碩士學位論文

# 풍력 발전 시스템의 피치제어 시뮬레이션

濟州大學校 大學院

機械工學科

康 尙 洙

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

1997年 12月

# 풍력 발전 시스템의 피치제어 시뮬레이션

指導敎授 許 鐘 哲

康 尙 洙

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

1997年 12月

康尙洙의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ 印

委 員 _____ 印

委 員 _____ 印

濟州大學校 大學院

1997年 12月

JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# Pitch Control Simulation of Wind Generator System

Sang-Su Kang
(Supervised by professor Jong-Chul Huh)

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF
THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER
OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

1997. 12.

# 목 차

NOMENCLATURE

SUMMARY ..... 1

Ⅰ. 서 론 ..... 2

Ⅱ. 시스템 모델링 ..... 5

1. 좌표계 설정 ..... 5

2. 각 구성 요소별 모델 ..... 7

2.1 회전익 모델 ..... 8

2.2 기어모델 ..... 12

2.3 발전기 모델 ..... 12

2.4 유압계통 모델 ..... 12

3. 시스템의 운동 방정식 ..... 17

Ⅲ. 제어 알고리즘 및 제어기 설계 ..... 21

1. 제어 알고리즘 ..... 21

2. 제어기설계 ..... 23

2.1 PI 제어기 ..... 26

2.2 PID 제어기 ..... 28

Ⅳ. 시뮬레이션 ..... 32

1 피치제어를 수행하지 않았을 때의 결과 ..... 32

2 피치제어를 수행했을 때의 결과 ..... 36

Ⅵ. 실험 및 고찰 ..... 42

1. 실험장치 및 방법 ..... 42

2. 실험결과 및 고찰 ..... 48

Ⅵ. 결 론 ..... 55

참 고 문 헌 ..... 56

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# NOMENCLATURE

**〈Part of wind turbine〉**

A = Rotor swept area perpendicular to free stream

a = Axial interference factor, $v/V_0$

a′ = Angular interference factor, $\omega/r\Omega$

B = Number of blades

$C_D$ = Drag coefficient, $D/\frac{1}{2}Bc\rho A V_0^2$

$C_L$ = Lift coefficient, $L/\frac{1}{2}Bc\rho A V_0^2$

c = Chord length

D = Drag force

h = Distance of hub from the yawing axis

I = Moment of inertia

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$J_1$ = $J_R + J_S + J_{G1} + J_h$,

$J_2$ = $J_{G2} + J_P$

$J_{G1}$ = Moment of inertia of driving gear

$J_{G2}$ = Moment of inertia of driven gear

$J_h$ = Moment of inertia of hub

$J_P$ = Moment of inertia of generator

$J_R$ = Moment of inertia of rotor

$J_S$ = Moment of inertia of main shaft

L = Lift force

$N_1$ = Number of driving gear teeth

$N_2$ = Number of driven gear teeth

Q = Rotor torque (= $T_1$)

$Q_E$ = Generator torque (= $T_L$)

R = Blade tip radius

r = Local blade radius

TSR = Rotor tip speed ratio (= $\Omega R/V_0$)

u = Wind speed through rotor plane

$V_0$ = Free-stream wind velocity (= U)

v = Velocity induced by rotor (= $V_0$ - u)

W = Relative wind velocity at blade

w = Local tangential wind velocity at rotor plane

($X_0$, $Y_0$, $Z_0$) = Coordinates distances in the reference frame

(X, Y, Z) = Coordinates distances in the hub frame

(x, y, z) = Coordinates distances in the rotor frame

**Greek**

$\alpha$ = Angle of attack

$\beta$ = Flapping angle

$\theta$ = Angle of blade chord with rotor plane

$\theta_1$ = Rotated angle of driving shaft

$\theta_2$ = Rotated angle of driven shaft

$\rho$ = Air density

$\phi$ = Angle of relative wind from rotor plane

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$\psi$ = Rotor coning angle

$\Omega$ = Rotor angular velocity

$\omega$ = Rotational wind angular velocity

**Subscripts**

t = tangential component

n = normal component

**〈Part of hydraulic system〉**

$A_p$ = Area of piston, $cm^2$

$B_p$ = Viscous damping coefficient of piston and load, N-cm-sec

$C_{ep}$ = External leakage coefficient of piston

$C_{ip}$ = Internal or cross-port leakage coefficient of piston

$C_{tp}$ = Total leakage coefficient of piston (= $C_{ip}+(C_{ep}/2)$)

$F_g$ = Force generated or developed by piston, N

$F_L$ = Arbitrary load force on piston, N

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

K = Load spring gradient, N/cm

$K_{ce}$ = Total flow-pressure coefficient, $(cm^3/sec)/(N/cm^2)$, (= $K_c+C_{ip}+C_{ep}/2$)

$K_q$ = Flow gain of proportional valve, $(cm^3/s)/V$

$M_t$ = Total mass of piston and load referred to piston, kg

$P_L$ = Load pressure, $kg/(cm-sec^2)$, (= $P_1-P_2$)

$Q_L$ = Load flow, $cm^3/sec$, (= $(Q_1-Q_2)/2$)

$V_{01}$ = Initial volume of forward chamber, $cm^3$

$V_{02}$ = Initial volume of return chamber, $cm^3$

$V_1$ = Volume of forward chamber (includes valve, connecting line, and piston

volume), $cm^3$

$V_2$ = Volume of return chamber (includes valve, connecting line, and piston volume), $cm^3$

$V_t$ = Total volume of fluid under compression in both chambers, $cm^3$

$V_d$ = Input voltage of solenoid valve, V

$X_p$ = Displacement of piston, cm

$\beta_e$ = Effective bulk modulus, $kg/cm^2$

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# SUMMARY

Wind-powered generator system converts wind energy into utilized electric energy. To generate high quality electric power, even in random wind, control of the angular velocity of the blade is needed. Control of the angular velocity of the blade has been studied by wind energy researchers. It has been divided into stall regulation type and pitch control type. Stall regulation type which uses an aerodynamic stall is a simpler and cheaper method, but it has limited peak power. On the contrary, pitch control type changes the pitch angle of the blade. Although it is a more complicated mechanical system, it has studied more. Also it works at all wind velocities. But in all the research about this system, there has been little systematical study about checking the results from using pitch control in random wind velocity situations. So, in manufacturing an oversize wind-powered generator system, it is difficult to prepare a working design. Therefore this research involves finding the mathematical model of a wind-powered generator system at various wind velocities. Results from the simulation are made. Also, for this, optimal pitch control algorithm is used. A hydraulic controller was chosen as an actuator for changing the pitch angle. To check the usefulness of the suggested algorithm, a wind-powered generator was manufactured and experiments were carried out.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# I. 서 론

우리 나라는 에너지 자원빈국으로서 대부분의 에너지를 수입에 의존하고 있으므로 경제적인 부담은 물론 안정된 에너지원의 확보에도 많은 문제를 안고 있다. 이와 함께 우리 나라 에너지원의 대부분을 차지하고 있는 화석 및 원자력에너지는 여러 가지 공해 문제와 핵에 대한 국민의 거부감 확산 등에 의하여 에너지의 부가비용이 점차 증가되고 있는 추세이다. 이같은 문제점을 해결하기 위한 대안으로서 대체에너지를 고려할 수 있다. 지금까지의 대체에너지는 기존 에너지에 비해 가격경쟁에서 뒤져 왔으나 기존에너지 가격이 상승함에 따라 그 경쟁성이 향상되고 있다.

이러한 대체에너지원중 우리 나라에서도 에너지 위기 이후 관련 연구소에서 수평축 풍력 발전 시스템의 개발을 수차례 시도하였으며 소형의 경우 5KW 급의 국산화에 성공하였다(이춘식, 1982). 그러나 상용화를 위한 경제성을 고려한다면 소형화보다는 중. 대형 시스템의 개발이 필요하다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

풍력발전 시스템이란 바람의 운동에너지를 이용하여 실용화 할 수 있는 전기적인 에너지로 변환시켜 주는 기기를 말한다. 다른 자연에너지 이용 시스템에서도 마찬가지이지만 풍력발전 시스템의 경우에도 그 시스템 자체가 자연의 기상현상과 밀접한 관계를 가지고 있기 때문에 국외에서 개발된 풍력발전 시스템을 도입하여 사용하는 것은 그 신뢰성면에서 문제가 있다. 특히 제어시스템과 안전장치가 미흡한 소형의 경우에는 국내 풍향에 적응하기가 더욱 어렵다는 것이 과거의 여러 연구 결과들이 잘 보여주고 있다(이정오 1975, 이정오 1977, 남준우 1976). 결국 국내의 기상여건 및 여러 환경조건 등을 고려한 국산화 시스템의 개발이 필수 불가결한 것이다.

국내에서도 과학기술원에서 소형 풍력발전 시스템을 국산화한 바 있지만 소형 풍력

발전 시스템은 단위 kW당 생산 단가가 높아 경제성이 떨어져 전력 공급이 곤란한 지역에 단독 발전용으로 쓰이는 정도이다(이춘식 1990). 반면에 중·대형으로 갈수록 단위 회전 면적당의 생산성이 향상되며 관리유지비가 떨어져 단위 kW당 생산 단가가 낮아져 기존의 발전 시스템과의 경쟁이 가능해진다. 그러나 현재 국내의 기술수준은 단지 소형 시스템을 개발한 정도로 이 분야에 대한 기술 축적이 미약한 실정이다.

바람의 에너지를 이용하는데 있어서 가장 큰 문제점은 정상적인 날씨조건 하에서는 바람의 출력이 상대적으로 작은데 반하여 강풍시에는 정상치보다 그 출력이 수백배에 이른다. 그러므로 변화하는 바람에 대해서 좋은 출력성능을 유지하기 위해서 회전익의 속도 제어가 필수적이라 하겠다. 그리고 회전익의 속도제어를 함으로 기준보다 높은 풍속에서 풍력발전 시스템의 안정성도 보장해 줄 것이다.

풍차 회전익은 바람의 운동에너지에 의해 토오크를 발생시키는데 회전익에 의해 생성되는 토오크는 바람의 변화에 의해 큰 영향을 받는다. 대개 바람은 속도나 방향에 대해서 큰 요동을 가지고 있음으로 여기서 발생되는 토오크도 또한 일정하지 않다. 그러므로 변화하는 바람에 대하여 일정한 토오크를 얻기 위하여는 날개의 피치각을 변화시킨다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

풍력발전 시스템은 다른 전력계통과 무관한 단독운전(isolated operation)방식과 기존 전력계통과 연계한 병렬운전(grid connected operation)방식으로 나눌 수 있다. 단독운전방식의 경우에는 바람이 없을 경우에도 부하의 요구에 맞추기 위해서 항상 전기를 저장하여야 하며 이를 위해서 교류를 직류로, 직류를 교류로 변환하는 장치가 필요하다. 이로 인하여 전체적인 효율이 나빠질 뿐만 아니라 정류기, 축전지, 인버터등의 부대설비가 필요하게 되어 계통선이 없는 격리된 지역에서 많이 사용하며 그 크기도 비교적 소형이다. 반면에 계통선 연계의 경우에는 정류기, 인버터, 축전지와 같은 부대설비가 필요 없어 효율면에서나 경제성면에서 유리하여 기존 계통선의 연료절약기로

서 많이 활용되고 있다. 이에 따라 계통선 연계운전을 하는 풍력발전 시스템을 개발하기 위하여 일정 전력을 생산해 내야 함으로 풍력발전 시스템 날개부의 일정 회전수 제어를 해야하는 또하나의 필수적인 요소가 여기에 있다 하겠다.

지금껏 많은 풍력 연구자들에 의하여 회전익의 회전수 제어는 스톨(stall)제어 방식과, 피치제어 방식으로 나뉘어서 연구되어져 왔다(Viterna 1966, Miley 1982). 스톨제어는 원리가 가장 단순하고, 손쉬운 방법으로 회전익의 공기역학적 스톨을 이용하는데 이는 최대전력을 제한시키는 작용에 극한되어있다. 이에 반하여 피치제어 방식은 회전익의 피치각을 변화시켜 주는 것으로 기계적은 복잡성이 있으나 그 영향이 전 풍속에 대하여 나타나므로 회전익의 회전수 제어에 주로 연구되어져 왔다. 회전익 피치제어는 또다시 날개의 전부분의  피치각을 변경시키는 full-span pitch control방식과 날개의 끝부분만을 변경시키는 partial-span pitch control방식으로 나눌 수 있다.

본 연구에서는 제어정밀도가 우수하고, 작은 전력으로 큰 힘의 제어가 가능한 유압제어기를 피치각을 움직여주는 작동기로 선정하였고, full-span pitch control방식을 선정하였다. 돌풍이나 태풍에 대한 시스템의 안정성 확보뿐만 아니라 안정적인 전력공급을 위해서 최적제어 시스템을 구축하여야 할 것이다. 이를 위해서 풍력발전 시스템을 구성하고 있는 구성요소들의 동특성을 파악하고, 전체 시스템의 운동을 묘사해 주는 운동 방정식을 이끌어 낼 것이다. 더 나아가 적절한 제어 알고리즘을 도안해 내고 시뮬레이션을 통하여 다양한 입력에 대한 시스템의 거동을 파악하므로 본 연구의 목적인 회전익 피치제어의 영향과 가능성을 분석하고자 한다. 시뮬레이션을 통한 이러한 해석은 중·대형급 풍력발전 시스템의 출력특성분석에 중요한 기초자료가 될 것이고, 설계의 사양을 제공하여 줄 것이다. 또한 국내 기상여건에 적합한 시스템 개발시 설계의 기본적인 토대를 마련해 줄 것이다. 그리고 제안한 알고리즘의 유용성을 검증하기 위해 모형 풍력발전 시스템을 제작하고, 실제 피치제어 실험을 수행하였다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# Ⅱ. 시스템 모델링

불규칙한 성질을 가진 바람을 이용하는 풍력 시스템은 예기치 못한 상황에서도 운전되고 또 정상운전을 할 수 있도록 각 제어 장치에 의해서 날개의 회전수, 피치각 그리고 yawing 제어를 받게 된다. 따라서 정상운전 조건이 아닌 상황에서 주위 조건의 변화에 따른 풍차의 각 구성요소에 대한 운전상태 변화를 얻기 위해서는 풍력 시스템을 구성하고 있는 구성요소들에 대한 동적 해석이 요구된다. 또한 각 구성요소별 모델을 통해 전체 시스템의 운동 방정식을 이끌어 낼 수 있다. 본 장에서는 구성요소별 모델, 전체 시스템의 수학적 모델을 구하겠다.

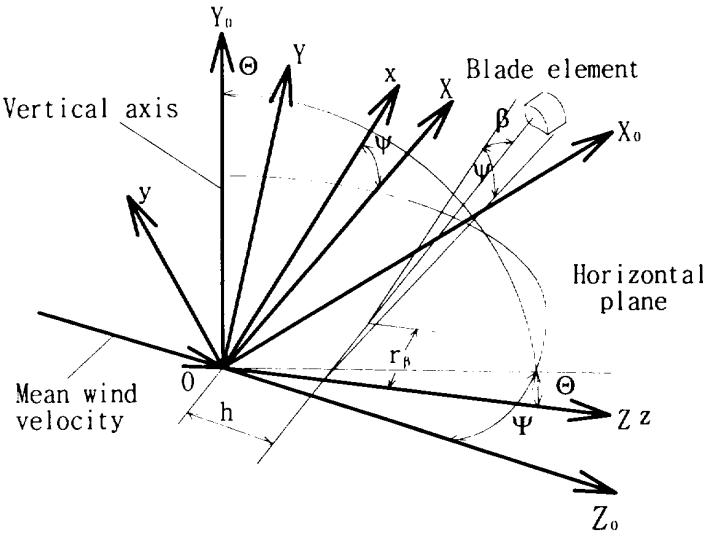
## 1. 좌표계 설정

현재 풍차의 동적 특성을 해석하기 위해서 비회전 좌표계(inertia coordinate system) 와 회전 좌표계(rotating coordinate system)를 사용하고 있으며 이들 좌표계를 사용하여 날개의 운동을 기술하기 위해서는 이들 좌표계사이에 관계식이 필요하다.

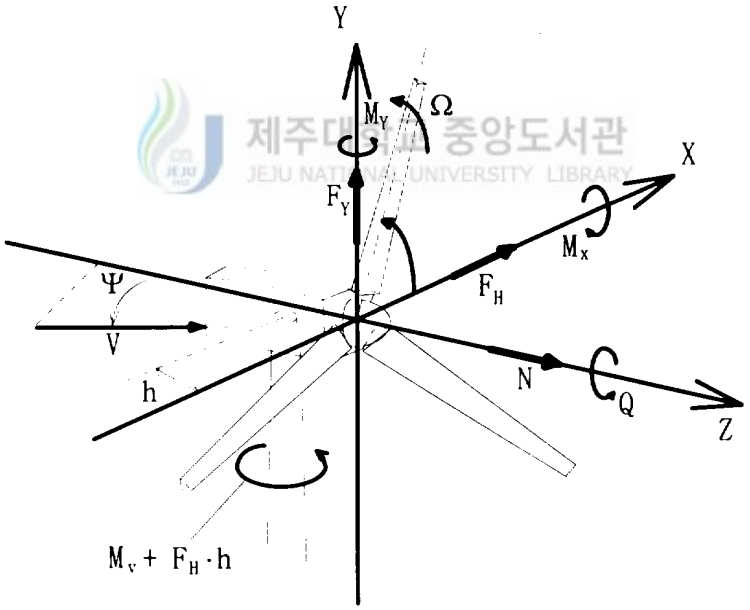
제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

시스템의 운동방정식을 유도하기 위해서는 Fig. 1(a)와 같이 3개의 좌표계, 즉 철탑에 고정된 좌표계($X_0,Y_0,Z_0$), 날개의 허브에 고정된 좌표계(X,Y,Z), 그리고 날개에 고정되어서 일정한 속도를 가지고 회전하는 좌표계(x,y,z)가 필요하다. Fig. 1(b)는 풍력발전 시스템에 작용하는 힘과 모멘트를 도시한 것이다. 본 연구에서 주요변수는 회전익에 의해 발생되는 토오크, Q이다.

