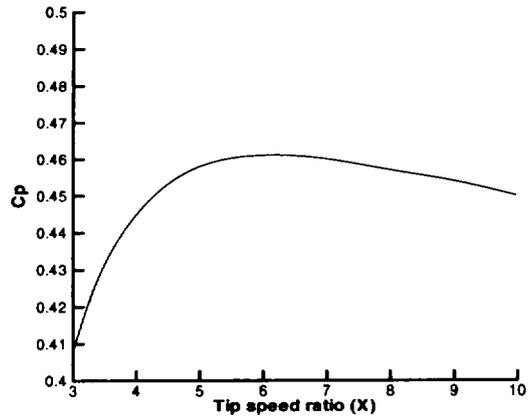


Fig. 2 Relation to tip speed ratio and  $C_P$

개를 가지게 되고, 고속의 풍력터빈은 적은 수의 날개를 갖음을 알 수 있다.

최고치의 출력계수는 같은 Solidity에 대하여 표 1에서와 같이 최고 추력계수일 때의 주속비보다는 낮은 주속비에서 발생하고, 토크계수는 주속비의 증가와 함께 감소하며, 낮은 주속비에서 Solidity의 증가와 함께 증가한다. 그래서 상대적으로 저속의 풍력터빈은 높은 시동 토크가 필요하고 고속의 풍력터빈은 낮은 시동 토크가 필요하게 된다.

이상과 같은 설계 자료를 바탕으로 Span을 80cm Hub의 길이는 Span의 20%인 blade를 실험용으로 실제 제작하였으며 그림 3에 그 모양을 나타내었다. 이

blade는 NACA4415의 양향력 특성곡선으로부터 최대 양향비일 때의 양력계수는 1, 항력계수는 0.008이었고, 그때의 양향비는 125, 받음각은 5°이다.

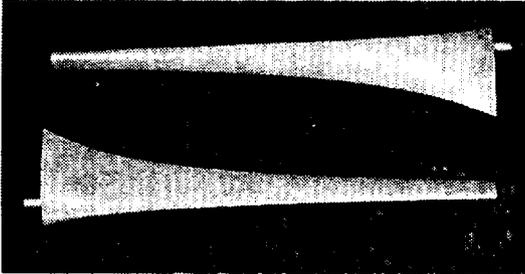


Fig. 3 Shape of the blade

### III. 시스템 모델링

풍차를 구성하고 있는 부분은 크게 풍력 시스템을 지지하고 있는 철탑, 전기를 발생시키는 발전부, 회전익의 피치각을 움직여 주는 제어부, 바람의 운동량 변화를 일으켜 축 동력을 얻는 날개부, 그리고 축동력을 발전부로 전달 및 증속시키는 동력전달부 등이다.

그림 4는 피치각이  $\theta$  인 날개단면에 기준을 두고 속도 삼각형으로  $V_0$ 는 풍속,  $\alpha$ 는 양각,  $W$ 는 수직인 두 방향의 상대속도를 합성한 속도,  $\Omega$ 는 날개의 각속도, 그리고  $V_0$ 는 바람의 속도이고 회전면에 대해서  $\phi$ 만큼 경사진 것을 보여주고 있다. 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 각각 양력계수, 항력계수를 나타내고  $\phi = \tan^{-1} \frac{V_0(1-a)}{r\Omega(1+a')} = \alpha + \theta$  로서  $a$ 는 축방향 간섭계수이고  $a'$ 는 와류에 의해 발생하는 회전간섭계수이다. 따라서 회전자에 발생하는 토크( $Q$ )는 날개의 미소요소에 작용하는 토크를 적분하여 구할 수 있다<sup>4)</sup>. 즉,

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

여기서,  $B$ 는 날개의 갯수,  $c$ 는 코드 길이,  $\rho$ 는 공기 밀도,  $W$ 는 날개에 대한 바람의 상대 속도,  $R$ 는 날개의 반경이다. 회전자에서 발생하는 토크 계수 ( $C_Q$ )는 식(2)으로부터 다음과 같이 된다.

$$C_Q = \frac{\text{회전자토크}}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 RA} = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 RA} \quad (3)$$

식(3)으로 표현되는  $C_Q$ 는 날개 끝 속도와 바람의 속도비를 나타내는 주속비( Tip Speed Ratio :  $\lambda$  )와 피치각( $\theta$ )의 함수가 되며, Glauert<sup>3)</sup> 이론에 의한 토크계수 곡선을 그림 5에 나타내었다.

