스파이럴형 풍력터빈 블레이드의 설계 및 공력특성에 관한 연구

여진* · 리치양* · 김윤기* · 김정천†

A study on design and aerodynamic characteristics of a spiral-type wind turbine blade

Qian Lu, Qiang Li, Yoon Kee Kim and Kyung Chun Kim

Abstract. This paper describes a new design of small-scale horizontal wind blade, called spiral wind turbine blade. Theoretical and numerical approaches on the prediction of aerodynamic performance of the blade have been conducted. A theoretical equation is successfully derived using the angular momentum equation to predict aerodynamic characteristics according to the design shape parameters of spiral blade. To be compared with the theoretical value, a numerical simulation using ANSYS CFX v12.1 is performed on the same design with the theoretical one. Large scale tip vortex is captured and graphically presented in this paper. The TSR- C_p diagram shows a typical parabolic relation in which the maximum efficiency of the blade approximately 25% exists at TSR=2.5. The numerical simulation agrees well with that of the theoretical result except at the low rotational speed region of 0~20 rad/s.

Key Words: Spiral wind power generation(스파이럴형 풍력발전), Archimedes spiral(아르키메데스 나선), Aerodynamics characteristics(공력특성), CFD(전산유체역학)

기호설명

γ : 블레이드의 중심축과 블레이드의 날개 끝이 이루는 각도

$\dot{m}_{in}$: 검사체적 내로 유입되는 기체의 질량 유량

$\dot{m}_{out}$: 검사체적을 빠져 나가는 기체의 질량 유량

U_{∞} : 입구 풍속

W_{θ} : 상대속도의 접선방향 성분

V_{θ} : 절대속도의 접선방향 성분

V : 절대속도

W : 상대속도

α : V 와 V_{θ} 가 이루는 각도

β : W 와 W_{θ} 가 이루는 각도

k : 난류운동에너지(turbulence kinetic energy)

ω : 비소산율(specific dissipation rate)

1. 서론

매년 20% 이상의 빠른 성장을 보이며 현재 개발 중에 있는 대체에너지 중 전 세계적으로 가장 활성화되어 있는 풍력발전은 태양광, 연료전지에 비해서 이미 상용화 단계에 접어들어 유럽을 중심으로 큰 시장이 형성되어 있으며, 최근 중국, 미국, 유럽을 중심으로 시장이 확대되고 있다.

풍력발전 분야 중 선진국에서 상용화 중인 대형 풍력발전 시장에 비해 소형 풍력발전 시장은 개발 및 투자자가 활성화되지 않은 초기시장으로, 최근 들어서 도시나 농어촌 마을에서 자가발전을 통한 분산발전을 하고자 하는 경향이 증가하고 있으므로 이에 대한 연구가 꾸준히 진행되고 있다.

소형풍력 발전은 회전축의 형태에 따라 수평축풍력발전기와 수직축 풍력발전기로 구분할 수 있다. 수평축 풍력발전기는 바람의 방향과 회전하는 로터 축이 평행한 반면, 수직축 풍력발전기는 바람 방향과 로터 축의 방향이 수직인 형태를 갖는다. 본 연구에서는 도

†부산대학교 기계공학부

E-mail : kckim@pusan.ac.kr

*부산대학교 기계공학과 대학원

시형 소형 풍력발전 시스템으로서 경관용으로도 적용이 가능한 스파이럴형 수평축 풍력발전 블레이드를 소개하고자 한다. 스파이럴형 풍력발전 블레이드는 항력과 양력을 모두 이용함으로써 바람에 의한 공력성능을 극대화할 수 있는 풍력 블레이드로서 아르키메데스 수차에 착안하여 고안된 신개념 풍력 블레이드라 할 수 있다. 스파이럴형 풍력 블레이드는 3개의 나선형 블레이드가 한 개의 회전축에 연결되어 연속적으로 돌아가는 구조로 아르키메데스의 수차와 그 형태가 유사함을 알 수 있다⁽¹⁾.