각 좌표계들 사이의 관계식은 식 (1)과 같이 행렬식으로 표시할 수 있다. 여기서 요각(yaw angle) $\Psi$는 $Y_0$축을 중심으로 회전한 각으로 정의되고, 틸트각(tilt angle) $\Theta$는 X축을 중심으로




(a) Coordinate axes




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

(b) Forces and Moments

Fig. 1 Coordinate systems

회전한 각으로 정의되고, 그리고 어즈므스각(azimuth angle) $\psi$는 날개가 Z축을 중심으로 회전한 각으로 정의된다.

$$
\begin{aligned}
(X, Y, Z)^T &= [T_1](X_0, Y_0, Z_0)^T \\
(x, y, z)^T &= [T_2](X, Y, Z)^T \\
&= [T](X_0, Y_0, Z_0)^T
\end{aligned} \tag{1}
$$

여기서

$$
[T_1] = \begin{pmatrix} \cos\Psi & 0 & -\sin\Psi \\ \sin\Psi\sin\Theta & \cos\Theta & \cos\Psi\sin\Theta \\ \sin\Psi\cos\Theta & -\sin\Theta & \cos\Psi\cos\Theta \end{pmatrix}
$$

$$
[T_2] = \begin{pmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}
$$

$$
[T] = [T_2] \cdot [T_1]
$$

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 1(a)에서, 회전익은 허브 중심으로부터 반경방향으로 $r_\beta$ 만큼 떨어진 곳에서 플레핑 힌지(flapping hinge)에 대해서 플레핑각 $\beta$, x축 위로의 같은 점에서 페더링 힌지에 대해서 페더링각 $\theta_f$를 가지는 2자유도로 간주할 수 있다.

## 2. 각 구성 요소별 모델

풍차를 구성하고 있는 부분은 크게 풍력 시스템을 지지하고 있는 철탑, 전기를 발생시키는 발전부, 회전익의 피치각을 움직여 주는 제어부, 그리고 바람의 운동량 변화를 일으켜 축 동력을 얻는 날개부등이다.

## 2.1 회전익 모델

풍력발전 시스템을 구성하고 있는 요소중에서 날개부는 외부의 많은 힘을 받으며 또 날개의 운동은 풍력 시스템의 안정에 영향을 준다. 본 연구에서는 회전익 피치제어가 목적이므로 날개의 안정성은 고려하지 않고, 다양한 풍속에 대해 일정한 회전익에서 발생하는 공기역학적인 토오크만을 산출하려고 한다.

풍차의 공력계산을 위한 공기역학적 모델은 여러 가지가 있으나 일반적으로 가장 널리 사용되는 방법인 Glauert Annulus Momentum Vortex Theory를 사용하였다. 이 이론은 날개단면의 형상, 크기, 단면변화에 대한 출력변화등을 계산할 수 있으므로 풍차의 특성을 해석할 수 있다 (David 1987).

날개요소이론을 적용하기 위해 axial interference factor(a)와 angular interference factor(a′)를 정의하고자 한다. Fig. 2에서와 같이 풍차의 회전익이 회전할 때 회전익의 각속도를 Ω, 회전익 주위에서 발생하는 와류의 각속도를 $\omega$, 회전익의 회전에 의해서 발생된 회전면에서 축방향으로의 풍속을 u, 입구 풍속에 대한 회전면에서 감속된 풍속의 비를 a, 그리고 회전익의 각속도에 대한 회전면을 통과하는 바람 각속도의 비를 a′이라 하자. 이들의 관계는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

제주대학교 중앙도서관

$$a = \frac{V_0 - u}{V_0}$$
$$a' = \frac{\omega}{r\Omega} \qquad (2)$$

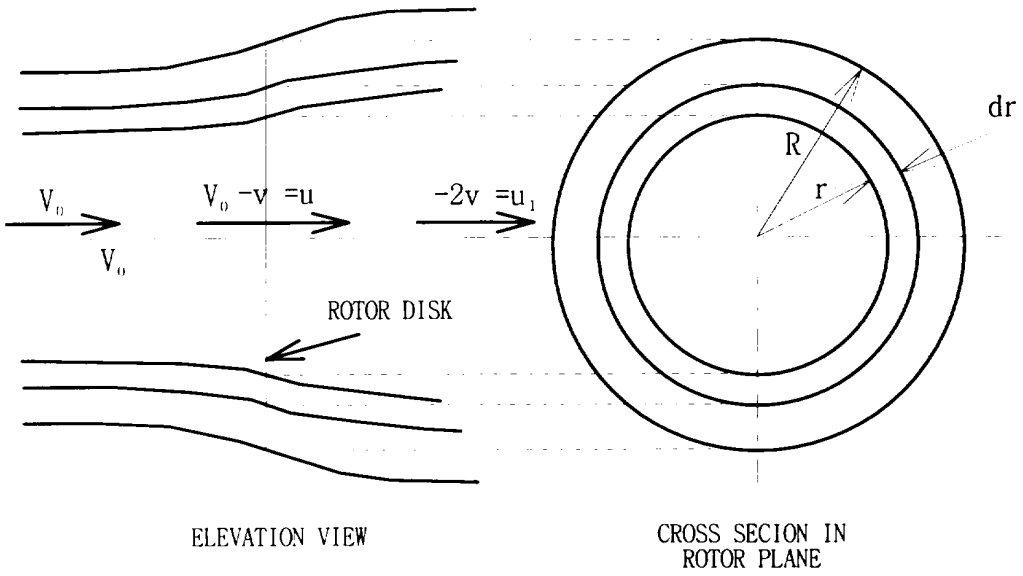
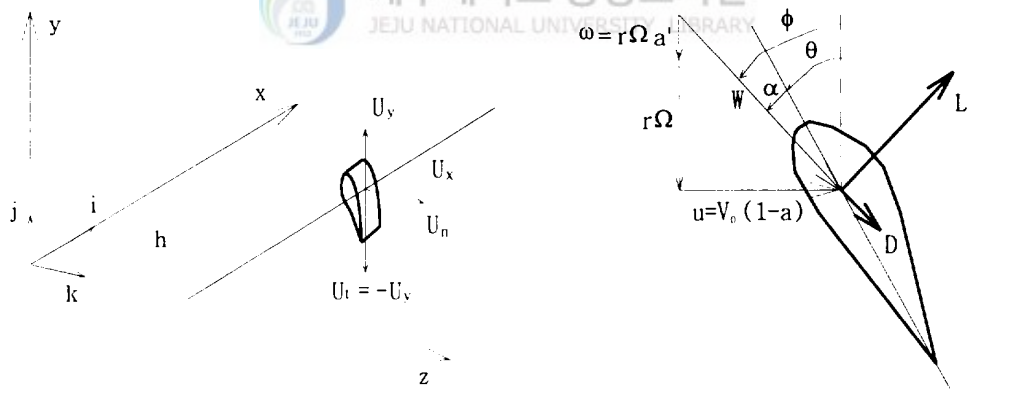



Fig. 2 Annular sreamtube

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY




(a) Relative velocities at a blade element (b) Flow angles and aerodynamic forces

Fig. 3 Relative flow velocities and elemental forces

Fig. 3은 상대 유동속도, 요소 힘과 모멘트를 도시화 한 것이다. Fig. 3(a)에서 x, y평면은 회전익이 회전하는 평면을 나타내고 z축은 이 평면에 수직방향, 즉 바람방향의 축이다. Fig. 3(b)는 피치각이 $\theta$ 인 날개단면에 기준을 두고 상대좌표를 사용한 속도 삼각형으로 $V_0$는 풍속, $\alpha$는 앙각, W는 수직인 두 방향의 상대속도를 합성한 속도로 회전면에 대해서 $\phi$만큼 경사진 것을 보여주고 있다.

회전면에서의 풍속은 일정하다고 가정하면 앙각 $\alpha$와 미소양력 dL과 미소항력 dD는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} dL &= BcC_L \frac{1}{2} \rho W^2 dr \\ \alpha &= \Phi - \theta \\ dD &= BcC_D \frac{1}{2} \rho W^2 dr \end{aligned} \tag{3}$$

여기서,

$$U = \sqrt{V_0^2(1-a)^2 + (r\Omega)^2(1+a')^2} = W$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{U_n}{U_t}\right)$$

$$U_n = V_0(1-a)$$

$$U_t = r\Omega(1+a')$$

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 3(b)로부터 회전익 요소에 작용하는 회전면에 대한 접선 방향의 힘, 즉 토오크를 발생시키는 날개 회전방향의 힘 t는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$t = dL\sin\phi - dD\cos\phi \tag{4}$$

그러므로 회전익 전체에 작용하는 공기역학적인 모멘트는 식 (5)과 같다.

$$Q = M_z^A = \int_0^R r t dr = \int_0^R r(dL\sin\Phi - dD\cos\Phi)dr \tag{5}$$

식 (3)과 식 (5)로부터 식 (6)이 도출된다.

$$Q = M_z^A = \frac{1}{2}\rho B\int_0^R W^2 c(C_L\sin\Phi - C_D\cos\Phi)rdr \tag{6}$$

윗식에서 계산의 단순화를 위하여 a와 a′은 0으로 가정한다(Miller 1978). 공기 밀도 ρ는 표준 대기의 밀도 1.2kg/m$^3$로 사용하였고 날개의 개수는 2이다. 본 연구에서 스팬방향으로 0~R까지 적분은 1mm간격으로 나눠서 각 요소별 토오크를 구한 후 합산하였다. 날개의 단면형상과 앙각에 따른 계수 $C_D$, $C_L$은 기존의 문헌에서 발췌하였다(Abbot, 1949). 그래프로 나타내어진 $C_D$, $C_L$계수들의 수식화를 위하여 4차로 커브피팅을 하였고, 식 (6)을 계산하기 위한 날개의 구체적인 설계제원은 Table. 1에 나타내었다.

제주대학교 중앙도서관

Table. 1 Resources of blade

| Items | Resources |
|---|---|
| Blade section(tip/root) | NACA 4415 - 4424 |
| Tip chord | 34.19 mm |
| Root chord | 17.07 mm |
| Length(span direction) | 350 mm |
| Taper Ratio | 0.5 |
| Twist angle | 16.6° |

## 2.2 기어모델

증속기의 기어비를 K:1로 하였다면 회전익에 의해서 발생된 회전수는 증속기에 의해 K배 증속되고, 증속된 회전수는 발전기의 입력부분이 된다. 증속된 축의 토오크는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$T_2 = \frac{N_2}{N_1} T_1 = \frac{1}{K} T_1 \tag{7}$$

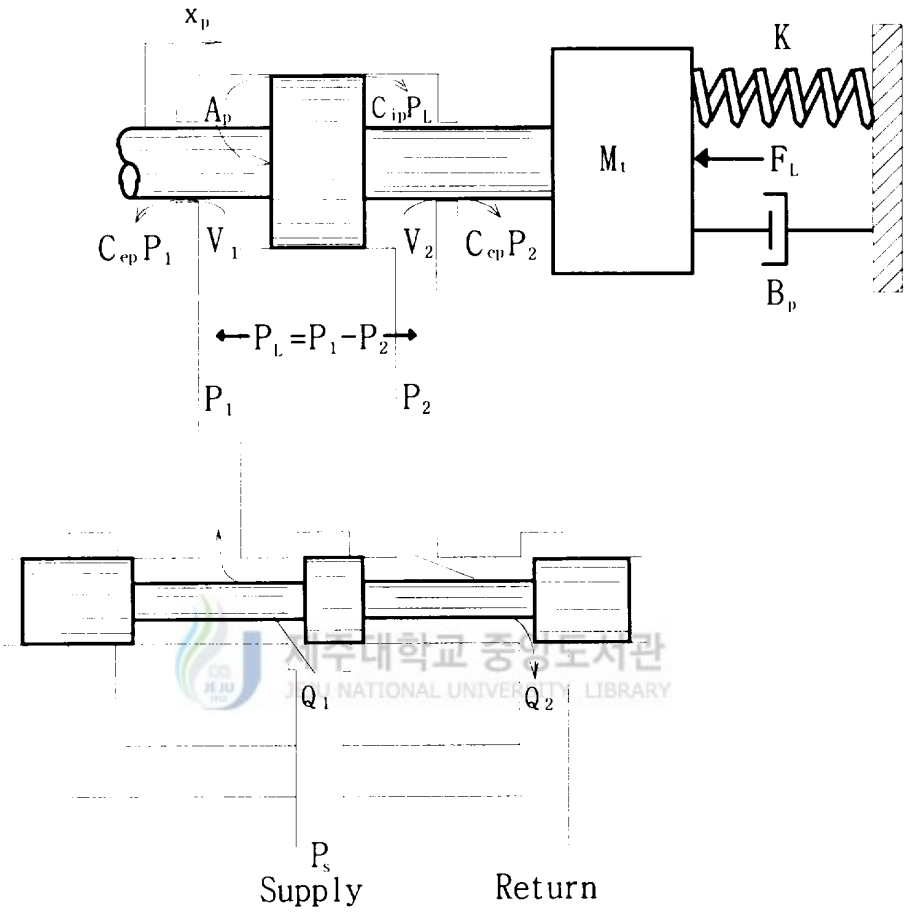
## 2.3 발전기 모델

발전기는 회전익에서 전달해 주는 토오크를 통해 전력을 발생시킨다. 회전익은 일정한 토오크에 대해서 일정 회전수를 가짐으로 여기서 사용하는 발전기 모델이란 회전익의 회전수와 발전기가 차지하는 토오크의 관계를 나타내는 성능식이다. 발전기는 회전익이 어느 순간까지 가속되기 전에는 전력을 생산하지 않다가 전력을 생산하기 시작한 이후 발전기 부하가 증가함에 따라 생산하는 전력도 증가시킨다. 발전기의 회전수는 회전익에서 생성되는 토오크와 발전기 부하 토오크가 같아지는 지점에서 결정된다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

## 2.4 유압계통 모델

회전익에 의하여 발생되는 공기역학적 토오크는 풍속과 피치각의 함수로 주어진다. 정격출력 이하에서는 피치각이 고정되고, 정격출력 이상에서는 능동 피치제어가 기어박스와 발전기에 과부하가 걸리지 않도록 하기 위하여 일정 출력을 유지하면서 작동한다. 회전익 공력특성으로부터 windmill break 상태를 피하여 가장 좋은 효율로 운전하기 위해서 시동풍속에서부터 정격풍속이 될때까지의 피치각을 5° 로 하였고, 60m/s의 강풍에서 안전하기 위하여 공회전시 60° 로 하였다(이춘식, 김광호 1992).




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 4 Valve-piston combination.

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.

Fig. 4는 풍력발전 시스템에서 피치제어에 주로 사용되는 유압기기내의 비례 전자 방향 제어 밸브의 내부 구조도를 나타낸다. 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 선형화하면 유량은 다음과 같이 얻어진다(Herbert 1967).

$$Q_1 = K_q V_d - 2K_c P_1 \tag{8}$$

$$Q_2 = K_q V_d + 2K_c P_2 \tag{9}$$

여기서, $Q_1$, $Q_2$는 유압 모터 입·출구부 유량이며, $P_1$, $P_2$는 유압 모터 입·출구부 압력이다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

식(8)과 식(9)를 조합하면 식 (10)과 같다.

$$Q_L = K_q V_d - K_c P_L \tag{10}$$

여기서 $P_L = P_1 - P_2$, $Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$ 이다.

유압 피스톤의 입·출구측 챔버에 연속 방정식을 세우면 다음과 같이 표시된다.

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \tag{11}$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \tag{12}$$

입구측 피스톤 챔버의 체적과 출구측 피스톤 챔버의 체적은 식 (13)과 식 (14)로 나타낼 수 있다.

$$V_1 = V_{01} + A_p X_p \tag{13}$$

$$V_2 = V_{02} - A_p X_p \tag{14}$$

또한 입구측 챔버의 체적과 출구측 챔버의 체적의 합은 일정하며 피스톤의 위치와는 무관하므로 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_t = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \tag{15}$$

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

식 (11), (12), (15)를 조합하면 다음과 같은 유입되는 유량과 피스톤 변위 사이의 관계식이 도출될 수 있다.

$$Q_L = A_p S X_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} S P_L \tag{16}$$

여기서, $C_{tp} = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$ 이다.