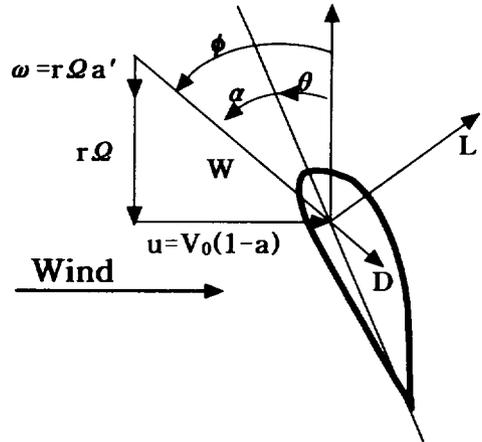


Fig. 4 Relative flow velocities

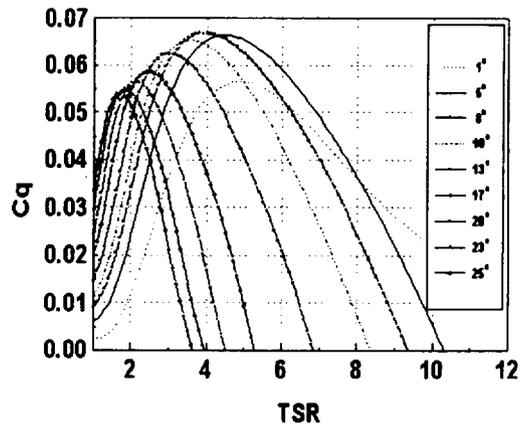


Fig. 5  $C_q$  vs. TSR

식(2)를 이용해 토오르크를 구하기 위해서는  $a$  와  $a'$  을 먼저 구해야하고 이 값들은 수치해석적인 반복계산이 필요하여 실시간 제어에 적용하기 어렵다. 이와 같은 단점을 극복하기 위해 Estanqueiro<sup>5)</sup>는  $Q$  를 회전익의 각속도와 바람의 속도 함수로 정의하고 Glauert 이론에 의한 토오르크 곡선을 단순화하는 방법을 제시했다. 그러나 발생하는 토오르크는 각속도와 바람속도 뿐만 아니라 피치각의 함수가 되므로 피치변화에 대한 토오르크 변화를 고려하지 못한 단점이 있다. 또한 Novak<sup>6)</sup>은  $C_p$ 를 단지  $\lambda$  즉, 풍속과 각속도의 함수로 단순화하여 토오르크를 모델링 하는 방법을 제안했는데 이 역시 피치각의 변화를 고려하지 못한는 모델이다.

### 3.1 유압계통 모델

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

그림 6은 풍력발전시스템에 사용되는 비례전자 방향제어밸브의 내부 구조도를 나타낸 것이다. 일반적으로 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 선형화 하면 유량전달함수는 다음과 같이 얻어진다<sup>7)</sup>.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{q'}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_i}{4 \beta_e K_{\alpha}} s\right) F_L}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (7)$$

여기서,  $V_d$ 는 입력전압,  $V_i$ 는 챔버의 총유량,  $\beta_e$ 는 압축계수,  $M_i$ 는 피스톤 질량,  $K_{\alpha}$ 는 전유량 압력계수, 고유진동수  $\omega_h$ 는  $\sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_i M_i}}$  (rad/sec)로 정의되며, 유압 댐핑비  $\delta_h$ 는  $\frac{K_{q'}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_i}{V_i}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_i}{\beta_e M_i}}$  (무차원)로 정의된다.  $M_i$ ,  $V_i$ 는 설계사양으로부터 구하였고,  $K_c$ 와  $K_{q'}$ 는  $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{P_L=const}$ 와  $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v}\right)_{P_L=const}$ 의 의미를 가지고 있다.

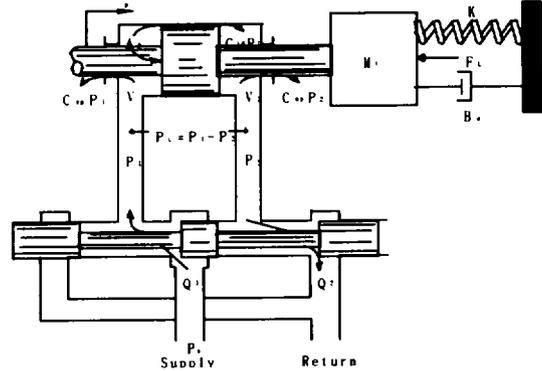
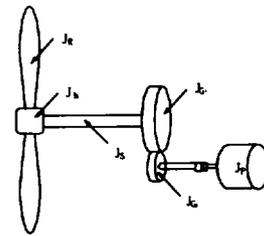


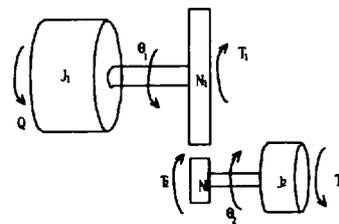
Fig. 6 Valve-piston combination.