소형풍력발전 시스템의 공력특성에 관한 선행연구를 살펴보면 Button 등⁽²⁾은 수평축 프로펠러형 블레이드에 대한 공력특성은 예측할 수 있는 이론적인 BEMT (Blade Element Moment Theory)을 유도하였고, 김 등⁽³⁾은 상용코드인 CFX-TASCflow를 이용하여 500 kW 수평축 블레이드에 대한 전산해석을 수행하여 BEMT 이론에 의해 예측된 출력과 비교하여 10% 이내의 오차 범위 내에서 일치된 결과를 얻었음을 보고하였다. 한편, 황 등⁽⁴⁾은 1 kW급 수직축 풍력발전기의 개별 블레이드 피치 제어 방식을 이용한 시스템의 공력해석을 수행하였으며, 공 등⁽⁵⁾은 500 W급 수직축 풍력 블레이드에 대한 공력설계 및 유동해석 상용코드인 ANSYS CFX를 이용하여 공력특성을 연구하여 실험과 비교하였다. 또한, 박⁽⁶⁾등은 사보니우스 방식의 1 kW급 제트-휠-터보형 수직축 풍력터빈에 대한 공력성능을 실험/전산해석의 방법으로 비교/분석하여 최대동력계수 및 최적의 입출구 면적비, 반응각을 도출하였다. 최근, Howell 등⁽⁷⁾은 4:1의 중황비를 가지는 다리우스 타입의 수직축 블레이드에 대한 전산유체해석을 수행하여 실험과 비교하여 일치된 결과를 얻었다.

하지만 본 연구 대상인 스파이럴형 풍력 블레이드의 공력특성을 이론적으로 예측한 선행연구가 없으므로 본 연구에서는 유체역학적 각 운동량 모멘트 방정식을 사용하여 풍력 블레이드의 공력성능을 이론적으로 예측할 수 있는 식을 유도하고 이를 전산해석 결과와 비교하여 블레이드의 공력성능 및 유동특성을 제시하고자 한다.

2. 스파이럴형 블레이드의 이론적 해석

Fig. 1은 본 연구에서 제안하는 수평축 스파이럴형 풍력 블레이드의 3차원 형상을 나타낸다. 블레이드는

Fig. 1. Solid modeling of the spiral wind blade.

x축을 중심으로 회전하며 3개의 블레이드는 회전축에 대해 서로 120도의 간격을 가지면서 나선형으로 연결되어 있음을 알 수 있다. 정면에서 보았을 때 각각의 블레이드는 중심축에 대해 대칭적인 구조를 나타내며 측면에서 보았을 경우 삼각뿔 모양과 유사한 형상을 가진다.

본 절의 목적은 그림에서 나타난 나선형 블레이드의 공력성능을 이론적으로 예측할 수 있는 식을 유도하는 것이다. 블레이드의 공력성능에 관한 이론식을 세우기 전 해석과정의 단순화를 위해 아래와 같은 4가지 가정을 하였다.

- 1) 유동은 비압축성, 정상유동이다.
- 2) 유동은 회전축에 평행한 방향으로 유입된다.
- 3) 들어오는 공기는 3개의 출구면적에 동일한 유량으로 유출된다.
- 4) 출구에서 상대출구속도는 출구단면에서 일정하며, 깃에 평행한 방향으로 유출된다.

스파이럴형 풍력블레이드의 토크 및 출력을 계산하기 위해 블레이드 내부 공간 전체를 포함하는 가상의 검사체적을 정하고 이 검사체적에 대해 식(1)과 같은 운동량 모멘트 방정식을 적용한다. 즉,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} (r \times V) \rho dV + \int_{CS} (r \times V) \rho V \cdot \hat{n} dA = \sum (r \times F) \quad (1)$$

식(1)은 유체역학의 검사체적을 이용한 유동해석과 관련된 각 운동량 모멘트 방정식이다⁽⁸⁾. 여기에서 정상

상태 유동일 경우 시간에 따른 내부 속도변화가 없으므로 식(1)의 첫번째 항은 0이 되고 따라서 식(1)은 아래의 식(2)로 단순화할 수 있다.

$$\int_{CS} (r \times V) \rho V \cdot \hat{n} dA = \sum (r \times F) \quad (2)$$

블레이드에 대해 고정이며 변형이 없는 검사체적에 대한 연속방정식은 식(3)으로 표현할 수 있다⁽⁸⁾.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho W \cdot \hat{n} dA = 0 \quad (3)$$