실린더내에 유입된 유체에 의한 힘과 부하, 그리고 피스톤의 변위에 대한 관계식은 라플라스 영역에서 표현하면 다음과 같다.

$$F_g = A_P P_L = M_t S^2 X_P + B_P S X_P + K X_P + F_L \tag{17}$$

결국 위의 식 (10)과 (16), (17)식을 조합하여 정리하면 식 (18)과 같이 나타내어 진다.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2}\left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S\right) F_L}{\frac{S^3}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}\right) S + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \tag{18}$$

여기서, 고유진동수 $\omega_h$는 $\sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}}$ (rad/sec)로 정의되며, 유압 댐핑비 $\delta_h$는 $\frac{K_{ce}}{A_p}\sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_P}{4A_p}\sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$ (무차원)로 정의된다. 밸브-피스톤의 조합이 동력출력 기구라면, 스프링 부하는 무시되고, $\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2}$은 대개 1보다 매우 작다. 이러한 조건에서 식 (18)은 아래 식 (19)로 표현할 수 있다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2}\left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S\right) F_L}{S\left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S + 1\right)} \tag{19}$$

식 (18)에 포함된 상수 가운데 $M_t$, $V_t$는 설계사양으로부터 구하였고, $K_c$와 $K_q$는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_d = const}$, $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L = const}$ 의 의미를 가지고 있으므로 본 시스템의 정상상태 특성실험으로 구하였으며, 그리고 $C_{ip}$와 $C_{ep}$는 $K_c$에 비하여 매우 작으므로 무시하였다. $A_P$는 유압장치 제

험으로 구하였으며, 그리고 $C_{ip}$와 $C_{ep}$는 $K_c$에 비하여 매우 작으므로 무시하였다. $A_P$는 유압장치 제작사로 부터 제시된 값을 사용하였다. $\beta_e$는 석유계 작동유에 대하여 일반적으로 알려져 있는 값을 사용하였고, $F_L$은 실린더 출력 단에서의 부하로 작용하는 질량과 발생할 수 있는 가속도를 생각하여 1N으로 설정하였다. 이들 상수 값들은 Table. 2에 나타내었다.

Table. 2 Physical parameters and their values of the hydraulic control system

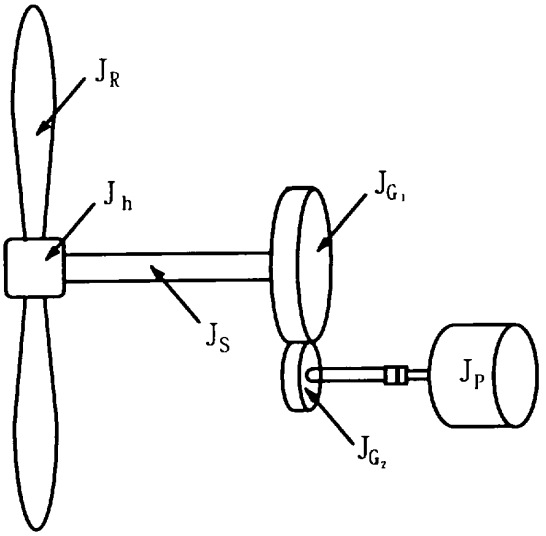
| Symbol | Value | |
|---|---|---|
| $A_p$ | 4.25 | [$cm^2$] |
| $M_t$ | 7.97 | [kg] |
| $V_t$ | 35.03 | [$cm^3$] |
| $B_p$ | 0.10 | [N-cm-s] |
| $K_{ce}$ | 0.08 | [($cm^3$/s)/($N/cm^2$)] |
| $K_q$ | 16.60 | [($cm^3$/s)/V] |
| $\beta_e$ | $1.4\times10^4$ | [$kg/cm^2$] |
| $F_L$ | 1.00 | [N] |

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

위의 계수들을 이용해서 식 (18)에서 정의한 $\omega_h$와 $\delta_h$를 구하면 60.19[rad/s]와 1.06이다.

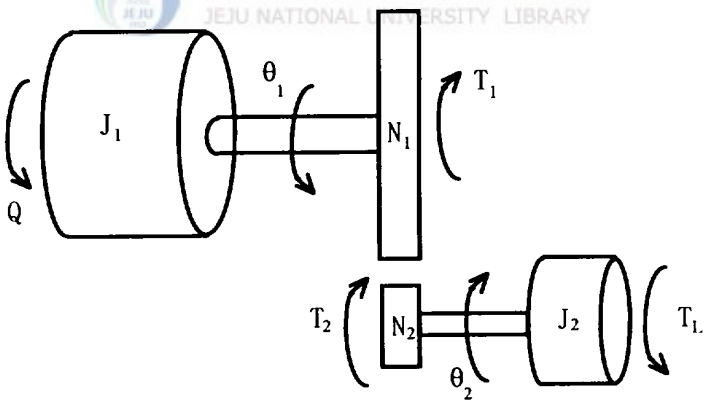
## 3. 시스템의 운동 방정식

입력변수에 대한 풍력발전 시스템의 출력에 관한 운동 방정식을 도출하기 위해 앞장의 구성 요소별 모델을 기초로 하여 시스템 전체의 모델을 구하겠다.




(a) Physical diagram

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY




(b) Approximate diagram

Fig. 5 Design of wind generator system

Fig. 5(a)는 풍력발전 시스템의 도안이다. 이들중 회전익은 하나의 외팔보로 간주하여 시스템의 간략화한 도안을 Fig. 5(b)와 같이 나타내었다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 회전중심은 모두 동일한 선상에 있으므로 이들의 관성모멘트들의 합은 $J_1$으로 나타낼 수 있다. 종동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은 위와 마찬가지로 $J_2$로 나타내었다. 단 증속된 기어축의 관성 모멘트는 종동부 기어의 관성모멘트와 발전기의 관성모멘트에 비해 매우 작으므로 무시하였다.

각 기어열의 운동 방정식은 식 (20)과 식 (21)로 나타낼 수 있다.

$$J_1\ddot{\theta_1} + T_1 = Q \tag{20}$$

$$J_2\ddot{\theta_2} + T_L = T_2 \tag{21}$$

주동·종동 기어의 행한 일은 같고, 이송된 회전길이는 같기 때문에 식 (20), (21)은 식 (22)와 같이 나타낼 수 있다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$$J_{eq}\ddot{\theta_2} + (K)^2 T_L = KQ \tag{22}$$

여기서 $J_{eq}$는 $J_1 + \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 J_2$ 이다.

풍속과 피치각이 변하면 회전익에서 발생되는 토오크가 변하고, 이에 따라 발전기 부하와 발전기의 회전수도 변하므로 본 연구에서 입력변수인 풍속에 따른 발전기 부분의 각속도 $\dot{\theta_2}$를 구하기 위해서 식 (22)를 수치해석의 방법을 이용해 반복적인 계산하였다.

식 (22)에 사용된 물성치들은 풍력발전 시스템 설계시 설계사양을 기준으로 정하였다. 이들의 물성치들은 Table. 4에 나타내었다.

Table. 4 Physical parameters and their values of the wind generator system

| Symbol | Value | |
|---|---|---|
| $J_R$ | 0.00284 | [kg.m$^2$] |
| $J_S$ | 0.000407 | [kg.m$^2$] |
| $J_h$ | 0.2 | [kg.m$^2$] |
| $J_{G1}$ | 0.004235 | [kg.m$^2$] |
| $J_{G2}$ | 0.0000043 | [kg.m$^2$] |
| $J_P$ | 0.4 | [kg.m$^2$] |
| $J_1$ | 0.007282 | [kg.m$^2$] |
| $J_2$ | 0.4000043 | [kg.m$^2$] |
| $J_{eq}$ | 14.96 | [kg.m$^2$] |
| K | 6 | |
| $N_1$ | 72 | |
| $N_2$ | 12 | |

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# Ⅲ. 제어 알고리즘 및 제어기 설계

## 1. 제어 알고리즘

시스템은 정격풍속($V_s$)이 10m/s 일 때 570rpm의 정격회전수를 나타낸다. Fig. 6은 풍력발전 시스템의 피치제어 작동모두를 나타낸다.

Ⅱ장에서 유도한 시스템의 운동방정식을 이용하여 풍력발전 시스템의 일정회전수 제어를 하기 위한 프로그램의 순서도를 Fig. 7에 나타내었다. 본 순서도에서 주어지는 변수치는 시간에 따른 풍속이다. 이 변수치를 사용하여 Fig. 7에 나타낸 순서대로 계산을 수행하면 발전기 축의 회전 속도 $\Omega_{i-1}$가 주어지고, $\Omega_i$와의 차이가 계산될 것이다. 그 차이가 허용오차 내에 있으면 피치제어를 수행하지 않으며, 이때 피치각은 최적의 각도에 있게 되고, 그 차이가 허용오차를 넘어서면 회전속도의 차이와 비례하게 피치각을 변경시킨다. 그리고, 변경된 피치각에서의 회전수를 측정해서 정격회전수와의 오차가 허용오차 미만이 될 때까지 위의 과정을 되풀이 한다. 본 연구에서 허용오차 ε을 30rpm으로 정한다.

제주대학교 중앙도서관

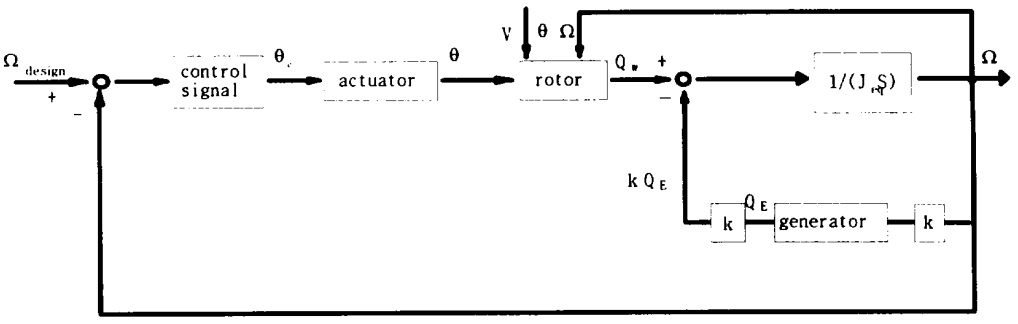



Fig. 6 Operating modes of pitch control system

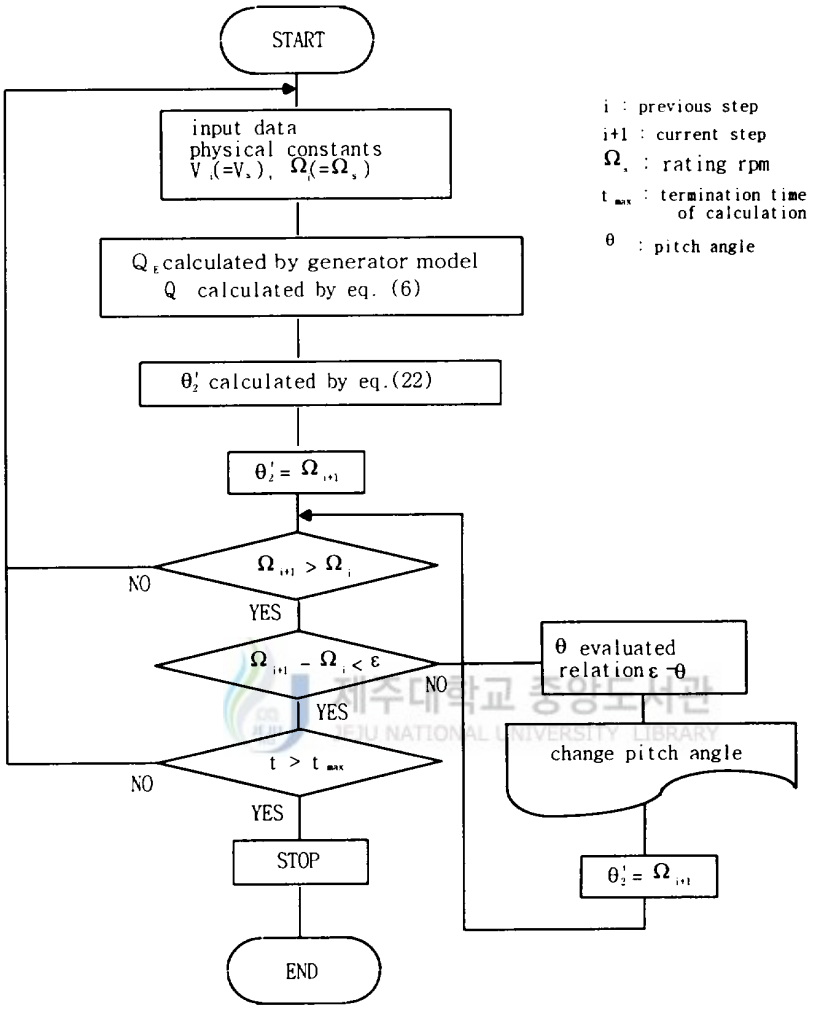



Fig. 7 Folw chart for rpm control of wind generator system

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

## 2. 제어기설계

제어기 설계는 시스템의 입력부에 불안정한 입력이 가해졌을 지라도 시스템이 원하는 목적의 출력을 낼 수 있도록 하기 위하여 필요하다. 전체적인 제어는 제어알고리즘에서와 같이 정격 회전수을 기준으로 하여 수행하는데, 일단 회전수의 오차에 따른 유압 제어기의 입력 부분인 실린더의 변위가 주어지면 제어기는 그 변위를 따라가도록 작동하게 된다. 이때 제어기가 주어진 입력에 얼마나 잘 동작하고 있는지 확인을 해야 할 것이다. 그러므로 유압제어기의 성능을 개선하고자 유압제어기 자체에 대한 제어기 설계를 하고자 한다. 본 연구에서는 PI, PID 제어를 설계한다.

Fig. 8은 유압시스템의 블록선도로서 제어기 설계를 하기 이전에 유압제어기의 동특성을 살펴볼 수 있다. 입력은 솔레노이드 밸브에 인가해 주고자 하는 입력전압과, 실린더 출력측에 작용하는 외란에 의한 힘이다. 출력은 실제로 움직인 실린더의 변위로서 $V_d$는 입력전압이고, $G_3(S)$는 식 (19)의 분모부분이다. $F_L$은 식 (17)에서와 같이 피스톤 출구에서의 외란에 의한 힘이고,

$N(S) = -\frac{K_{ce}}{A_p^2}\left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S\right)$ 이라 놓는다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 8에서 외란에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (23)과 같고, 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (24)와 같다.

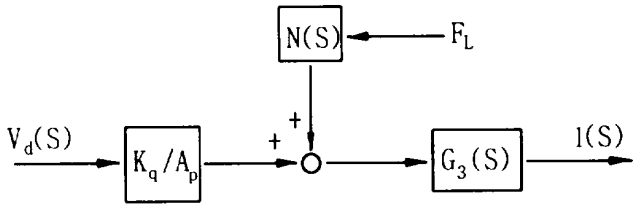
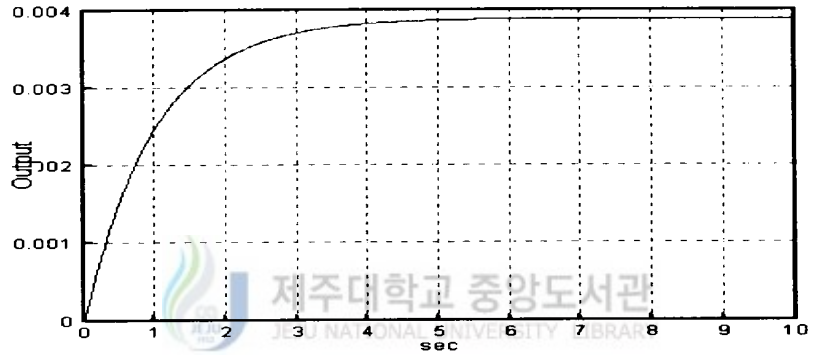



Fig. 8 Block diagam of hydraulic unit

$$\frac{I(S)}{N(S)} = \frac{16.25}{S^3 + 111.8\ S^2 + 4081.93S + 14992.94} \tag{23}$$

$$\frac{I(S)}{V_d(S)} = \frac{14992.94}{S^3 + 111.8\ S^2 + 4081.93S + 14992.94} \tag{24}$$

Fig. 9와 Fig. 10은 각 입력에 대한 단위 계단 응답으로 시스템의 특성을 파악할 수 있다. 외란에 의한 단위 계단응답은 기준입력에서의 정상상태 응답의 0.39%에 미치고 있으며 기준입력에 대한 단위계단응답의 상승시간은 약 0.7초이다.