### 3.2 동력전달부 모델링

그림 7(a)는 풍력발전 시스템의 도안이다. 이들 중 회전익은 하나의 외팔보로 간주하여 시스템의 간략화한 도안을 그림 7(b)와 같이 나타내었다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 관성모멘트들의 합은  $J_1$ , 중동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은  $J_2$ 로 나타내었다. 단 증속된 기어의 관성모멘트는 중동부 기어의 관성모멘트와 발전기의



(a) Physical diagram



(b) Approximate diagram

Fig. 7 A wind generator system

관성모멘트에 비해 매우 작으므로 무시하였다. 각 기어열의 운동 방정식은 아래 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\theta}_1 + T_1 + b\dot{\theta}_1 &= nQ, \\ J_2\ddot{\theta}_2 + T_L &= T_2 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서  $T_L$ 은 부하 토크,  $b$ 는 감쇄계수이다. 식(8)을 정리하여 부하 토크( $T_L$ )를 무시하고,  $\theta_2$ 로 나타내면 다음과 같다.

$$J_{eq}\ddot{\theta}_2 + b\dot{\theta}_2 = nQ \quad (9)$$

여기서  $J_{eq}$ 는  $J_1 + \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 J_2$ 이며,  $n$ 은 기어비를 나타낸다.

#### IV. 제어기 설계

3절에서 도출된 각 요소의 모델을 이용하여 그림 8과 같은 제어 시스템을 구성하였다. 기준입력은 정격회전수( $\omega_{ref}$ )이며 실제 회전수와 차이에 따른 피치각( $\theta_{ref}$ )이 계산되어 유압제어기로 입력이 되고, 이것에 따라 피치각이 제어되어 토크( $Q$ )를 조절함으로써 회전수가 제어된다.

##### 4.1 기준 피치각 모델

그림 8에서 보여지는바와 같이 기준입력은 회전수이나 실제 제어가 되는 것은 피치각이므로 회전수오차 신호로부터 기준 피치각을 계산하는 모델이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 다음과 같이 기준 피치각 모

델을 도출하였다. 즉 토크는 풍속, 각속도 및 피치각의 함수로서

$$C_q = f(\lambda, \theta), \quad \lambda = \frac{RQ}{V} \quad (10)$$

으로 정의하고 정격출력시 동작점에서 주속비와 피치각을 각각  $\lambda_o (= R\frac{Q_o}{V_o})$ ,  $\theta_o$ 로 하고 식(10)을 선형화 하면 다음과 같다.

$$C_q = C_q(\lambda_o, \theta_o) + M_o(\lambda - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o) \quad (11)$$

여기서,  $M_o = \frac{\partial C_q}{\partial \lambda} |_{\lambda_o, \theta_o}$ ,  $M_1 = \frac{\partial C_q}{\partial \theta} |_{\lambda_o, \theta_o}$ 이다.

$M_o$ 와  $M_1$ 은 피치각 일정 즉,  $\theta = \theta_o$ 일 때  $\lambda$ 의 변화에 따른  $C_q$ 곡선과 주속비가 일정 즉,  $\lambda = \lambda_o$ 일 때  $\theta$ 의 변화에 따른  $C_q$ 곡선에서 구할 수 있다.

또한 각속도 오차에 따른 토크 증분은 정상상태에서 식(9)와의 관계를 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Q = \frac{b}{n} \Delta \omega \quad (12)$$

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

$$\begin{aligned} Q_c &= \{ C_{q0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta_c - \theta_o) \} \\ &\times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \end{aligned} \quad (13)$$

이 된다. 또한 현재 상태( $V_c, \omega_c, \lambda_c$ )에서 기준 회전수가 되기 위해 필요한 피치각을  $\theta$ 라 할 때 발생하는