식(3)에서 정상상태 유동일 경우 시간에 따른 내부 밀도의 변화는 없으므로 첫번째 항은 0이 된다. 또한 식(3)의 두번째 항은 검사표면을 통과하는 정미 질량 유동율의 합이므로 식(3)은 아래의 식(4)와 같이 단순화할 수 있다.

$$-\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out} = 0 \quad (4)$$

$\dot{m}_{in}$ 과 $\dot{m}_{inout}$ 에 대한 식을 세우기 위해 Fig. 2에서 나타난 γ , R_1 , S_1 , 등을 비롯한 몇 가지 형상변수를 정의하고자 한다. 먼저 스파이럴 블레이드 앞에서 보았을 때 회전축과 블레이드의 끝단(tip)이 이루는 각을 γ 라 하고, 블레이드의 회전반경이 최대가 되는 임의의 x지점에서 회전축과 직각을 이루는 y-z 평면에서 블레이드의 끝단(tip)이 축에서 떨어진 수직거리를 R_1 , 그 아래 블레이드와 축과 떨어진 수직거리를 R_2 , 블레이드 시작점에서 블레이드 끝단까지의 x방향 거리를 S_1 이라 하면 $\dot{m}_{in}$, $\dot{m}_{inout}$ 은 아래의 식(5), (6)으로 나타낼 수 있다.

Fig. 2. Shape parameter of spiral wind blade.

$$\dot{m}_{in} = \rho U_{\infty} \sin \gamma \times \pi \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) S_1 \quad (5)$$

$$\dot{m}_{out} = 3 \rho A_{out} W_{\theta} \quad (6)$$

여기서 W_{θ} 는 회전하는 검사체적에서 출구로 빠져나가는 공기의 상대속도의 출구 수직방향 성분을 나타낸다.

$\dot{m}_{out}$ 을 구하기 위해 A_{out} 및 W_{θ} 에 대한 수식을 구하여야 하며, 이를 위해 Fig. 3에서 추가적인 형상변수를 몇 개 더 정의하고자 한다. Fig. 3의 좌측 그림은 블레이드 출구 면적 A_{out} 을 계산하기 위해 그린 보조제 원으로서 블레이드의 뒤쪽을 기준으로 표현하였고, 빗금으로 표시된 부분이 출구면적이 된다. 블레이드 뒤쪽 시작점에서 회전반경이 최대가 되는 지점까지의 x방향 거리를 L_1 , 그 다음 블레이드와 만나는 x방향 거리를 L_2 라 하면 출구면적 A_{out} 은 면적 A_1 과 A_2 로 나눌 수 있으며 앞에서 정의한 형상변수를 이용하여 식을 전개하면 식(8)과 같이 된다.

$$A_{out} = A_1 + A_2 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} A_{out} &= \frac{1}{2} R_1 L_1 - \frac{1}{2} R_2 L_1 + \frac{1}{2} (R_1 - R_2) (L_2 - L_1) \\ &= \frac{1}{2} (R_1 - R_2) L_2 \end{aligned} \quad (8)$$

Fig. 3의 오른쪽 그림은 출구단에서의 유체의속도를 구하기 위한 보조그림으로서 공기의 상대속도 W , 공기의 절대속도 V , 각속도 ω 에서의 블레이드 회전속도 U 의 관계를 나타낸 것이다. 여기서 공기의 상대속도 W 가 출구에서의 수직방향과 이루는 각을 β 라 하면 $\dot{m}_{inout}$ 은 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{out} &= 3 \rho A_{out} W_{\theta} = 3 \rho \cdot \frac{1}{2} (R_1 - R_2) L_2 \times W \cos \beta \\ &= \frac{3}{2} \rho (R_1 - R_2) L_2 W \cos \beta \end{aligned} \quad (9)$$

Fig. 3. Definition of A_{out} and U, V, W .

Fig. 4. Velocity triangle at outlet boundary.