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 9 Unit step response from disturbance under open loop control

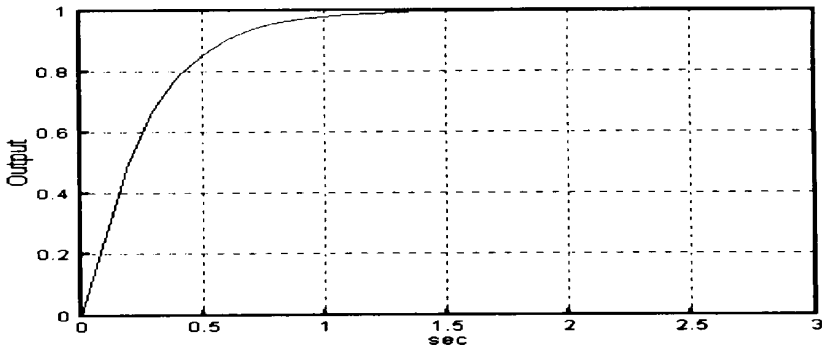
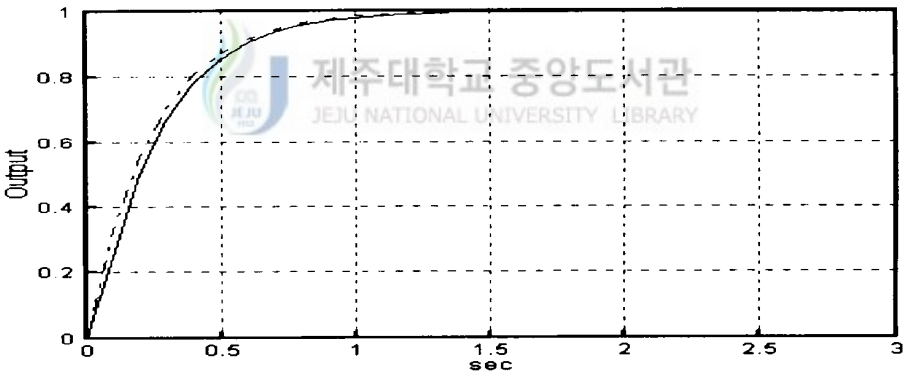



Fig. 10 Unit step response from reference input under open loop control

식 (24)에 표현된 것과 같이 기준입력에 대한 개루프 전달함수의 특성 방정식은 3차이다. 제어기를 설계하는데서는 2차 시스템에서 설계하는 것이 훨씬 간편하므로 식 (24)로 표현된 전달함수를 주요극의 개념을 도입해서 2차시스템으로 만들어야 한다. 식 (24)의 분모를 인수분해 하면 $-4.05 \pm 63.526j$ 의 주요 극과 -3.7의 극점이 첨가된 것임을 확인할 수 있다. 시스템의 안정을 위하여 -3.7의 극점을 소거하면 식 (25)와 같은 전달함수로 근사화 시킬수 있다. Fig. 11은 실제 시스템과 근사화하여 표현한 시스템의 단위계단응답을 보여주고 있다. 실선은 실제 시스템의 단위계단응답이고, 점선은 근사화한 단위계단응답이다. 두 응답의 오차범위는 5%미만이므로 2차 시스템으로의 근사화는 타당하다.

$$\frac{l(S)}{l_d(S)} = \frac{4052.1}{S^2 + 8.1\,S + 4052.1} \tag{25}$$



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 11 Comparison between unit step response of original system and unit step response of approximate system

## 2.1 PI 제어기

PI 제어기를 사용하였을 경우 유압부분의 블록 선도를 도시하면 Fig. 12와 같이 나타낼 수 있다. $G_c(S)$는 PI 제어기의 전달함수이고, 그외 각요소는 Fig. 8에서와 동일하다.

Fig. 12에서 외란에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (26)과 같고, 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (27)과 같다.

$$\frac{l(S)}{N(S)} = \frac{1102.91S}{S^3 + 8.0954KS^2 + 4052.1KS + 4052.1\,K_i} \tag{26}$$

$$\frac{l(S)}{l_d(S)} = \frac{3.673 \times 1102.91(KS + K_i)}{S^3 + 8.0954KS^2 + 4052.1KS + 4052.1\,K_i} \tag{27}$$

구체적인 제어기 이득을 결정하기 위하여 각 입력에 대한 계단 응답의 조건을 준다. 외란과 기준입력에 의한 단위 계단응답 조건은 상승시간, 정착시간 그리고 최대 오버슈트가 모두 작아야 한다. 본 연구에서는 외란에 의한 단위계단응답조건을 $t_r$<=0.1, $t_s$<=1, $M_p$<0.1으로 하고 기준 입력에 의한 단위계단 응답의 조건을 $t_r$<=0.2, $t_s$<=2, $M_p$<0.2로 하였다. 게인조정을 한 결과 K=0.00834, $K_i$=0.0052로 정

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

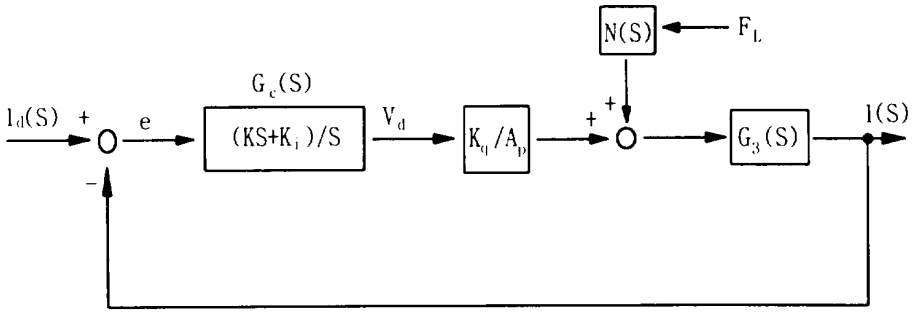
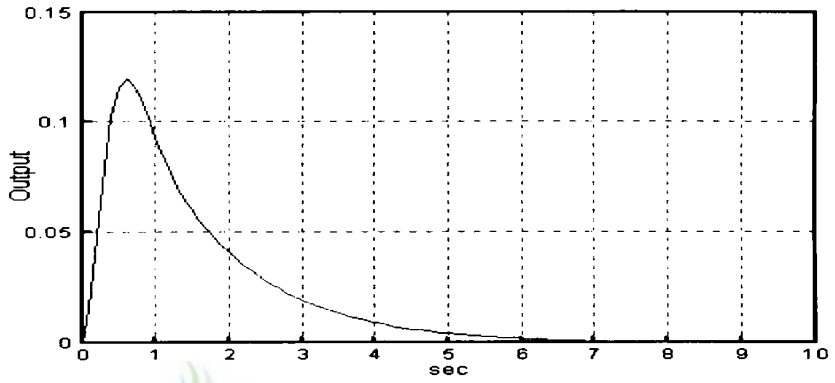



Fig. 12 Block diagam of hydraulic unit with PI controller

할 수 있었다. Fig. 13은 위 게인들을 사용한 제어기의 유압시스템에 계단형태의 외란이 작용했을 때의 응답을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 최대피크치는 제어를 하지 않았을 때보다 증가하나 5초 이후에 외란에 의한 영향은 사라지는 것을 알 수 있다. Fig. 14는 동일한 게인들을 사용한 제어기의 유압시스템에 단위계단입력을 가했을 때의 응답을 보여주고 있다. 오버슈트의 양은 0.2정도이고, 정착시간은 약 1.5초이다.




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 13 Unit step response from disturbance of system with the PI controller

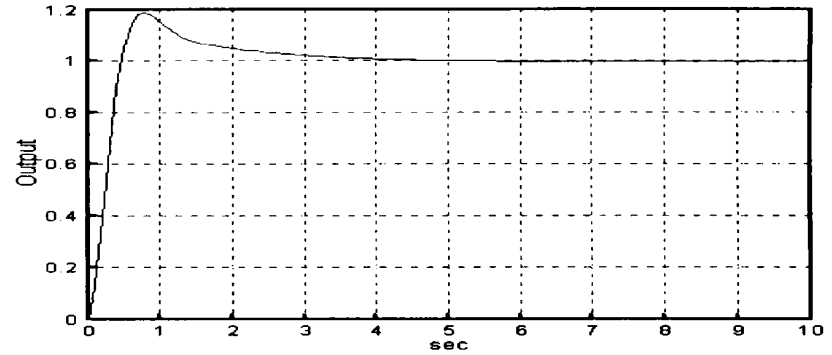



Fig. 14 Unit step response from reference input of system with the PI controller

## 2.2 PID 제어기

PID 제어기를 사용하였을 경우 유압부분의 블록 선도를 도시하면 Fig. 15과 같이 나타낼 수 있다. $G_c(S)$는 PID 제어기의 전달함수이다.

Fig. 15에서 외란에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (28)과 같고, 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식 (29)와 같다.

$$\frac{I(S)}{N(S)} = \frac{1102.91S}{S^3 + 1102.91(0.00734 + 3.673K_D)\,S^2 + 4052.1KS + 4052.1\,K_i} \tag{28}$$

$$\frac{I(S)}{I_d(S)} = \frac{3.673 \times 1102.91(\,K_D\,S^2 + KS + \,K_i)}{S^3 + 1102.91(3.673\,K_D + 0.00734)\,S^2 + 4052.1KS + 4052.1\,K_i} \tag{29}$$

식 (28)과 식 (29)에서도 PI 제어기 설계에서와 동일한 조건으로 게인 조정을 한 결과 $K_d$=0.0217, K=0.6577, 그리고 $K_i$=394.8800로 정할 수 있었다. Fig. 16은 위의 게인들을 사용한 제어기의 유압시스템에 계단형태의 외란이 작용하였을 때의 출력이다. 외란에 의한 출력은 최대 피크치가 0.0012이므로 PI제어기를 사용하였을 때와 비교하여 1%이내이다. 외란에 의한 응

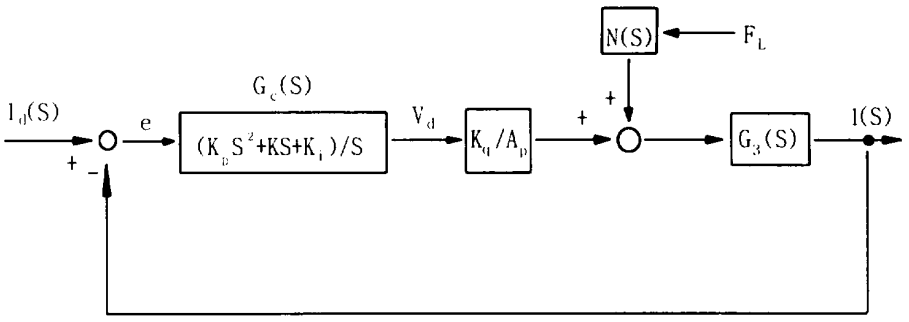
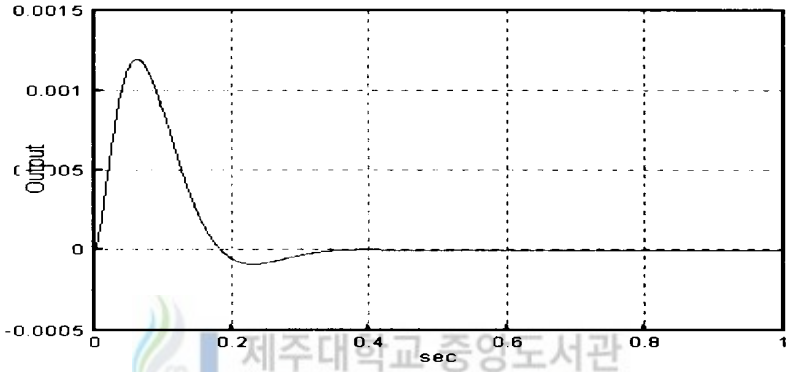



Fig. 15 Block diagam of hydraulic unit with PID Controller

답은 0.2초 이내에 소멸되고 있다. Fig. 17은 동일한 게인을 사용하였을 때 기준 입력에 대한 시스템의 응답을 나타내고 있다. 오버슈트량은 0.16정도이고, 정정 시간은 약 0.1초이다. 외란에 의한 응답은 정상상태의 응답의 약 1.2%밖에 미치지 못하여 이 영향은 무시하여도 된다. 이상에서 PI제어기를 사용하였을 때 보다 PID제어기를 사용하였을 때의 시스템의 출력이 더 향상되는 것을 살펴볼 수 있었다. 본 연구에서는 위에서 구한 PID 제어기를 사용해서 시뮬레이션에 적용한다.



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 16 Unit step response from disturbance of system with the PID controller

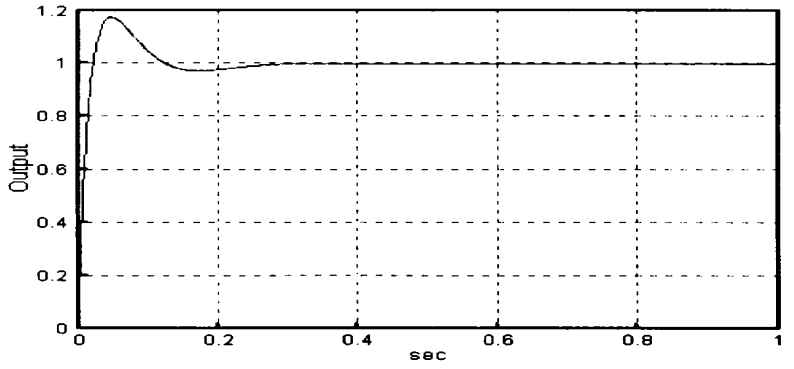



Fig. 17 Unit step response from reference input of system with the PID controller

앞에서 설정한 시스템 변수(parameter)의 변화와 예상치 못한 외란이 시스템에 작용하기 때문에 위에서 설계한 제어기를 부착한 시스템의 상대안정성을 살펴볼 필요가 있다. 시스템의 상대 안정도 판단은 보드선도를 사용하므로써 가능하다.

외란에 의한 시스템의 전달함수인 식 (28)에서 가장 변화가 심한 것이 풍속의 변화에 의해 발생하는 실린더 출력부분에서의 외란이므로 유압계통모델에서 가정한 외란 $F_L$에 대하여 시스템의 보드선도를 Fig. 18과 같이 그렸다. 이득여유는 $GM_{db}$ =89.27[db] 또는 선형값으로 GM=86.79이다. $F_L$을 1N으로 가정하였으로 86.79N까지의 외란이 작용하였을 때도 시스템은 안정하다. 그리고 위상여유는 89.09° 이다. 기준입력에 대한 시스템의 전달함수인 식 (29)에서 가장 큰 변화가 예상되는 부분이 입력전압 $V_d$ 이므로 이에 대한 시스템의 보드선도를 Fig 19과 같이 그렸다. 위상여유는 어느 순간에서도 양의 값을 취함으로 어떤 입력전압이 시스템에 인가되어도 시스템은 안정하다. 이 시스템의 위상여유는 435.5° 이다.

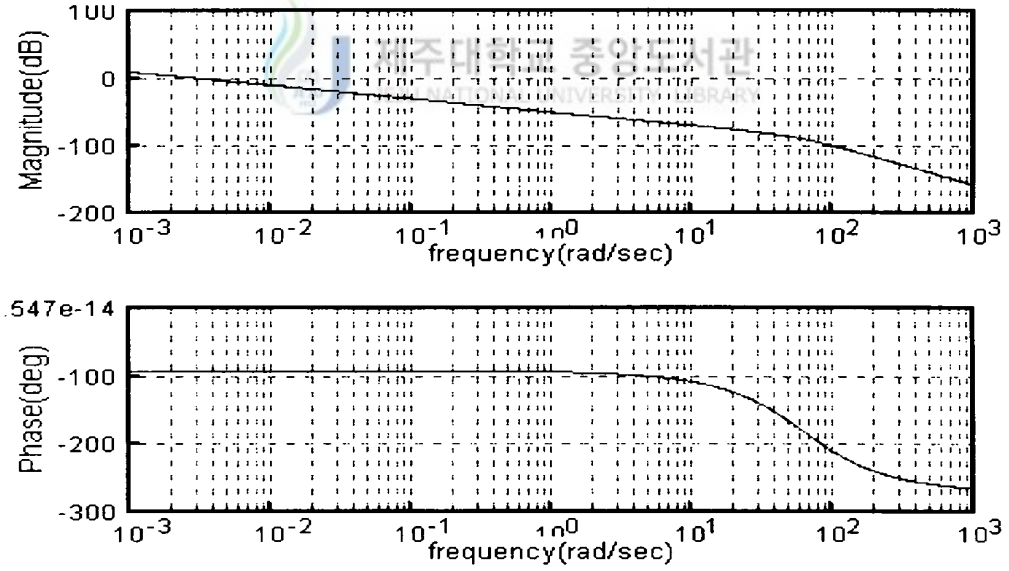



Fig. 18 Bode plot of system at $F_L$=1[N]