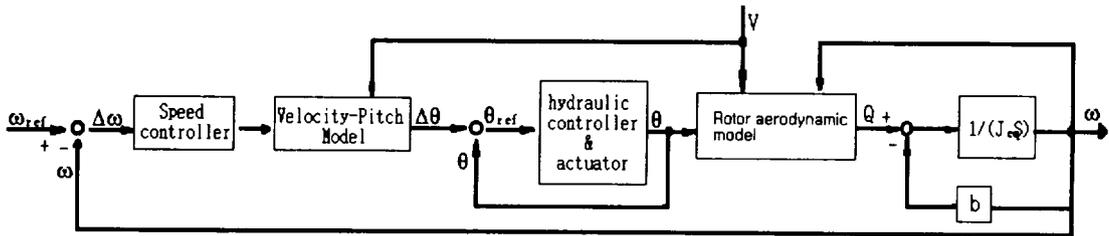


Fig. 8 Block diagram of the pitch control system

토크(Q)는

$$Q = \{C_{\theta 0} + M_{\theta}(\lambda_c - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0)\} \times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \quad (14)$$

로 표현할 수 있다. 이제 식(14)에서 식(13)을 빼면 다음과 같은 토크-피치각 관계식을 얻을 수 있다.

$$\Delta \theta = \frac{1}{M_1 \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta Q \quad (15)$$

여기서,  $\Delta \theta = \theta - \theta_0$ ,  $\Delta Q = Q - Q_0$  를 나타낸다. 따라서 식(12)과 (13)에서 회전수 오차로부터 필요한 피치각의 변화량이 계산되고 이것으로부터 다음과 같이 기준 피치각( $\theta_{ref}$ )이 계산된다.

$$\theta_{ref} = \theta_0 + \frac{2b}{kM_1 B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta \omega \quad (16)$$

#### 4.2 유압제어기 설계

식(7)에서  $F_L$ 은 풍차 날개에 발생한 축방향 힘으로서 외란으로 간주하고 3차 시스템을 2차로 근사화하여 실제 물성치를 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{K(S)}{V_d(S)} = \frac{232.56}{S^2 + 59.3S + 232.56} \quad (17)$$

유압 제어기의 이득을 결정하기 위하여 본 연구에서는 단위 계단 응답 조건을  $t_r < 0.2$ ,  $t_s < 2$ ,  $M_p < 0.2$ 로 하여 극배치 법을 이용하여 계인 조정을 한 결과 PID 제어기의 각 계수들을  $K_d = 0.4995$ ,  $K_p = 39.233$ , 그리고  $K_i = 510.03$ 으로 결정하였다. 그림 9는 이 조건에서 단위 계단 입력에 대한 응답을 나타낸다. 오버

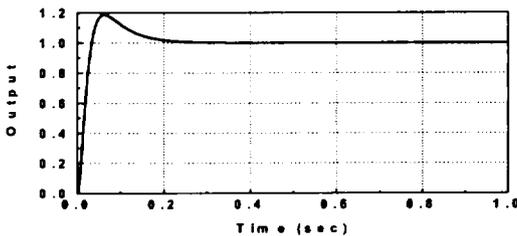


Fig. 9 Unit step response of the hydraulic actuator

슈트량은 0.185정도이고, 정착 시간은 약 0.2초이다. 외란에 의한 응답은 정상 상태의 응답의 1%에도 미치지 못하여 이 영향은 무시하였다.

#### V. 결과 및 고찰

그림 10은 제안된 제어알고리즘을 이용하여 정격풍속 13m/s, 정격 회전수 700rpm일때 시스템의 출력을 시뮬레이션 한 결과이다. 시동초기에는 큰 토크를 발생해주기 위해 피치각이 17°로 일정하게 유지하다가 회전수가 어느 정도 증가된 다음 피치제어 단계로 들어가게 설계되어있기 때문에 일반적인 계단입력 응답과는 다른 특성을 보이고 있다. 그림 10에서 알 수 있듯이 10초 후에 피치각은 62°, 회전수는 700RPM이 유지된다.

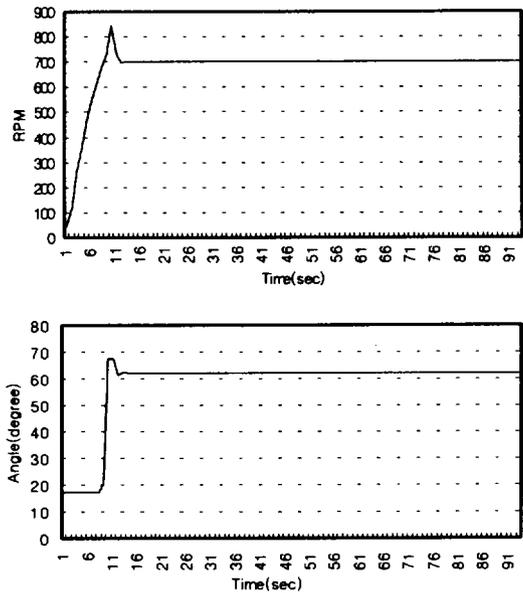


Fig. 10 Step response(simulation)