여기에서 $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ 이므로

$$\rho U_{\infty} \sin \gamma \times \pi \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) S_1 = \frac{3}{2} \rho (R_1 - R_2) L_2 W \cos \beta \quad (10)$$

$$\therefore W = \frac{\pi U_{\infty} \sin \gamma (R_1 + R_2) S_1}{3(R_1 - R_2) L_2 \cos \beta} \quad (11)$$

Fig. 4는 출구에서의 U, V, W가 이루는 속도삼각형을 나타내며, α 는 V와 V_{θ} 가 이루는 각을 나타낸다. V_{θ} 는 절대속도 V의 출구에서의 수직방향 성분이다. 삼각형 제2코사인 법칙에 의해 출구에서의 절대속도 V는 식(12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V^2 = W^2 + U^2 - 2WU \cos \beta, \quad V_{\theta} = V \cos \alpha \quad (12)$$

V와 V_{θ} 가 이루는 각 α 는 Fig. 4의 속도삼각형에서 식(13)의 관계를 가지므로 식(14)와 같이 표현된다.

$$V \sin \alpha = W \sin \beta \Rightarrow \sin \alpha = \frac{W}{V} \sin \beta \quad (13)$$

$$\therefore \alpha = \sin^{-1} \left(\frac{W}{V} \sin \beta \right) \quad (14)$$

한편, 블레이드가 유체에 미치는 모멘트는 유체가 블레이드의 회전torque와 절대적 크기는 같고 방향은 반대이므로

$$\begin{aligned} \therefore T_{shaft} &= \int_{CS} (r \times V) \rho V \cdot \hat{n} dA \\ &= \int_{CS} (rV \cos \alpha) \rho (V \cos \alpha) dA \\ &= 3\rho V^2 \cos^2 \alpha \int_0^L r dA \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도, r은 축방향 거리에 따른 수직방향 거리 r(x)로 나타낼 수 있다. 식(15)에서 V, α 는 이미 식(12), 식(14)에서 구하였으므로 r에 관한 적분항만 구하면 토크를 계산할 수 있다. Fig. 5는 Fig. 3

$$\begin{aligned} \textcircled{1} \quad r &= \frac{R_2}{L_1} l, \quad \textcircled{2} \quad r = \frac{R_1}{L_1} l \\ \textcircled{3} \quad r &= \frac{L_2 R_2 - L_1 R_1}{L_1 (L_2 - L_1)} l + \frac{L_2 (R_1 - R_2)}{L_2 - L_1} \end{aligned}$$

Fig. 5. Finite elements for area integral.

의 좌측그림과 같은 출구면을 나타낸 것으로 숫자로 표기된 부분은 뒤쪽 꼭지점을 기준으로 하였을 때의 세 개의 직선에서 각각 구한 r의 x방향 거리(그림상에서 l로 표기)에 대한 직선식을 나타내며, 이를 이용하여 적분항에 관한 식을 정리하면 식(16)과 같다.

$$\begin{aligned} \int_0^L r dA &= \int_0^{l_1} r dA + \int_{l_1}^{l_2} r dA \\ &= \frac{(R_2 - R_1)}{6L_1(L_2 - L_1)} \times [R_2(2L_2^3 + L_1^3 + L_1L_2^2) - L_1R_1(L_1 + L_2)^2] \end{aligned} \quad (16)$$

따라서 블레이드에 걸리는 토크는 식(17)과 같이 정리할 수 있다. 즉

$$\begin{aligned} \therefore T_{shaft} &= 3\rho V_{\theta}^2 \times \frac{(R_2 - R_1)}{6L_1(L_2 - L_1)} \times \\ &\quad [R_2(2L_2^3 + L_1^3 + L_1L_2^2) - L_1R_1(L_1 + L_2)^2] \end{aligned} \quad (17)$$

한편, 출력(Power)은 토크와 각속도의 곱으로 나타내므로 식 (18)과 같이 표현된다.

$$Power = T_{shaft} \omega \quad (18)$$

3. CFX를 이용한 스파이럴형 블레이드에 대한 공력해석

3.1 지배방정식

CFX는 3차원 레이놀즈 평균 나비에 스톡스(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 적용하며, 지

배방정식은 유한체적법(Finite Volume Method)에 의하여 이산화된다⁽⁹⁾. 이론해와의 비교를 위한 본 수치계산은 3차원 비압축성 정상상태 조건에서 수행되었다. 난류모델로는 유동박리를 정확하게 예측하기 위해 SST(Shear Stress Transport) 모델을 적용하였다.

계산에 사용된 연속방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} - \nabla U) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{eff} - \nabla U)^T + B \end{aligned} \quad (20)$$

여기서 B는 체적력의 합, μ_{eff} 는 유효점성계수를 나타낸다.