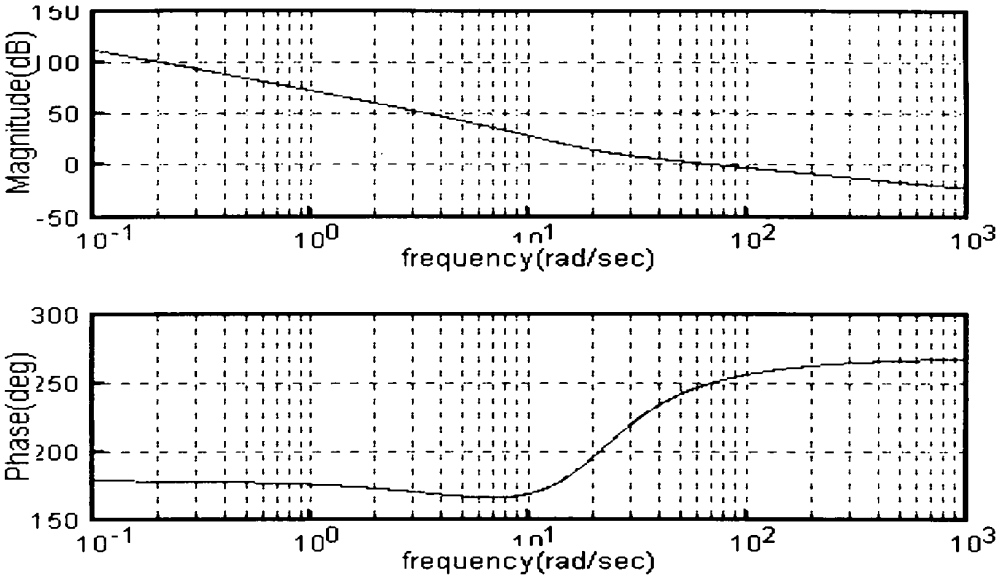



Fig. 19 Bode plot of system at $V_d$=1[V]

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# Ⅳ. 시뮬레이션 결과

## 1. 피치제어를 수행하지 않았을 때의 결과

Fig. 20에서 Fig. 24까지는 풍력발전 시스템의 운동특성을 파악하고자 회전익 피치제어를 수행하지 않는 상태에서의 시스템의 입력인 풍속을 계단형태, 정현파형태, 불안정한 형태로 가하였을 때의 각각의 출력을 나타내었다. Fig. 20에서는 앞에서 설정한 정격풍속을 계단입력의 형태로 시스템에 가했을 때의 출력이다. 10초 정도에서 정격출력인 570rpm에 이르는 것을 확인할 수 있다. Fig. 21에서는 20m/s의 풍속을 가하였을 때의 시스템의 출력으로 회전수가 800rpm까지 증가한다. Fig. 22는 시스템에 크기가 10~20m/s, 주파수가 1rad/s 성분의 정현파 입력을 가하였을 때의 출력을 나타낸다. Fig. 23은 Fig. 22와 동일한 크기와 주파수가 3rad/s 성분의 정현파 입력을 가하였을 때의 출력을 나타낸다. 동일한 크기에서 입력주파수만을 증가시켰을 때 정격회전수에 오른 이후 출력맥동의 주파수는 증가하고, 그 크기는 감소한다. Fig. 24는 변화가 심한 풍속을 예상하여 불안정한 입력을 가하였을 때의 시스템의 출력을 나타냈다. 풍속의 변화에 의해서 정격회전수에 오른 이후에서도 회전수가 심하게 변화한다. 이상에서 피치제어를 수행하지 않았을 때 풍력발전 시스템의 출력은 풍속에 따라 크게 좌우됨을 알 수 있다.

제주대학교 중앙도서관

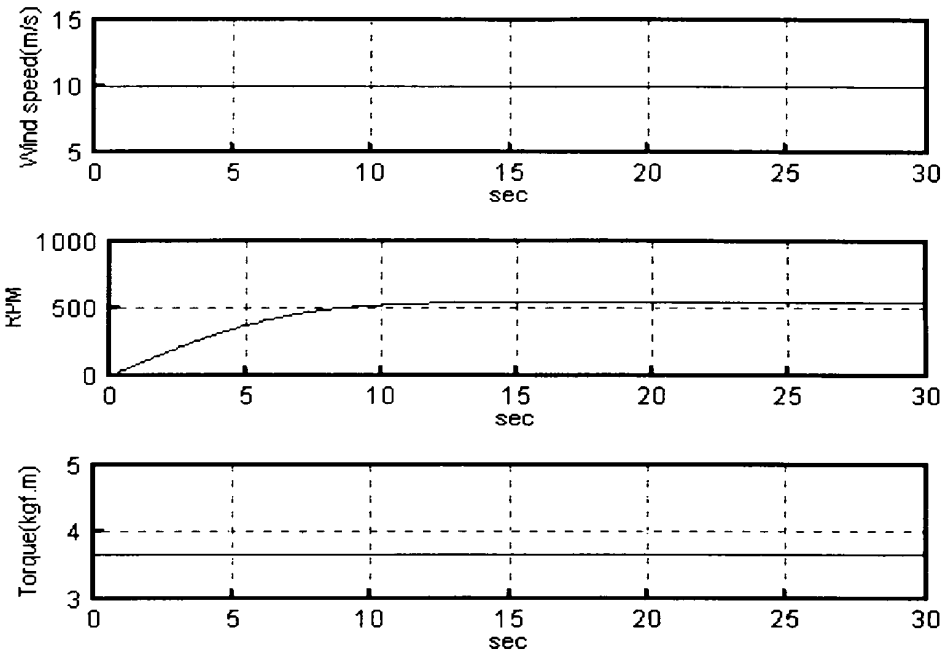
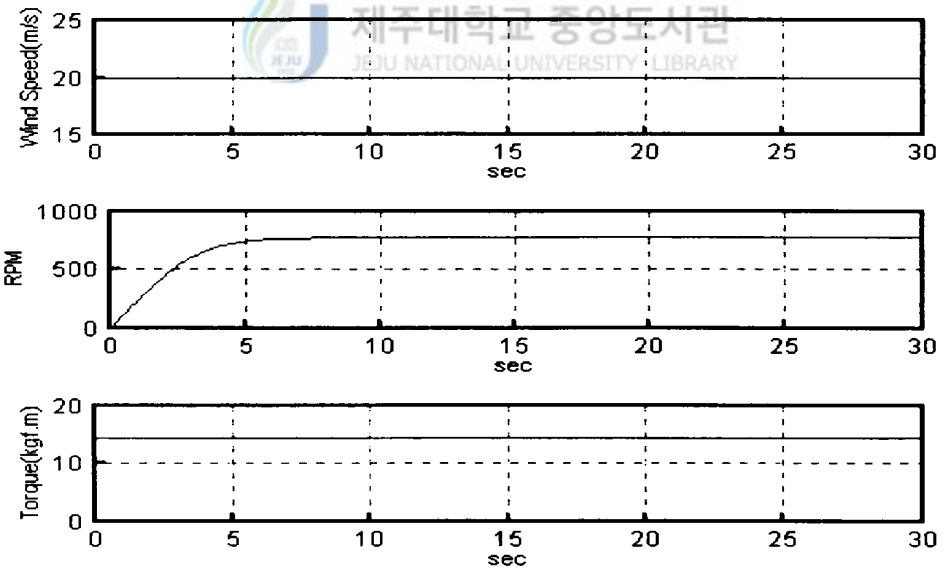



Fig. 20 System output without pitch control(wind speed:10[m/s])




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 21 System output without pitch control(wind speed:20[m/s])

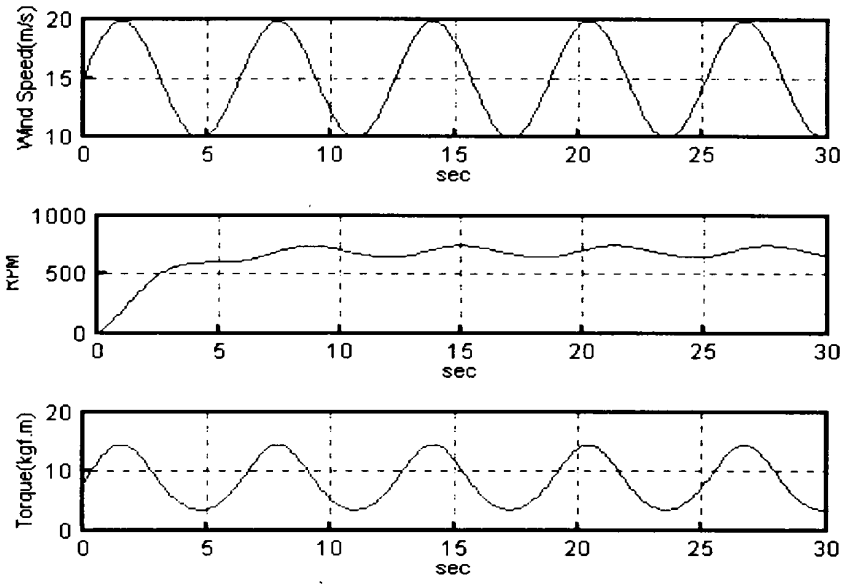



Fig. 22 System output without pitch control(wind speed:10~20[m/s])

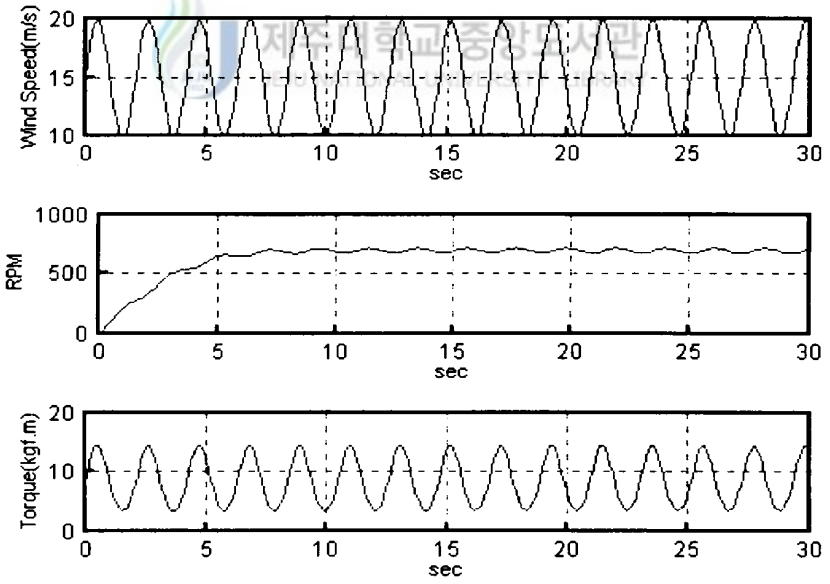



Fig. 23 System output without pitch control(wind speed:10~20[m/s])

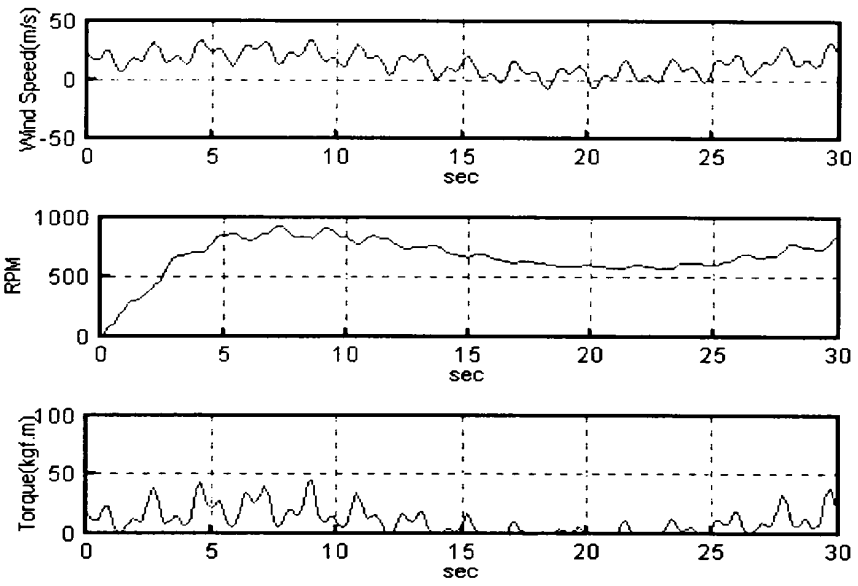



Fig. 24 System output without pitch control(wind speed:random)

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

## 2. 피치제어를 수행했을 때의 결과

Fig. 25에서 Fig. 29는 피치제어의 영향을 확인하고자 앞장에서 제안한 제어 알고리즘과 설계한 제어기를 기초로 하여 앞절과 동일한 형태의 풍속을 시스템에 인가하였다. Fig. 25에서는 정격풍속을 가하였으므로 피치각이 거의 변화하지 않고, 회전수는 570rpm에 이른다. Fig. 26은 정격풍속보다 더 큰 풍속을 인가하였으므로 정격회전수에 도달했을 때부터 시작하여 피치각이 9.5° 까지 변화하며 최종 회전수는 600rpm으로 일정하게 유지한다. Fig. 27은 시스템이 정격회전수에 이른 후부터 피치각이 정현파 풍속의 형태를 따라 변화하며, 토오크의 변화는 초기 때보다 줄어드는 것을 확인할 수가 있다. 시스템의 회전수 곡선은 약 550에서 590rpm사이에서 정현파 형태의 움직임을 나타낸다. Fig. 28은 Fig. 27에서와 동일한 형태의 출력을 보이고 있으며, 시스템이 정격 회전수에 도달한 후 회전수의 변화는 약 560에서 580rpm사이에 있으므로 Fig. 27에서 보다 변화하는 진폭이 작게 나타나고 있다. Fig. 29에서 피치각은 풍속의 거시적인 거동과 잘 일치하고 있으며, 미세한 거동에서도 변동성분이 있음을 알 수 있다. 입력후 5초에서 정격 회전수에 도달하고 있고, 더욱이 정격풍속 이상의 풍속에서도 시스템의 회전수는 610rpm이상은 증가하지 않는다. 20초 근방에서 정격풍속보다 낮은 풍속이 인가되므로 피치각은 초기의 5° 로 감소하고 있으며 이 경우 회전수는 정격회전수에 못 미치는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 25초 이후에 다시 정격풍속 이상의 풍속이 시스템에 인가 되므로 피치제어가 수행되고 있음을 보여주고 있다.

이상의 피치제어를 수행한 시뮬레이션 결과에서 정격풍속 이상의 풍속에서도 시스템의 출력은 허용오차 범위 이내에서 안정적으로 유지함을 알 수 있다. 이것은 피치제어의 가능성을 말해주고 있다.

제주대학교 중앙도서관

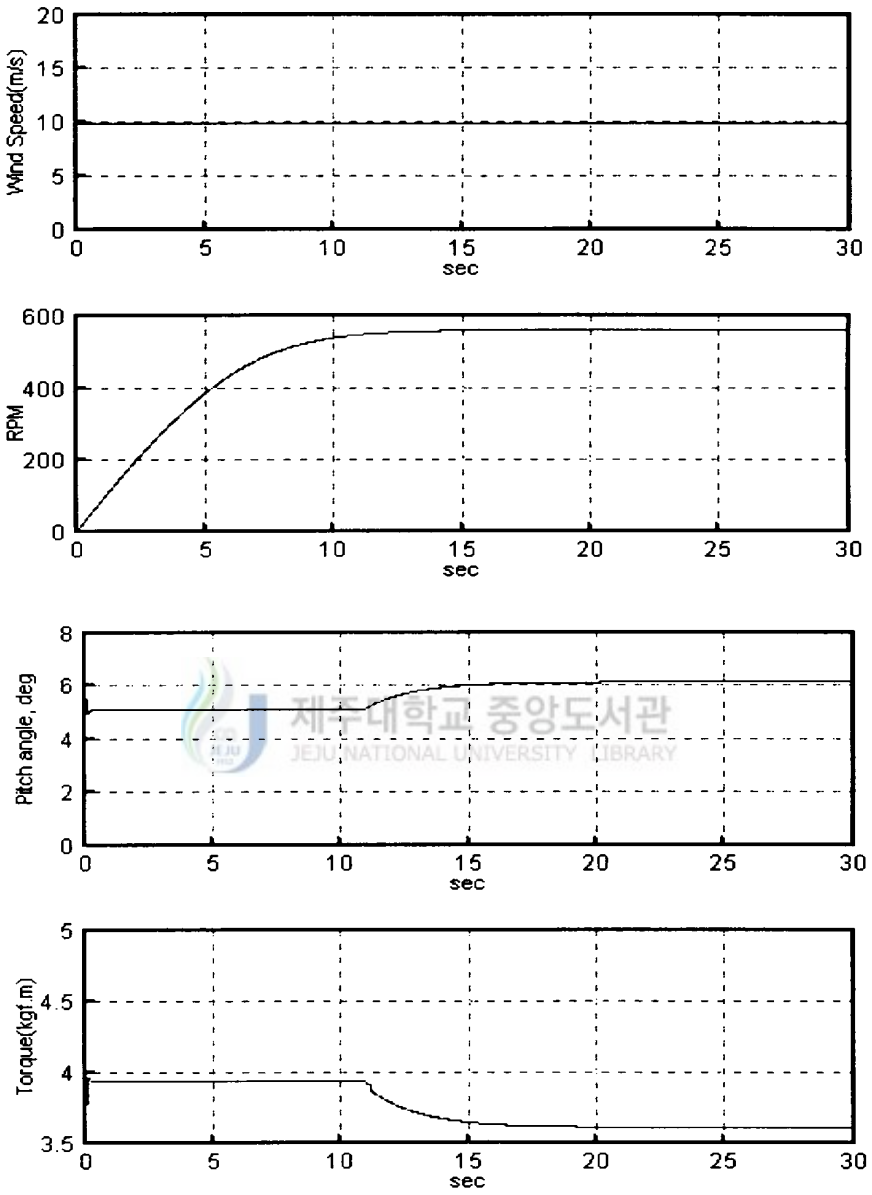



Fig. 25 System output with pitch control(wind speed:10[m/s])