그림 11은 같은 조건하에서 모형 시스템에 대한 실제 실험 결과를 나타낸다. 최대 오버슈트가 900RPM (28%)로서 시뮬레이션의 경우 840RPM (20%)보다 약간 크며 정상 상태에 이르는 시간은 시뮬레이션에

비해 15초 정도로 길게 나타났다. 이것은 공력학적 모델 및 유압계통 등 기계 역학적인 모델과 실제 시스템 사이의 오차에 기인한 것으로 사료된다. 또한 실험 결과를 살펴보면 정상 상태에서  $\pm 30\text{RPM}$  (4.3%)의 오차를 가지고 요동하고 있다. 이것은 모델과 실제 시스템의 오차에도 원인이 있겠으나, 실험시 모형 시스템 및 지지대 등에 의해 풍동에서 분출된 풍속에 와류가 발생되어 토오크 변동이 발생했으며 회전수 계측 시스템 자체의 잡음도 심해 이러한 원인들이 복합적으로 작용한 결과로 사료된다. 따라서 이러한 불안정 요소를 제거한다면 시뮬레이션과 비슷한 결과를 얻을 수 있을 것이므로 제안된 알고리즘은 충분히 실용성이 있을 것으로 판단된다.

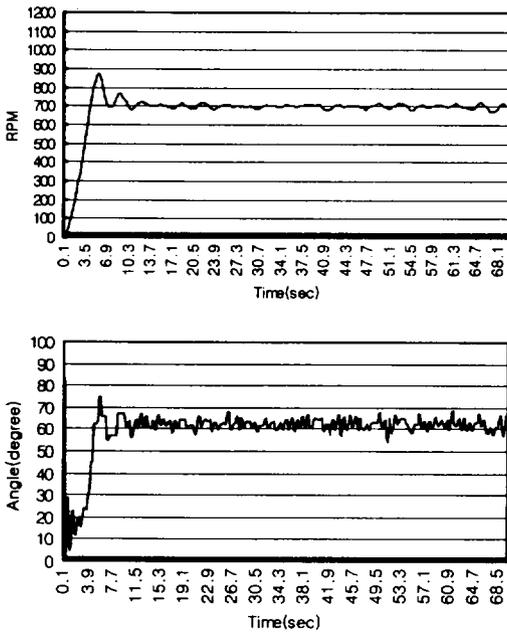


Fig. 11 Step response

## VI. 결론 및 향후 연구 방향

본 연구에서는 비선형이 심한 풍력 발전 시스템에

대해, 기존 피치각 모델에 근거한 회전수 제어 알고리즘을 제안하고 시뮬레이션 및 실험으로 검증하였다. 이 알고리즘은 비선형이 심한 blade의 토오크 모델을 선형화 하지 않고 미지 시스템으로 둔 상태에서 적용할 수 있는 것이 특징이다.

향후 연구 방향은 본 연구의 결과를 이용하여 출력 제어 알고리즘을 개발하여 풍력 발전 시스템의 속도 제어와 출력 제어를 동시에 수행할 수 있는 최적 운전 제어 알고리즘을 개발하는 것이다.

## 참고 문헌

- 1) 박경호 외, 1995, 풍력발전 유망지역의 풍력자원정밀조사(I), 한국에너지기술연구소, KIER-951129.
- 2) 김건훈 외, 1996, 중형급 풍력발전시스템 운영기술 개발, 전력연구원, KRC-95Y-T24.
- 3) David, M., Eggle Stomn & Forrest, S., Stoddard., 1987, *Wind Turbine Engineering Design*, Van Nostrand Reinhold Company Inc.
- 4) Azuma, A., Kawachi, K., Hayashi, T., and Ito, A., 1982 *Application of the local Circulation Method to the Flutter Analysis of Rotary Wings*, 8th European Rotorcraft Forum, Aix-En-Provence, France. Paper NO.3.12, Aug.31-Sep.3.
- 5) Estanqueiro, A. I., Ferreira J. M., Gil Saraiva, J. A., 1991, *WECS Unsteady Power Output Simulation*, *Wind Energy : Technology and Implementation*, Amsterdam EWEC 91, pp.618-622.
- 6) Novak, P., Ekelund, T., Jovik, I., and Schmidtbauer, B., 1995, *Modeling and Control of variable-speed Wind-turbine Drive-System Dynamics*, IEEE control systems, vol. 15, No 4, pp.28-38.
- 7) Herbert, E., Merrit, John Wileg & Sons, 1967, *Hydraulic Control Systems*, Inc. pp.145-150.