SST k- ω 모델의 수송방정식은 다음과 같이 표현된다⁽⁹⁾.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, $\tilde{G}_k$ 는 평균속도구배에 의한 난류운동에너지(k)의 생성항이며, G_ω 는 비소산율(ω)의 생성항을 나타낸다. Γ_k , Γ_ω , Y_k , Y_ω 는 각각 k 와 ω 의 유효확산도(effective diffusivity) 및 난류에 의한 소산(dissipation)을 나타낸다.

3.2 경계조건 및 해석방법

Fig. 6은 전산해석을 위한 블레이드의 형상을 포함한 회전도메인과 풍동을 모사하기 위한 정지도메인에 대한 격자생성 결과를 나타낸다. 계산에 사용된 전체 격자수는 회전도메인에서 약 130만개, 정지도메인에서 약 100만개로 총 230만개의 격자를 구성하였다.

Fig. 7(a)는 생성된 격자를 불러들여 해석경계조건을 설정해 주는 부분이다. 입구경계조건은 속도경계조건을 부여하였고, 출구경계조건은 대기압 출구조건, 외벽 부분은 벽면 경계조건을 부여하였다. 회전도메인과 정지도메인이 공유하는 세 개의 면에 대해 질량과 운동량에 대한 Conservative interface flux를 적용하여

(a) Meshing of rotating domain

(b) Meshing of stationary domain

Fig. 6. Meshing of fluid domain.

(a) Boundary condition setup on CFX-Pre

(b) Monitoring of the torque at blade

Fig. 7. Boundary conditions and torque monitoring.

경계면 사이에서의 공기의 유출입이 자연스럽게 계산에 반영되도록 하였다. 회전도메인과 정지도메인의 경

계면(interface)에서 같은 면 내의 노드가 서로 일치하지 않으므로 CFX 내에서 서로 다른 노드간의 물리량을 자동으로 보간(interpolation)해 주는 GGI(General Grid Interface) 기능을 이용하여 회전도메인과 정지도메인 간의 물리적인 값을 연결하였다⁽⁹⁾. 두 도메인이 공유하는 경계면에서의 Frame change 모델로는 Frozen rotor를 사용하였다⁽⁹⁾.

Fig. 7(b)는 Solver 상에서 정상상태 해석을 진행하는 동안 블레이드의 토크의 변화를 모니터링한 것이다. CFX에서의 정상상태 해석 시 각 타임스텝에서 계산된 토크의 변화는 비정상계산의 일련의 결과로 볼 수 있으며, Fig. 7(b)에서 해석 초기에 토크의 값이 순간적으로 높아졌다 낮아지는 구간이 지난 후 100번이 지나면 토크값이 일정한 값으로 수렴됨을 알 수 있다.

3.3 유동해석 결과 및 고찰

Fig. 8은 CFX를 통해 해석한 결과를 이용하여 블레이드 중심을 가로지르는 수직단면에 대한 속도장, 압력장과 등압력면을 나타낸 것이다. Fig. 8(a)는 스파이럴 블레이드를 측면에서 보았을 때의 중심단면에 대한

Fig. 8. Velocity and pressure fields at $U_{\infty} = 6$ m/s.

Fig. 9. C_p -TSR curve at $U_{\infty} = 5$ m/s.

Fig. 10. Comparison of theoretical prediction with numerical results ($U_{\infty} = 5$ m/s).

속도장을 나타낸 것이다. 위쪽에 있는 블레이드 끝단 주위에서 큰 스케일의 와 구조가 나타난 것을 볼 수 있다. 이와 같은 와 구조는 같은 단면에서의 압력을 나타내는 Fig. 8에서도 잘 나타남을 확인할 수 있고, 이러한 저압부 영역을 좀 더 명확하게 관찰하기 위해 압력이 -10 Pa인 등압력면을 구하여 얻은 결과를 Fig. 8(b)의 우측하단에 작게 표시하였다.

Fig. 9는 입구속도 U_{∞} 가 5 m/s 일때의 끝단속도비(Tip speed ratio)에 따른 성능계수를 나타낸다⁽¹⁰⁾. 그림에서 최대 성능은 끝단속도비가 약 2.5 일때이며 이때의 성능계수는 약 0.25임을 알 수 있다.