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

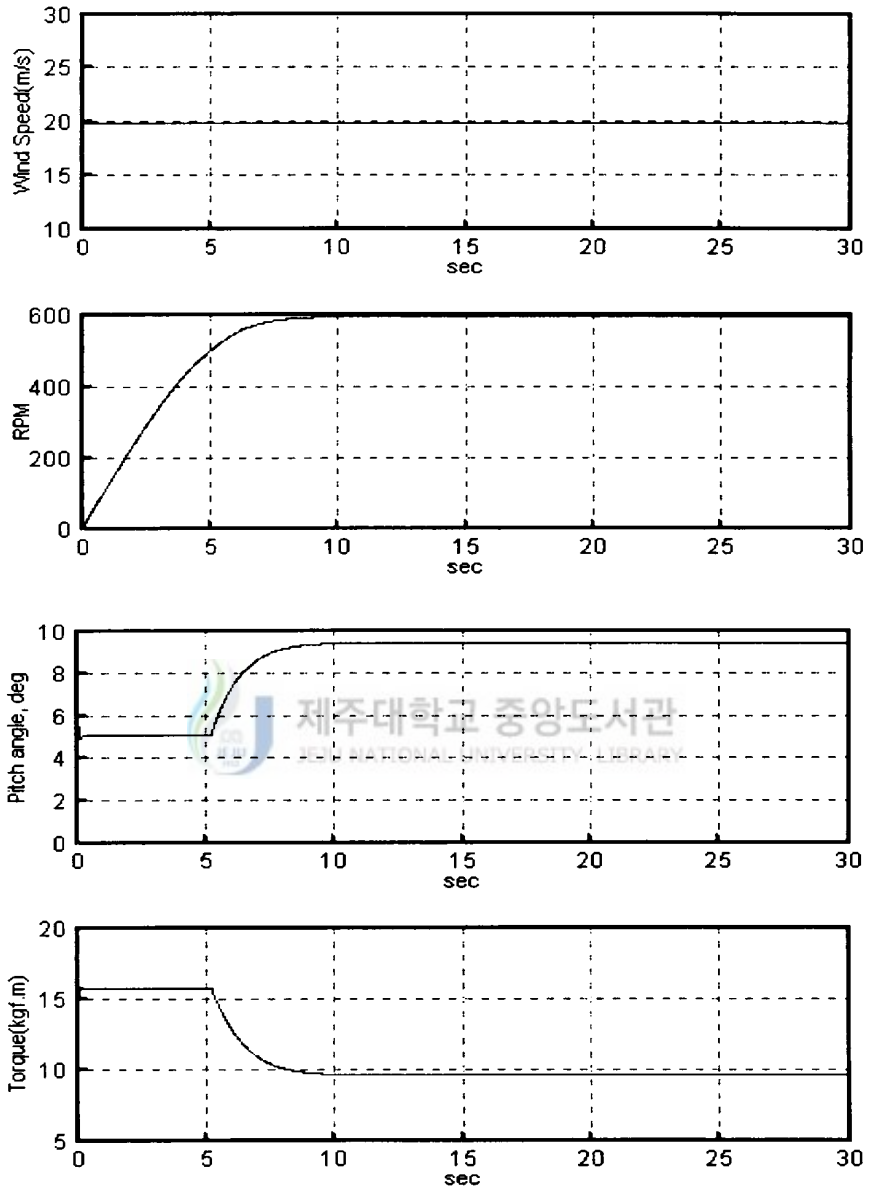



Fig. 26 System output with pitch control(wind speed:20[m/s])

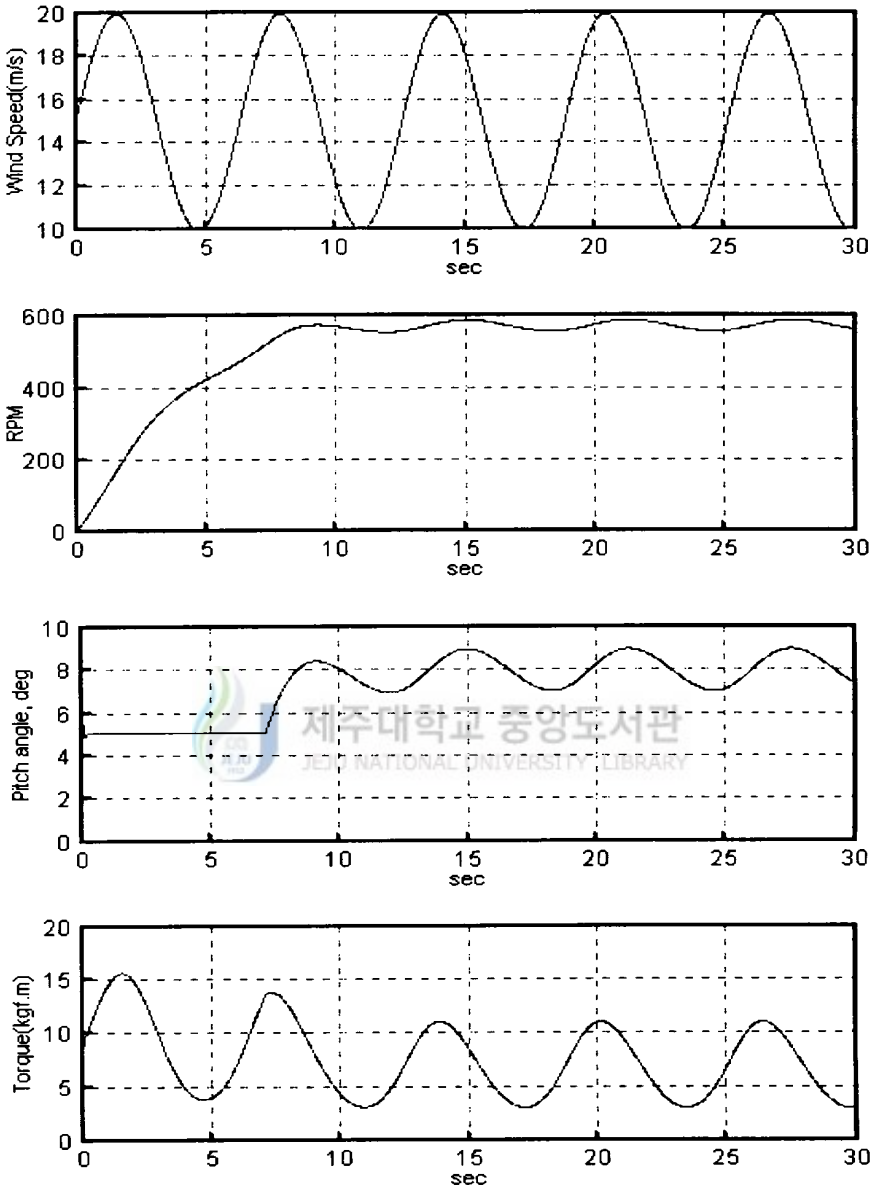



Fig. 27 System output with pitch control(wind speed:10→20[m/s])

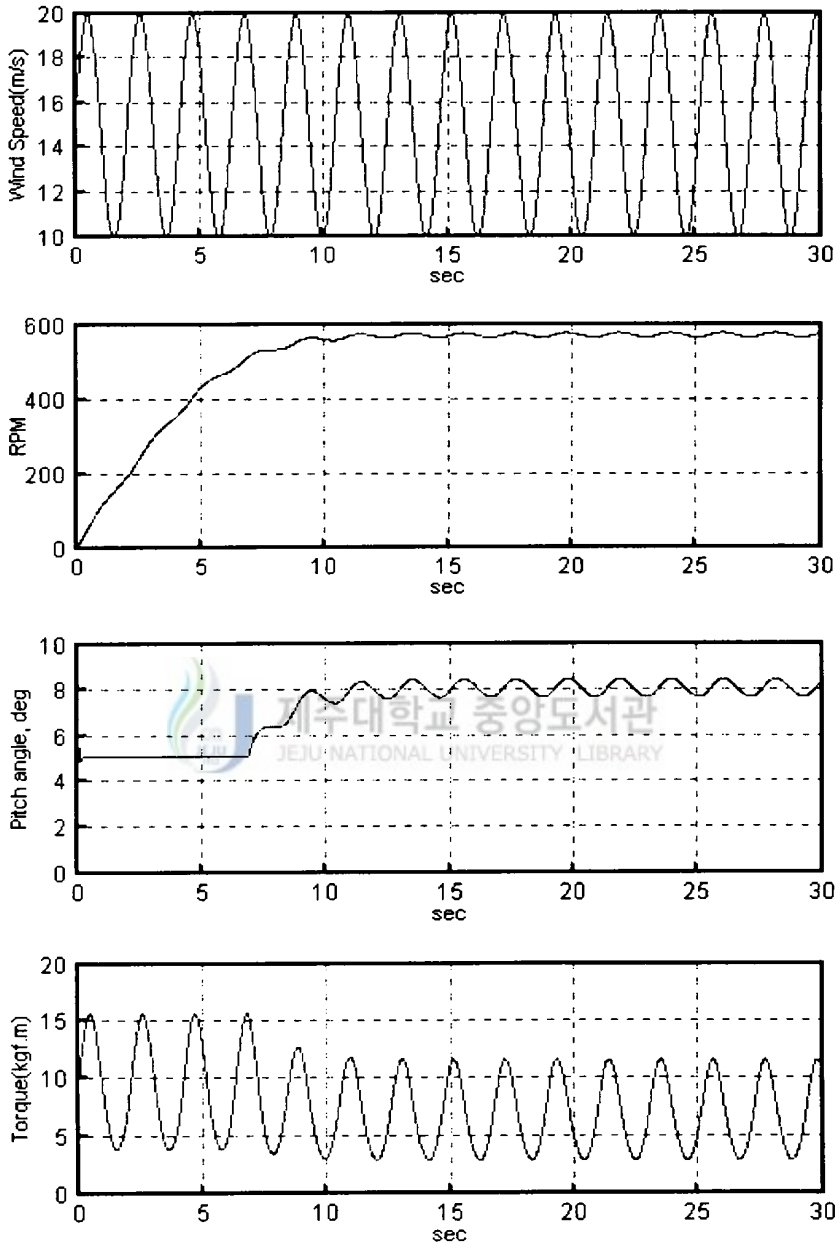



Fig. 28 System output with pitch control(wind speed:10→20[m/s])

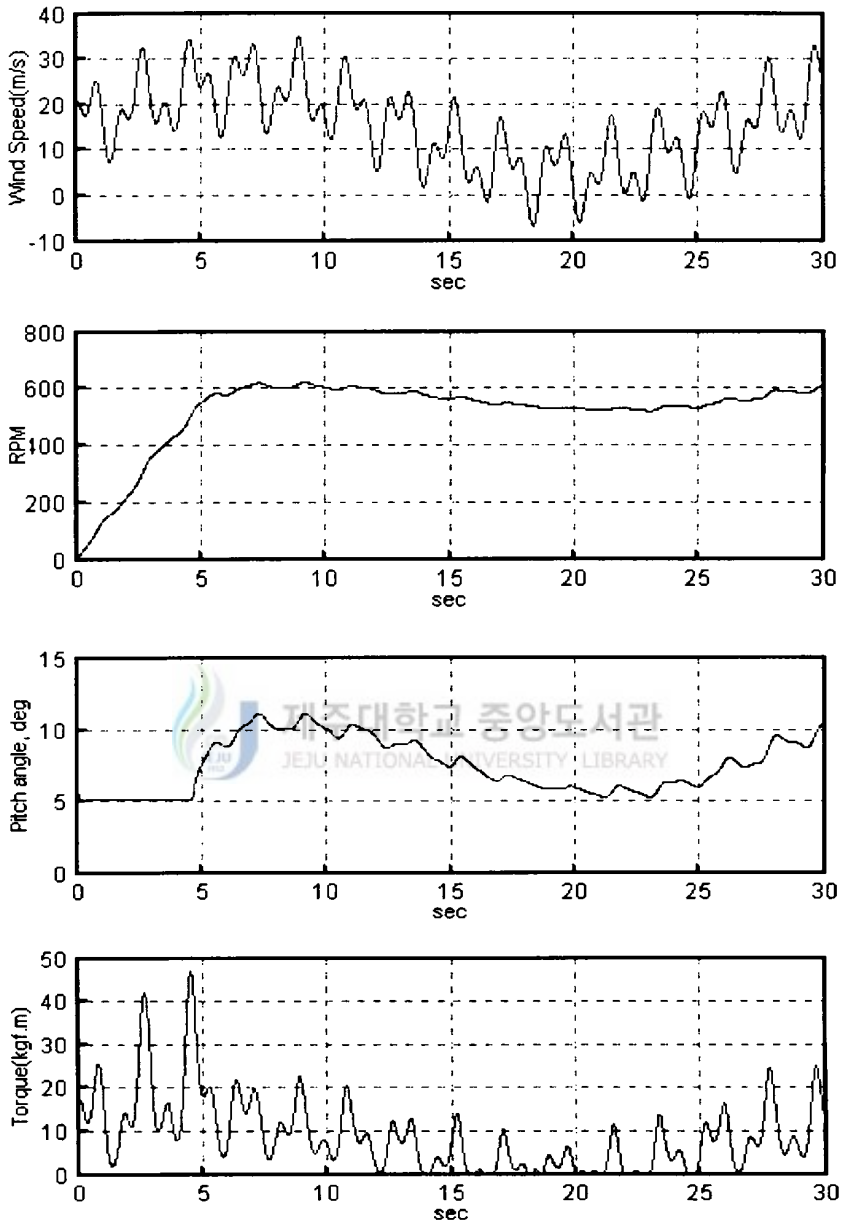



Fig. 29 System output with pitch control(wind speed:random)

# V. 실험 및 고찰

## 1. 실험장치 및 방법

본 실험을 위한 실험장치는 기계구조물부와 유압기기, 그리고 계측·제어부로 구성되며 실물 사진은 Photo. 1에 나타내었다. 이들중 기계구조물부인 풍력발전시스템은 Fig. 30과 같다. 그림에서 회전익(blade)은 바람에 비례하는 회전수를 가지고 회전을 하며, 증속기에서 타이밍 밸트에 의해 6배 증속이 된다. 그리고 증속된 회전수는 발전기의 입력부분으로 작용하게 된다.

허브(hub)부분은 웜기어 방식으로 구성되어 있어 피치로드경의 직선운동을 날개 스팬방향을 중심으로 한 날개 뿌리부분의 회전운동으로 바꾸어 주게 되어 있다. 이때 날개뿌리의 회전방향은 서로 반대방향이다. 증속기뒤에 주축의 진동을 방지하기 위하여 볼베어링을 사용하였다. 주축은 중공 축으로 되어 있으며 이 중공을 통하여 피치로드경이 움직일 수 있도록 되어 있다. 피치로드경과 주축이 상대 운동을 하므로 오일리스 베어링을 사용하였다. 피치로드경을 움직이게 하는 방식은 맨 뒤에 있는 복동식 유압실린더에 유압이 작동해 실린더 로드경을 밀어주는 방식이다. 유압실린더 앞에는 볼 베어링이 있는데 이 베어링을 기준으로 하여 앞부분은 피치로드경이 직선 운동과 회전 운동을 동시에 하고 뒷부분은 직선운동만 하게 되어 있다. 날개의 재질은 아크릴이며 주형제작을 하였다. 피치로드경의 재질은 써스이고 나머지 부분은 알루미늄이다.

Fig. 31은 피치각을 변화시키는 유압시스템의 회로도이다. 유압 탱크에 있는 오일은 모타-기어펌프에 의해 압축 된 후 체크밸브를 통해 흐르게 된다. 체크밸브는 유압이 역방향으로 흐르는 것을 방지해 주는 역할을 한다. 펌프를 통해 나온 유압은 압력이 일정치 않으므로 일정 압력 이상의 유압은 릴리프 밸브에 의해서 탱크로 귀환되고 압력의 맥동은 압력필터에서 여과된다. 압력필터을 거친 유압은 비례 전자 방향 제어밸브에 의해 일정 유량만큼 제어가 되어 복동

제주대학교 중앙도서관

식 실린더에 유압이 작동하게 한다. 이로서 유압실린더가 방향과 위치제어가 가능하게 된다. 여기서 비례 전자 방향 제어 밸브는 솔레노이드에 인가되는 전류의 양에 따라 거의 선형적으로 유량을 내어 보내게 된다. 시스템의 사용압력은 60 $kg_f/cm^2$이고, 펌프의 용량은 2.1L/MIN이다. Table. 6는 본 회로도에 사용된 유압부품을 나타낸다.

본 연구에서 바람을 불어주기 위한 풍동은 개회로 풍동이며 제원은 Table. 5와 같다.