Fig. 10는 본 연구에서 유도한 토크예측식을 적용하여 구한 이론해와 유동해석(CFX)을 통해 얻어진 전산해를 비교한 그래프이다. 이론해의 경우 예측한 바와 같이 회전수가 낮아질수록 토크가 증가하는 물리적으로 타당한 경향이 나타난 반면 전산해에서 20 rad/s 이

하의 저 회전수 영역에서 토크값이 낮아져 물리적으로 잘 맞지 않은 결과를 예측하고 있다. 전산해의 경우 저 회전수 영역에서 물리적으로 타당하지 않은 경향이 나타나는 이유는 명확히 밝혀내지 못하였으므로 향후 이에 대한 추가적인 검증이 필요할 것으로 판단된다. 이론해와 전산해는 20~40 rad/s 일때 잘 일치하는 결과를 얻었으며 회전수가 40~90 rad/s인 고속회전 영역에서는 전산해가 이론해보다 다소 높게 예측을 함을 알 수 있으나 가장 정확한 비교는 추가적인 실험을 통해 검증할 때 가능할 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 신개념의 소형풍력 블레이드인 스파이럴형 풍력 발전 블레이드의 공력특성을 예측하기 위해 이론해를 유도하였고 이론해와의 비교를 위해 상용 유동해석 소프트웨어인 ANSYS CFX 12.1을 이용하여 스파이럴형 풍력 블레이드에 대한 유동해석을 수행하였다. 유동해석 결과 최대 성능계수는 주속비 2.5에서 약 25% 정도 수준일 것으로 예상되며 이는 수평축 이면서도 프로펠러형 블레이드에 비해 상대적으로 작은 회전수에서 최대 효율을 낼 수 있는 새로운 방식의 수평축 블레이드라 할 수 있다. 스파이럴형 풍력블레이드의 끝단에서 유출되는 와구조의 존재를 전산해석을 통해 얻어지는 속도장, 압력장 및 등압력장을 통해 나타낼 수 있었다. 회전수의 변화에 따른 이론해와 전산해에서의 토크값의 비교에서 전산의 경우 저회전수 영역에서 물리적으로 타당하지 않은 결과가 나타난 이유에 대해 추가적인 검증이 필요할 것이며, 좀 더 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해 실험적 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원(KETEP)에서 지원하는 2011년도 인력양성사업(No. 2011401 0203080) 및 신재생에너지융합원천기술개발사업 에 의해 수행한 연

구 과제이며 이에 감사드립니다. (No. 20113030020010)

참고문헌

- 1) Dalley, S., Oleson, J. P., 2003, "Sennacherib, Archimedes, and the Water Screw: The Context of Invention in the Ancient World," Technology and Culture Vol.44(1).
- 2) Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., 2001, "WIND ENERGY HANDBOOK," John Wiley & Sons, Ltd, New York, pp.40-65.
- 3) Kim, J. H., Kim, T. S., Lee, Y. W., Kim, Y. D., 2005, "A Study on Aerodynamic Analysis on HAWTs by CFD," Trans. Of the WEIK, Vol.9(1), pp.103-108.
- 4) Hwang, I. S., Min, S. Y., Jeong, I. O., Lee, C. H., Lee, Y. H., Kim, S. J., 2006, "Aerodynamic Analysis and Rotor Control of Efficient Vertical Axis Wind Turbine using the Individual Blade Pitch Control System," Proc. Spring Conference of KSAS, pp.119-122.
- 5) Gong, C. D., Lee, H. S., Kim, I. K., 2011, "Aerodynamic and Structural Design of A High Efficiency Small Scale Composite Vertical Axis Wind Turbine Blade," Trans. of the KSAS, Vol.39 (8), pp.758-765.
- 6) Park, J. Y., Lee, M. J., Lee, S. J., Lee, S. B., 2009, "An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of High-efficient, Small-scale, Vertical-axis Wind Turbine," Trans. of the KSME(B), Vol.33(8), pp.580-588.
- 7) Howell, R., Qin, N., Edwards, J., Durrani, N., 2010, "Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine," Renewable Energy, Vol.35, pp.412-422.
- 8) Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., 2006, "Fundamentals of Fluid Mechanics," WILEY, pp. 218-259.
- 9) Ansys 12.1 User's Manual.