Table. 5 Specification of wind tunnel

| Item | Specification |
|---|---|
| Type | Open type |
| Range of wind veolcity | 0.5~30 m/s |
| Test section | 400(D)×400(H)×1200(L) m/m |
| Distribution of wind velocity | Less then 1.0% at mean velocity |
| Contraction ratio | 7.0 |
| Motor Power | 10 HP |

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Intel 80586 PC로 풍차의 회전익을 외부에서 제어하고, 피치각을 인식하기 위해 피치로드경에 위치센서를 설치하였다. 회전수 측정을 위해 증속된 축 근처에 타코메타를 설치하였고, 풍향을 측정하기 위해 풍동 출구에 풍속계(anemometer)를 설치하였으며, 그리고 실린더 압력을 측정하기 위해 압력센서를 실린더에 부착하였다. 풍차와 PC는 인터페이스 카드(PCL-818)를 통하여 직렬통신을 하고 풍속계와 위치센서, 타코메타에서 읽어 들여오는 데이터 값과 솔레노이드 밸브의 방향제어 명령, 위치제어 명령을 교환한다. 풍차의 회전익 피치제어는 컴퓨터 내부에 디지털 데이터를 처리할 수 있는 인터페이스 카드를 사용하여 제어를 행하였다.

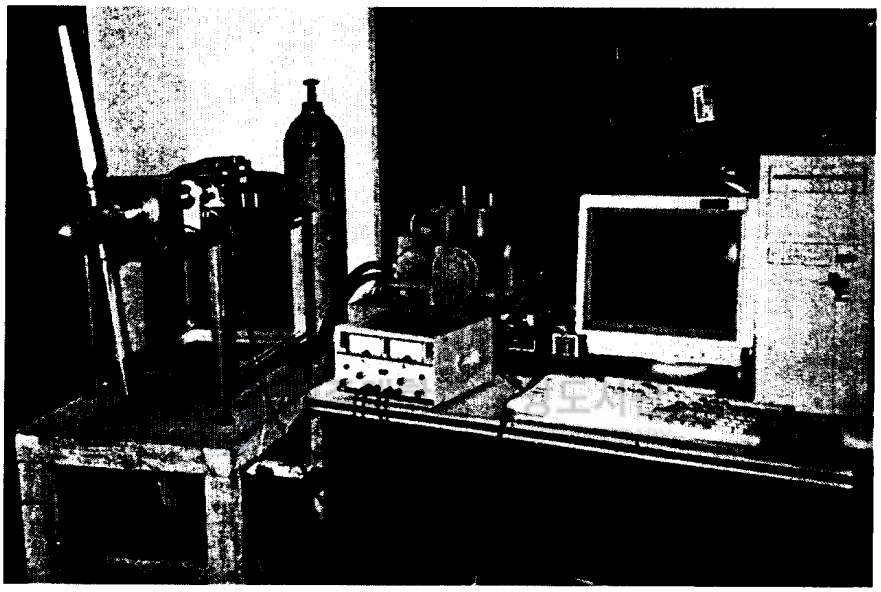
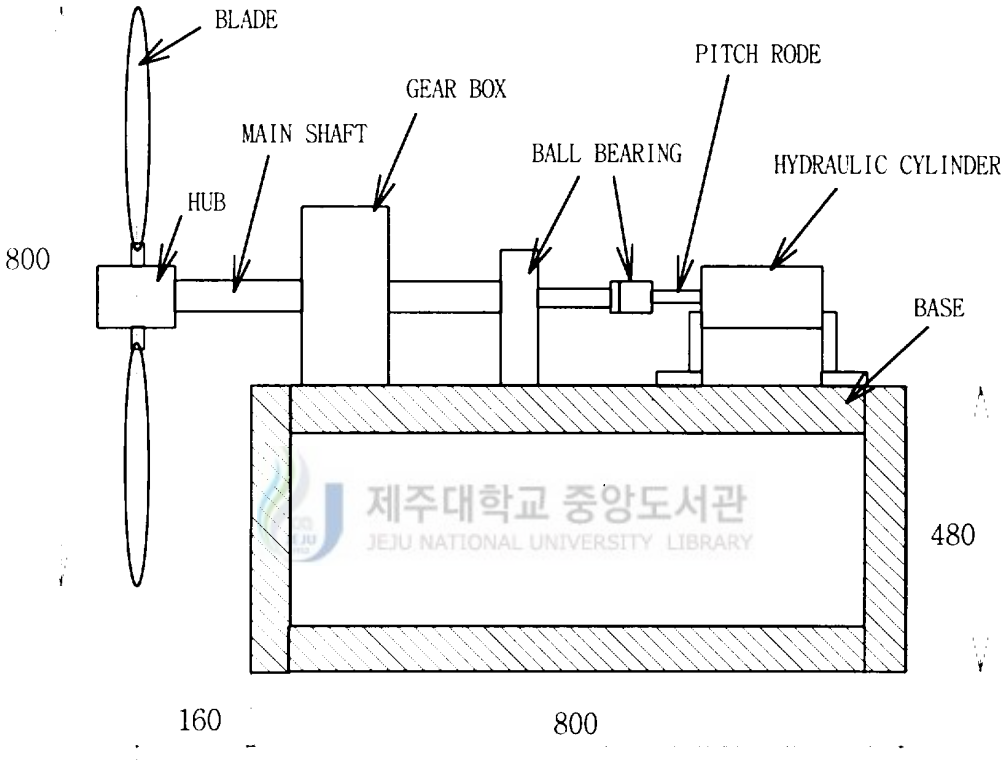
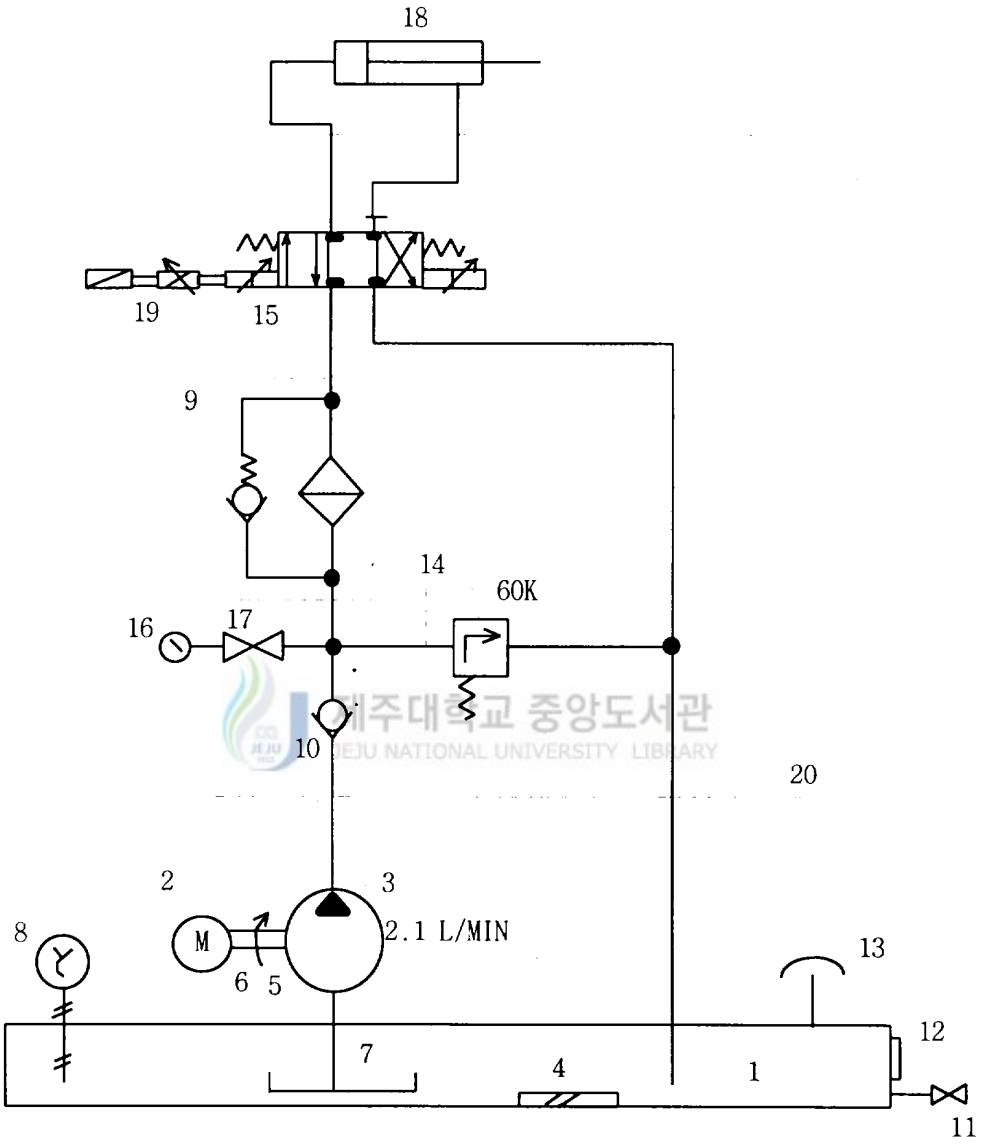


Photo. 1 Overall view of the experimental units




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 30 Configuration of wind turbine system




제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 31 Hydraulic circuit

Table 6. Principal part of hydraulic power units

| NO | PART NAME | STANDARD | REMARK |
|---|---|---|---|
| 1 | HYD' TANK | 60 L/T | |
| 2 | ELE' MOTOR | 1HP×4P×220V×1φ | HYUNDAI |
| 3 | HYD' PUMP | AP 100/1.2D | HIDROIRMA |
| 4 | MAGNET | DKS50 | K/J |
| 5 | COUPUNG | CR2035A | JUNGANG |
| 6 | BELL HOUSING | PTF 200 | K/J |
| 7 | SUCTION FILTER | 1/2B*150 | K.S |
| 8 | THERMOMETER | φ100×0°-100°C | K.S |
| 9 | PRESSURE FILTER | FMP037-DHI-A25NYB | MP |
| 10 | CHECK V/V | SH-04 | SHC |
| 11 | DRAIN V/V | 1/2B×10K | K.S |
| 12 | LEVEL GAGUE | SH-FL-223 | SHC |
| 13 | AIR BREATHER | SH-AB-1163 | SHC |
| 14 | RELIEF V/V | AM011 | ATOS |
| 15 | PROPORTIONAL V/V | VWS4D61 | WANDFLUH |
| 16 | PRESSURE GAGUE | φ63×100K | WIKA |
| 17 | GAGUE COCK | GCT-02 | YUKEN |
| 18 | HYD' CYLINDER | LB φ30×φ18×25ST | K/J |
| 19 | AMPLIFIER | E05152D20 | BOSCH |
| 20 | MANIFOLD | | K/J |

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

## 2. 실험결과 및 고찰

회전익 피치제어가 시스템의 출력에 어떠한 영향을 미치는가 분석하기 위하여 다양한 형태의 풍속을 입력으로하여 로터의 회전수를 측정하였다. 실험에서 사용된 풍력발전기의 정격풍속은 16m/s로 설정하였고, 이때의 정격풍속은 700rpm이다. 풍차의 회전익은 정격풍속 이하에서는 최적의 피치각 20° 를 유지하고, 정격풍속 이상에서는 정격회전수를 유지하고자 피치제어를 수행하도록 하였으며, 날개의 공회전을 위한 위치는 70° 로 선정하였다. Ⅲ장에서 제안한 제어 알고리즘의 유용성을 확인하고자 동일한 알고리즘으로 실시간 제어실험을 수행하였으며, 정격회전수와의 허용오차는 시뮬레이션에서와 같이 ±30 rpm이다.

피치제어의 영향을 확인하고자 Fig. 32와 Fig. 33에서는 정격풍속 이상의 풍속을 시스템에 인가하였다. Fig. 32는 풍속을 17m/s의 일정한 풍속을 인가했을 때의 시스템의 출력을 나타내고 있다. 피치각은 초기피치각 20° 에서 정격회전수를 유지하기 위해서 40° 까지 증가시키고 있다. 회전수는 처음에는 갑작스런 풍속의 변화에 의하여 900rpm까지 상승하나 시간이 흐를수록 허용오차 이내를 유지하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 33은 풍속을 20m/s의 일정한 풍속을 인가했을 때의 시스템의 출력을 나타내고 있다. 여기서의 피치각은 53° 까지 증가하고 있으며 회전수도 Fig. 32에서와 같이 허용오차 이내를 유지하고 있음을 알 수 있다. Fig. 34와 Fig. 35 는 변화하는 바람을 예상하여 풍속을 변화시켰다. Fig. 34는 처음에는 풍속이 20m/s를 유지하다가 정격풍속 16m/s까지 감소시키고, 다시 20m/s의 풍속을 인가하였다. 이때 피치각도 풍속에 따라서 변화하는 형태를 보이고 있으며 회전익의 회전수는 풍속의 급작스런 변화가 있는 지점만을 제외하고서는 허용오차 이내에 있음을 확인할 수 있다. Fig. 35는 Fig. 34와 반대 경향의 풍속을 인가하였을 때의 출력이다. 이때의 피치각의 변화도 풍속의 변화를 따라가는 것을 알수 있고, 회전수도 전 범위에 있어서 허용오차 이내를 유지하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 36은 풍속을 16m/s에서 20m/s로 점진적으로 증가시켰을 때의 시스템을 출력을 나타내고 있다. 피치각도 풍속의 변화에 따라 서서히 증가하고 있으며, 53° 까지 이르고 있음을 알 수 있다. 이때의

제주대학교 중앙도서관

회전수는 풍속을 서서히 증가시켰으므로 급작스런 증가는 발생하지 않으며 전 영역에 걸쳐 허용오차 이내에 있음을 확인할 수 있다.

이상에서 풍력발전 시스템에 다양한 형태의 풍속을 인가하여도 회전익의 회전수는 정격회전수를 유지하고 있음을 알 수 있다. 이는 실제 풍력발전 시스템에서도 회전익 피치제어를 통하여 회전수 제어가 가능함을 말해주고 있고, Ⅲ장에서 제안한 제어 알고리즘의 유용성을 뒷받침해주고 있다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

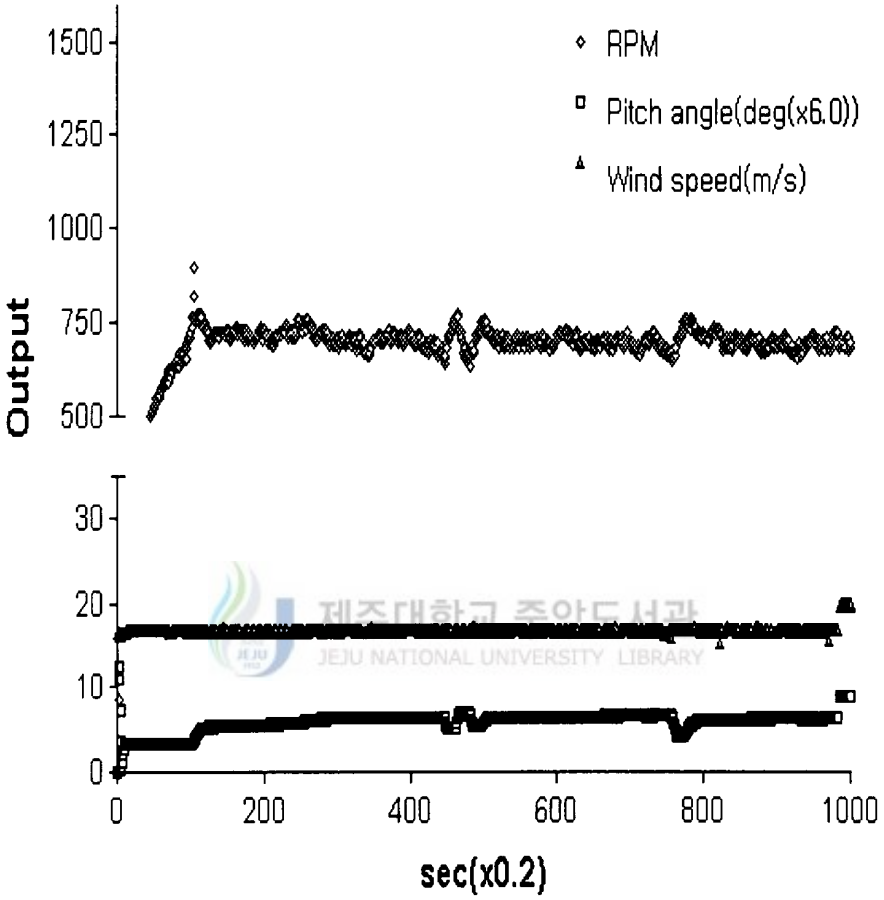



Fig. 32 System output with pitch control(wind speed:17[m/s])

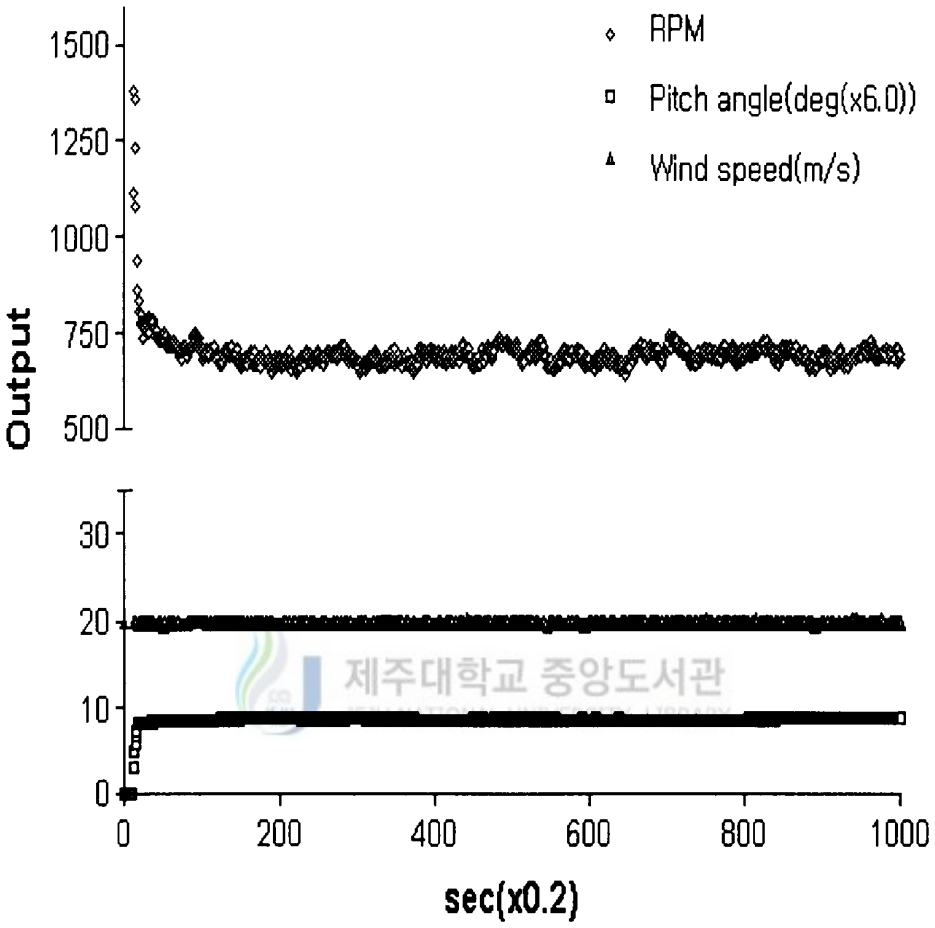



Fig. 33 System output with pitch control(wind speed:20[m/s])

제주대학교 중앙도서관

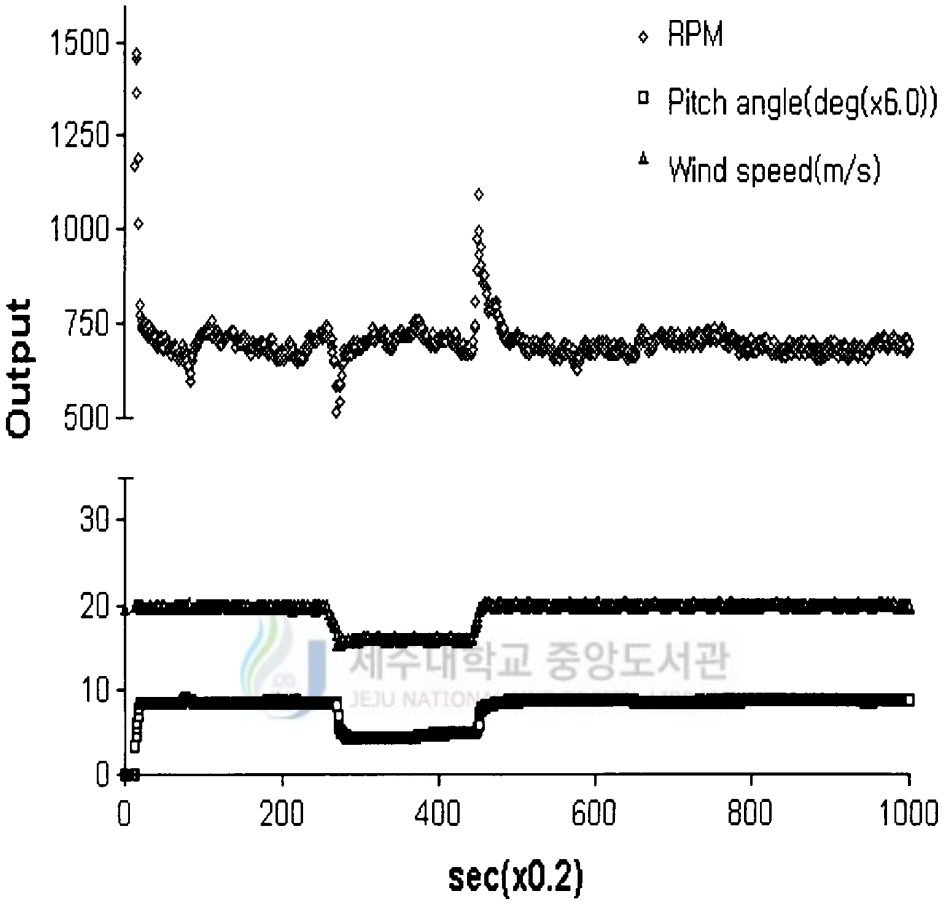



Fig. 34 System output with pitch control(wind speed:20→16→20[m/s])

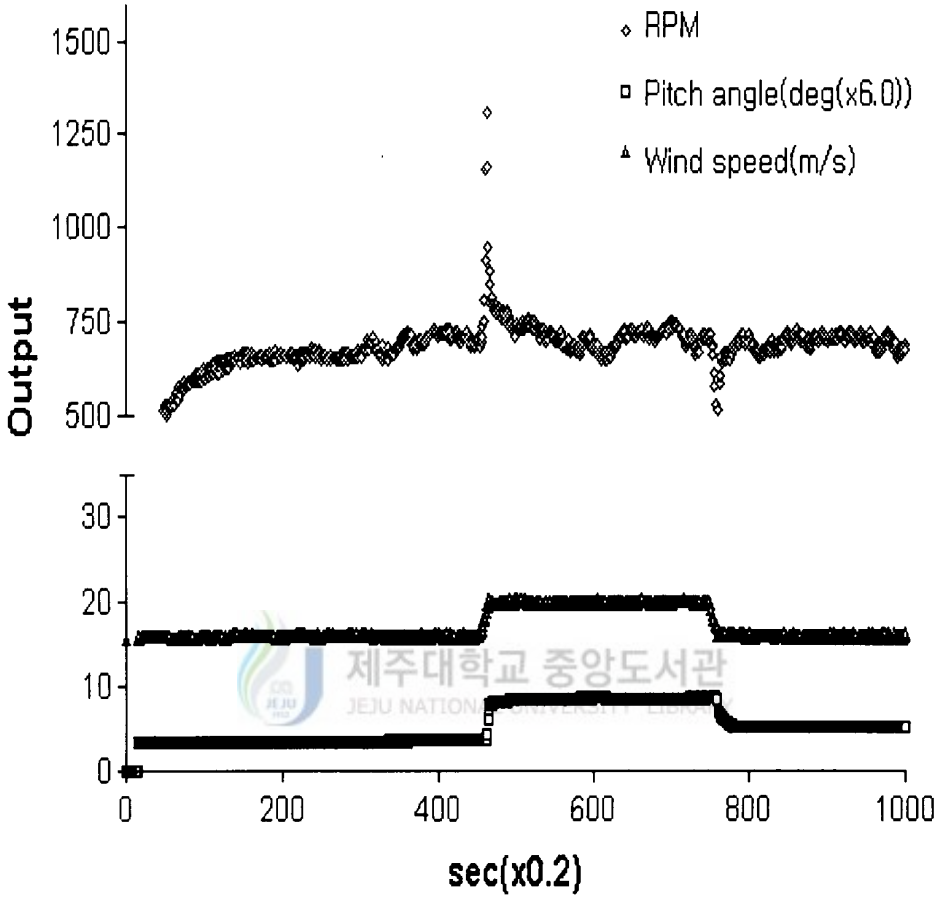



Fig. 35 System output with pitch control(wind speed:16→20→16[m/s])

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

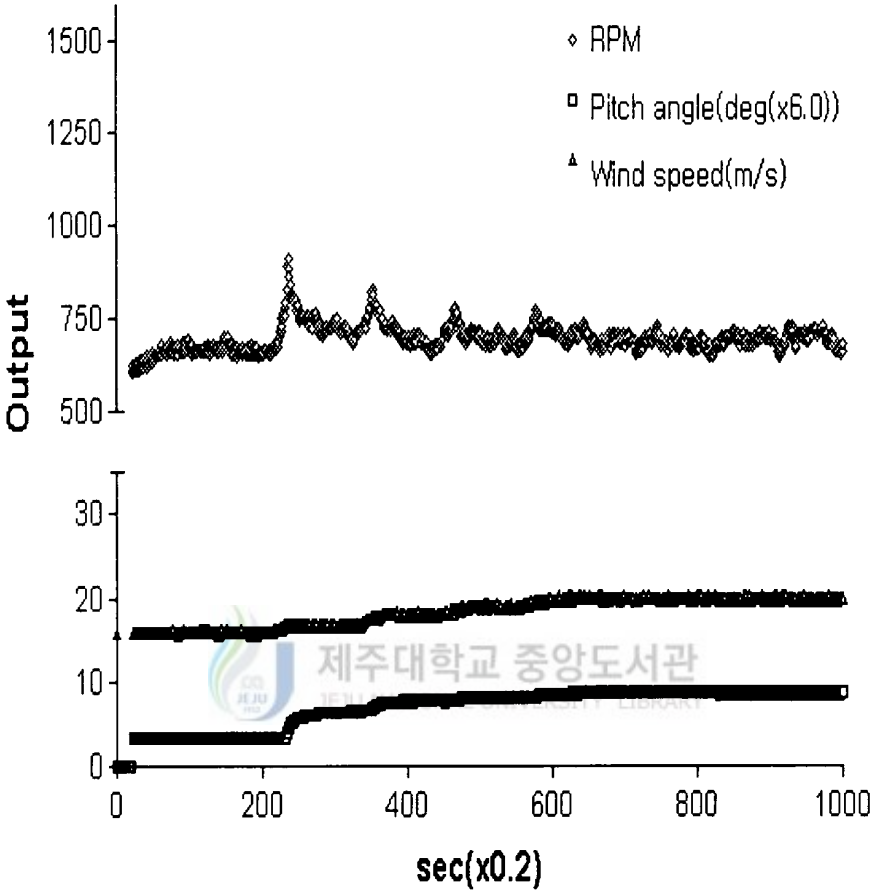



Fig. 36 System output with pitch control(wind speed:16→20[m/s])

# Ⅵ. 결 론

본 논문에서는 입력변수가 많은 풍력발전 시스템의 회전익 피치제어가 시스템의 출력에 미치는 영향을 예측하기 위하여 시스템을 구성하고 있는 각 구성요소별 모델을 기초로 하여 전체 시스템의 모델을 유도하였다. 그리고 시스템의 안정과 피치제어의 영향을 극대화시키기 위하여 적절한 제어 알고리즘을 제안하였고, 시뮬레이션을 통하여 피치제어의 가능성과 영향을 분석하였다. 제안한 알고리즘의 유용성을 검증하기 위해 모형 풍력발전 시스템을 제작하고, 실제 실험을 수행하였다. 본 논문의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 본 연구에서 채택한 유압제어기의 제어기 설계를 한 결과 본래의 시스템에서 시간지연이 생기는 문제를 해결하였고, 외란의 영향을 감소시킬 수 있었다.

2. 풍력발전 시스템의 회전익 피치제어 시뮬레이션을 통하여 정격풍속 이상의 풍속과 변화하는 풍속에 대해서도 ±30rpm이내에서 정격회전수를 유지함을 확인할 수 있었다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

3. 실험을 통해서도 회전익 피치제어가 시스템의 회전수에 현저한 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었으며 정격회전수와의 오차범위도 시뮬레이션에서와 같이 ±30rpm 이내에서 정격회전수를 유지하고 있음을 확인할 수 있었고 제안한 알고리즘의 유용성을 확인할 수 있었다.

# 참 고 문 헌


Abbott, I, H & Von Doenhoff, A, E, July, 1949, "Theory of Wng Sections, Including a Smmary of Airfoil Data", Newyork: Dover Publications. Inc

Akira Azuma & Keiji Kawachi, 1988, "Performance and Rotational Stability of a Windturbine", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference 1-4 August, 1988, Shanghai China, pp. 105-113

David M. Egglestomn & Forrest S. Stoddard, 1987, "Wind Turbine Engineering Design", Van Nostrand Reinhold Company Inc. pp 19-20

Golding, E.W. & Harris, R.I., 1977, "The Generation of Electricity by Wind Power", E. & F.N. Spon Ltd., London

Herbert E. Merrit, 1967, "Hydraulic Control Systems", John Wileg & Sons, Inc, pp 145-150.

Hinric, F.N., 1984, "Control for Variable-Pitch Wind Turbine Generators", IEEE PAS-103.

Keiji Kawachi, 1988, "Performance and Rotational Stability of a Windturbine", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference 1-4 August 1988, Shanghai China, pp. 105-113.

권욱현, 1996, "CEMTool을 활용한 실용 자동제어".

김현득외, 1977, "유압공학 핸드북", pp 26.

M. Hashidate, 1988, "Investigation of Rotor Speed Control of Horizontal Axis Type Wind Turbine", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference 1-4 August 1988, Shanghai China, pp. 118-123.

Miley, S. J., Feb 1982, "A Catalog of Low Reynolds Number Airfoil Data for Wind Turbine Application", Prepared for International Corp., Enery System Group, Rocky Flats Plant.


제주대학교 중앙도서관 JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Miller, Rene, H & Dugundj & J., Sept., 1978, "Wind Energy Conversion", MIT Aeroelastic and Structures Research Lab TR-184-7 through TR-184-16, DOE Contract No. COO-4131-T1, distribution category UC-60.

남준우 외, 1976, "제주도 중산간 지대의 전화 및 지하수 양수용 풍력 발전기의 개발연구", 한국과학기술 연구소, BS J-772-2.

이정오 외, 1975, "풍력 이용에 관한 종합연구", 과학기술처, STF-74-2.

이정오 외, 1977, "풍력발전 개발연구", 과학기술처, STF-76-2.

이춘식 외, 1982, "제주도 풍력발전 시스템(5kW급) 개발연구", 한국과학기술원, BS G474-1081-2.

이춘식 외, 1982, "제주도 풍력발전시스템(국산 5kW급)개발연구", 한국과학기술원, BS G475-1084-2.

이춘식, 김광호, 1990, "소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구", 한국전력공사기술연구원, pp. 154-156.

이춘식, 김광호, 1992, "소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구", 한국전력공사기술연구원.

Rosen, G, 1975 "Economic visibility of Large Wind Generator", 10th. Energy Conversion eng. Conf.

Shefter, Y.I. & Jan. 1974, "Wind-Powered Machines", NACA TT F-15, 149.

Viterna, L. A. & Corrigan, R.D., 1966, "Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines", DOE/NASA Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, Cleveland, Ohio, Inc.

Wilson, R.E., Lissaman, P.B.S. & Walker, S.N., "Aerodynamic Perforce of Wind Turbines", June 1976., ERDA/NSF/04014-76/1, Oregon State University.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

# 감사의 글

지난 대학원 2년이란 기간동안 비천한 자의 보호자가 되어 주시고, 가장좋은 것으로 채워주신 하나님께 감사를 드립니다. 돌아볼 때 하나님의 도우심과 위로가 저의 마음을 차고 넘치게 했음을 고백합니다. 무엇보다 논문이 나오기까지 세심한 지도를 해주신 허종철 교수님께 감사를 드립니다. 그리고 부족한 저를 지난 2년동안 꼼꼼히 지도해 주신 임종환 교수님, 그외 많은 관심을 가져주시고 조언해 주신 권기린 교수님, 김귀식 교수님, 현명택 교수님, 정동원 교수님께도 아울러 감사의 말씀을 드립니다.

먼 대전에서 연구를 위해서 관심 가져 주시고, 넉넉한 연구비 지원을 해주신 한국에너지 기술 연구소의 김건훈씨, 자료를 보내주신 한국과학기술원의 최항철씨께 감사를 드립니다. 실험장치를 꾸미면서 도움을 주신 천우정밀의 김영용 공장장님, 윤소남 박사님, (주)금진 관계자 여러분들께도 감사의 마음을 전합니다. 여러모로 조언을 해주신 제주전문대학의 김성협교수님께 감사를 드립니다. 지난 2년동안 싫든, 좋든 함께 해 주고 도와준 승균이형, 여러모로 도움을 준 이동원 선생님, 그외 기타 대학원생님들께도 고마움을 표합니다. 이제 대학원 생활을 시작하는 명범이형, 상제에게도 고마움을 표합니다.

저를 학문의 세계로 이끌고 기도해 주신조마가 목자님, 곁에서 관심과 도움을 주신 강반석목자님, 이글을 빌어 감사의 말씀을 전합니다. 힘들 때 마다 관심갖고 기도해준 제주센타 동역자님들께도 감사를 드립니다. 부족한 자식, 이시간까지 묵묵히 뒷바라지 해 주신 부모님께 무언의 감사를 드립니다. 같은 대학원생의 위치요 남매지간으로서 실제적인 섬김과 사랑, 기도지원을 해 준 누님께도 감사의 말씀을 전하고, 아울러 행복한 가정 이루시기를 바라며, 이 소중한 기쁨을 함께 나누고 싶습니다.

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY