

공탄성 변형효과를 고려한 10MW급 풍력발전기 블레이드의 성능해석 Performance Prediction of 10MW-Class Wind Turbine Blade Considering Aeroelastic Deformation Effect

김동현† · 김요한* · 류경중** · 김동환* · 김수현**

Dong-Hyun Kim, Yo-Han Kim, Gyeong-Joong Ryu, Dong-Hwan Kim, and Su-Hyun Kim

Key Words : Wind-Turbine (풍력발전기), Aeroelastic Response Analysis (공탄성응답해석), CFD (전산유체역학), CSD (전산구조동역학), Reynolds-averaged Navier-Stokes Equation (RANS 방정식)

ABSTRACT

In this study, aeroelastic performance analyses have been conducted for a 10MW class wind turbine blade model. Advanced computational analysis system based on computational fluid dynamics (CFD) and computational structural dynamics (CSD) has been developed in order to investigate detailed dynamic response of wind turbine blade. Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations with $k-\omega$ SST turbulence model are solved for unsteady flow problems of the rotating turbine blade model. A fully implicit time marching scheme based on the Newmark direct integration method is used for computing the coupled aeroelastic governing equations of the 3D turbine blade for fluid-structure interaction (FSI) problems.

1. 서론

풍력터빈에서 블레이드는 바람이 가지는 운동에너지를 기계적인 회전에너지로 변환하는 기능을 한다. 블레이드에서 발생하는 로터의 회전에너지는 추축을 통하여 전기 발전기까지 전달되어 최종적인 전기에너지로 변환된다. MW급 풍력발전기의 블레이드는 길이가 수십 미터에 달하며 공력설계와 하중계산 및 전체 시스템의 출력성능을 결정하는 핵심부품에 해당한다.⁽¹⁻²⁾ 최근 풍력터빈의 용량이 대형화됨에 따라 블레이드의 크기도 점차 증가하고 있으며, 블레이드가 대형화됨에 따라 경량화 및 고강도 설계 및 제작 요구도에 따른 고정밀 첨단 해석기술의 필요성 또한 더욱 더 증대되고 있다. 풍력발전기에서 발생하는 출력은 로터의 직경과 직접적으로 연관되기 때문에 최근에 풍력터빈 시스템은 발전효율을 높이기 위하여 그 크기가 점차 대형화되고 있다. 하지만 터빈의 대형화로 인해 증가된 공기력의 작용으로 블레이드는 보다 극심한 구조변형 및 진동에너지 상황에 놓이게 되었다. 따라서 초대형 풍력발전기 블레이드

의 경우 회전 및 유동하중 효과를 고려한 공력탄성학적 변형 및 진동 영향을 관련 해석결과에 반영하여야 보다 정확한 최적화 설계가 가능하다. 로터 블레이드에 대한 공력탄성학적 해석연구는 기존에도 다양한 시도들을 찾아볼 수 있다.⁽³⁻⁷⁾

본 연구에서는 향후 더욱 대형화 될 수 있는 10MW급 풍력발전기 블레이드를 설계하고 실제 운영조건과 유사하게 공탄성 변형이 된 상태에서의 성능해석을 정교하게 수행하고자 한다. 정확한 유동해석을 위해 CFD기법을 적용하더라도 초대형 블레이드의 경우 기존의 접근 방법과 같이 지그형상(제작용 몰드형상)에 대한 유동해석은 실제 물리적인 작동상황과 다른 조건을 해석하는 것이 된다. 따라서 본 연구에서는 첨단의 전산유체역학(CFD) 기법, 유한요소법(FEM) 및 전산구조동역학(CSD) 기법을 통합 연계 적용하여 실제와 같이 공탄성 변형조건이 고려된 성능해석을 수행할 수 있는 해석시스템을 자체적으로 개발하여 적용하였다. 이를 위해 유동 영역은 동적이동격자기법과 국부변형기법이 적용된 비정렬 격자 시스템을 사용하여 모델링하였고, $k-\omega$ SST 난류모델 RANS 방정식과 중력 및 회전 관성효과가 고려된 복합재 블레이드의 구조변형 방정식을 적용하였다.

† 경상대학교 기계항공공학부 및 공학연구원
E-mail : dhk@gnu.ac.kr
Tel : (055) 755-2083, Fax : (055) 755-2081

* 국립경상대학교 기계항공공학부 대학원

** 씨에이코리아(주)

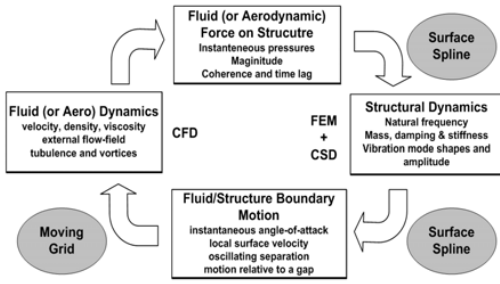


Fig. 1 Aeroelastic engineering feedback mechanism between fluid and structure domains

참고로 공력탄성학 현상의 정확한 반응을 위해 본 연구에서는 Fig.1과 같이 유체-구조 연계해석(coupling analysis) 시 상호 feedback mechanism에 따른 에너지 교환이 고려된 2-way coupling 방식을 적용하였다. 본 논문에서 적용한 연계해석 기법은 씨에이코리아(주)와 공동으로 개발하여 검증 및 상용화한 FSIPRO3D 프로그램에서 적용한 것과 동일한 개념이다.

2. 이론적 배경

물리영역에서 감쇠 및 회전효과를 고려한 탄성체의 운동 방정식은 다음과 같이 전형적인 행렬형태로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K(\omega)]\{u(t)\} = \{F(t, u, \dot{u}, \omega)\} \quad (1)$$

여기서, [M]은 질량행렬, [C]는 감쇠행렬, [K(ω)]는 강성행렬로 블레이드 회전각속도에 따라 변화하게 된다. 또한 {F}는 블레이드 주위를 흐르는 유동에 기인한 외력 벡터로 회전속도에 따른 충격과 및 유동박리 현상이 고려되어야 하며, 매 시간스텝 단계에서 블레이드의 구조진동응답 현상이 피드백으로 반영되어 새롭게 구해져야 한다. 참고로 유체유발진동 현상을 정밀하게 해석하는데 있어 가장 어려운 점은 탄성구조물의 3차원 진동응답 변형 형상을 매 시간스텝마다 반영하여 유동해석 격자를 변형시켜 비정상 유동하중을 결정하는데 있다. 특히 난류 유동점성 효과를 고려하는 경우 블레이드 면으로 격자가 매우 밀집되어야 하기 때문에 구조변형을 반영한 격자 재생성시 수치 안정성 확보가 중요한 문제가 된다.

위 식에서 총 n-자유도의 변위계 $u_i(t)$ ($i=1,2,\dots,n$)에 대하여, 고유모드 벡터들로 이루어진 상수 변환행렬(transformation matrix)을 $[\phi]$ 로 정의하면, 일반화된 좌표계(genrealized coordinate) $q_i(t)$ ($i=1,2,\dots,m$)에 대하여 다음과 같은 선형변환을 정의할 수 있다.

$$\{u(t)\} = [\phi(\omega)]\{q(t)\} \quad (2)$$

특정 회전속도에 대해 고유모드 벡터로 이루어진 변환행렬 $[\phi]$ 는 상수이므로 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$\{\dot{u}(t)\} = [\phi(\omega)]\{\dot{q}(t)\} \quad \{\ddot{u}(t)\} = [\phi(\omega)]\{\ddot{q}(t)\} \quad (3)$$

따라서, m-자유도계로 감축된 시스템의 운동방정식은 일반화된 좌표계(generalized coordinate)에 대하여 다음과 같이 행렬형태로 표현될 수 있다.

$$[M_g(\omega)]\{\ddot{q}(t)\} + [C_g(\omega)]\{\dot{q}(t)\} + [K_g(\omega)]\{q(t)\} = \{Q(t, q, \dot{q}, \omega)\} \quad (4)$$

여기서, $\{q(t)\}$ 는 일반화된 변위벡터(generalized displacement vector), t는 물리영역에서의 시간을 의미한다. $[M_g]$ 는 일반화된 질량행렬, $[C_g]$ 는 일반화된 감쇠행렬, $[K_g(\omega)]$ 는 회전속도가 고려된 일반화된 강성행렬을 의미하며, $\{Q\}$ 는 시간영역에서의 일반화된 공기력(generalized aerodynamic force, GAF) 벡터를 나타내며 각각 아래와 같이 정의된다.

$$\{q(t)\}^T = [q(t)_1, q(t)_2, q(t)_3, \dots, q(t)_m]$$

$$[M_g(\omega)] = [\phi(\omega)]^T [M] [\phi(\omega)]$$

$$[K_g(\omega)] = [\phi(\omega)]^T [K(\omega)] [\phi(\omega)]$$

$$\{Q(t, q, \dot{q}, \omega)\} = [\phi(\omega)]^T \{F(t, u, \dot{u}, \omega)\}$$

위 식에서 일반화된 공기력 벡터는 유동-구조 피드백 메커니즘을 고려하여 정밀하게 계산되어야 한다.

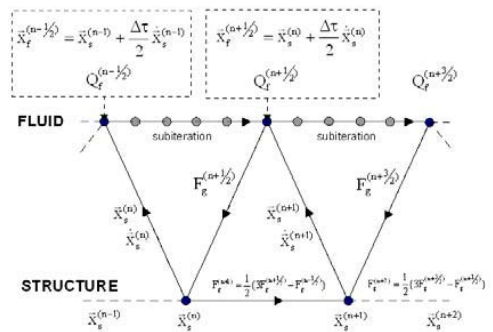


Fig. 2 Fluid-structure coupled computational process using the 2nd-order time-accurate staggered method

일반적으로 유동해석을 위한 CFD 격자체계와 구조진동 해

석을 위한 FEM 격자 체계가 상이하기 때문에 상호 정보교환을 위한 보간 체계가 요구된다.

본 논문에서는, coupled time-marching 기법을 사용하여 회전 블레이드 시스템의 비선형 공탄성 응답의 특징을 효과적으로 확인하였다. 유체구조 연계에 사용된 time marching 과정은 2차 staggered algorithm으로 수행되었다(Fig.2). 이 계산 기법의 더 자세한 이론적 기술과 적용은 Refs.8~9에 제시되어 있다.

3. 해석 결과 및 검토

본 해석에서는 자체적으로 개발한 범용 유체-구조 연계 (fluid-structure interaction, FSI) 해석 프로그램인 FSIPRO3D를 활용하여 10 MW급 풍력 터빈 블레이드의 공탄성 및 성능해석을 수행하였다.

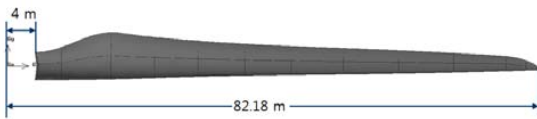


Fig. 3 Geometric configuration of 10MW wind-turbine blade model

본 연구에서 고려한 10 MW급 풍력 터빈 블레이드 모델의 형상정보는 Fig. 3과 같다. 로터의 직경은 약 164 m, 블레이드의 스패 길이는 82.18 m 이며, 블레이드의 개당 무게는 약 35.8 ton이다. 해석조건은 해면고도에서 3, 6, 9 그리고 13 m/s의 풍속을 적용하였으며 회전 RPM을 변화시켜 주속비(tip-speed ratio, TSR)에 따른 출력변화 특성을 확인하였다. 또한 대표적으로 9, 13 m/s 조건에서 2-way 방식의 유체-구조 연계해석을 수행하여 탄성체와 강체 블레이드 모델의 출력을 비교하였다.

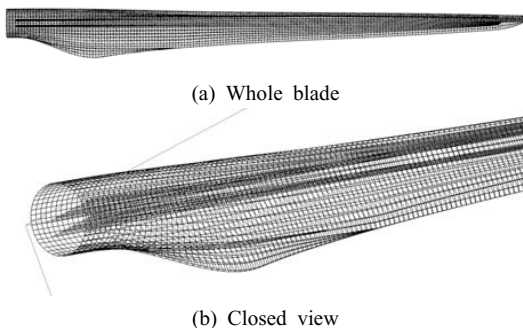


Fig. 4 Finite element structural model for the 10MW class blade

Fig. 4는 블레이드의 고유진동해석을 수행하기 위한 블레이드의 유한요소 모델을 보여주고 있다. 3차원 4노드 shell요소를 사용하였고, 활용된 총 노드의 수는 8,894개이다. 구조물의 재질은 복합재이며 Table 1에서 사용된 복합재의 물성치를 나타내었다. 블레이드에 가해진 회전속도는 8 RPM과 12 RPM이며, 블레이드 허브 부분에 고정지지 조건을 부여하여 해석하였다. 본 블레이드에 사용된 복합재료 및 발사 재료의 관련 물성치는 Table 1에 제시하였다.

Table 1 Material Properties of composite blade

UD				
E11(GPa)	E22(GPa)	G12(GPa)	ν_{12}	$\rho(\text{kg/m}^3)$
43.1	13.2	3.62	0.241	1,939
S1T(MPa)	S2T(MPa)	S1C(MPa)	S2C(MPa)	SS(MPa)
916	41	759	124	38
Balsa Wood				
E(GPa)	ν		$\rho(\text{kg/m}^3)$	
3.72	0.1		151	

Table 2 Calculated natural frequencies

RPM	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode	4 th mode
8	0.74	1.14	2.22	3.85
13	0.76	1.15	2.25	3.87

회전효과를 고려한 유한요소 고유진동해석 결과를 Table 2에 제시하였다. 초대형 풍력발전기 시스템의 경우 구조 건전성과 장기적인 수명확보를 위해 정격 회전속도가 많이 낮아지게 된다. 결과를 보면 본 모델과 같은 정도의 정격 회전속도에서는 회전효과에 따른 고유진동수 변화가 별로 없음을 볼 수 있다.

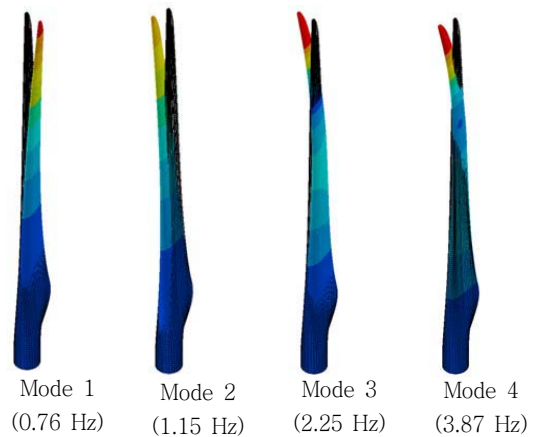


Fig. 5 Natural vibration mode shapes (12 rpm)

Fig.5은 회전속도 13 rpm인 경우에 대한 고유모드 형상을 보여주고 있다. 1차 모드는 1차 flapwise 굽힘모드, 2차 모드는 1차 edgewise 굽힘모드, 3차 모드는 2차 flapwise 굽힘모드, 4차 모드는 2차 edgewise 굽힘모드를 보여주고 있다. Fig.6는 설계된 블레이드의 회전공진 안전성을 검토하기 위한 campbell 다이어그램을 보여주고 있다. 결과에서 보듯이 약 16 rpm 이하의 회전속도까지는 3/rev 가진 성분까지도 공진에 대한 위험성이 전혀 없음을 볼 수 있다.

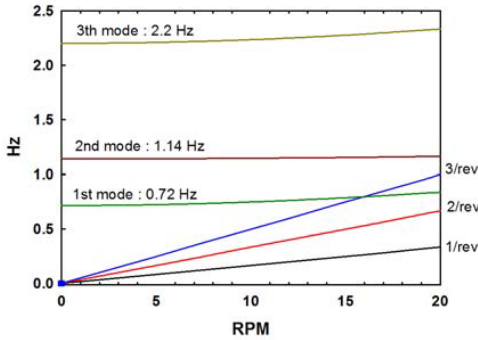
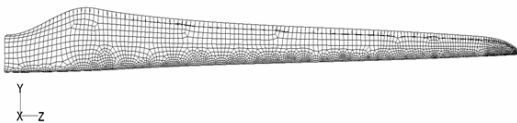
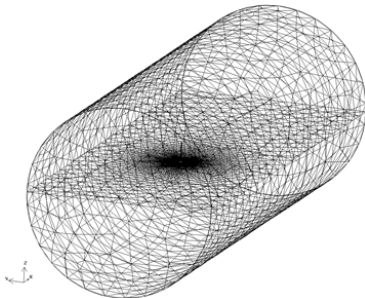


Fig. 6 Campbell diagram

Fig. 7은 CFD 유동해석 수행을 위한 블레이드 표면에서의 격자분포 및 블레이드 주위 유동장 격자를 보여주고 있다. 블레이드의 회전효과는 MRF(multiple reference frame) 기법을 활용하여 유동장 좌표계에 (-)X 방향으로 회전효과를 추가하였다. 풍속조건은 Velocity Inlet Boundary를 사용하여 x방향 Inlet flow 속도를 추가하였으며 계산에는 k- ω SST 난류모델을 적용하였다. 계산에



(a) Blade surface grid



(b) Computational domain grid

Fig. 7 CFD grid of 10MW turbine blade

사용된 컴퓨터는 Intel Core2 Quad 2.66 GHz CPU에 4

GB RAM과 500 GB HDD 사양의 하드웨어이며 $\Delta t=0.004$ sec에 subiteration 20회를 추가하였다. 15 sec까지의 공탄성 응답 계산을 수행하기 위해 1개의 CPU사용을 기준으로 약 3500번 반복계산에 약 12시간의 계산시간이 소요되었다.

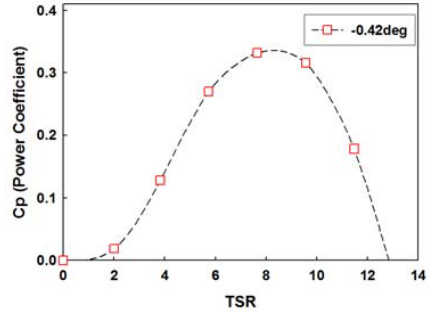
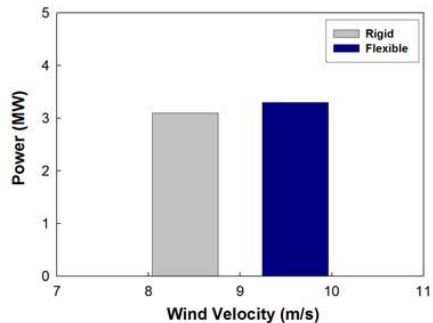
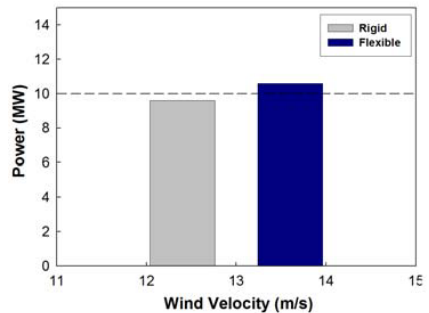


Fig. 8 TSR vs Power coefficient at 9 m/s

Fig. 8은 대표적으로 9 m/s에 대해서 TSR에 대한 출력계수 (Cp) 그래프를 나타낸다. 그래프를 통하여 본 연구에 사용된 10MW 블레이드의 공력특성을 확인 할 수 있다. 본 블레이드 모델의 최대 출력은 TSR이 8인 부근에서 나타나며 그때의 출력계수는 약 0.33 정도의 값을 가진다.



(a) U = 9 m/s



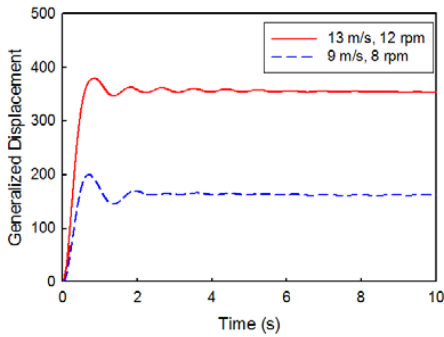
(b) U = 13 m/s

Fig. 9 Comparison of aerodynamic power between rigid and flexible blade models (9 m/s, 13 m/s)

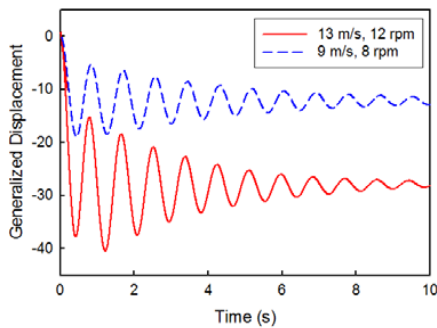
Fig.9 및 Table 3의 결과는 풍속 9 m/s일 때 최대출력이 나타나는 8 rpm의 회전속도와 13 m/s에서 최대출력(약 10MW)을 나타내는 12 rpm의 회전속도를 부가하여 강체 및 탄성체 블레이드 모델에 대한 성능해석을 수행한 결과이다. 탄성체 블레이드의 경우가 공탄성 변형효과가 고려된 경우로 실제와 같이 운용 중 블레이드의 변형효과가 그대로 반영된 경우이다. 해석결과는 블레이드의 탄성효과가 고려된 경우가 더 정확하므로 이에 대해 강체 블레이드 형상에 대한 결과를 비교하였다. 풍속 9m/s에서는 풍력발전기의 발전량 예측에 있어 약 6%의 차이를 보이고 있으며, 보다 높은 풍속인 13 m/s의 정격 풍속에서는 약 12%의 차이를 보이고 있다.

Table 3 Comparison of calculated power between the rigid and the flexible models

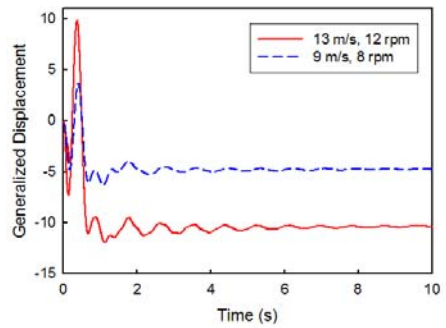
Wind Velocity (m/s)	Pitch angle(°)	Power (Rigid Model)	Power (Flexible Model)	Difference (%)
9	-0.42	3.14 MW	3.33 MW	6.0
13	-0.42	9.45 MW	10.68 MW	12.0



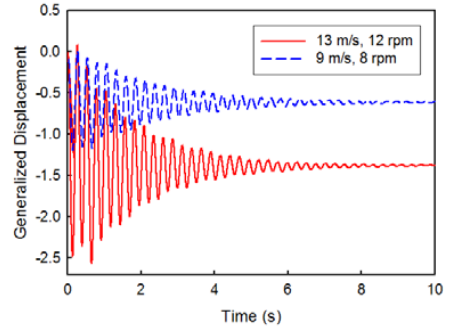
(a) Mode 1



(b) Mode 2



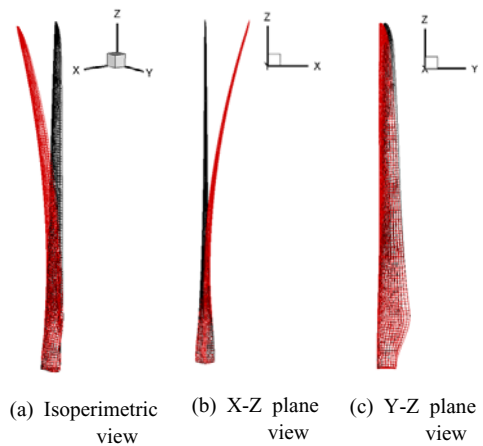
(c) Mode 3



(d) Mode 4

Fig. 10 Generalized displacement depending on each mode

풍력발전기의 정격출력 유지를 위한 피치 제어는 주로 정격풍속 이상에서 수행하게 되는데, 이러한 높은 풍속영역에서는 피치 제어기 설계과정에 이러한 공력탄성학적 변형효과를 반영할 필요성이 반드시 필요하다고 할 수 있다. 이러한 차이는 블레이드가 대형화되고 경량화 될 수록 더욱 크게 나타날 수 있기 때문에 설계과정에서 해석시스템을 활용한 검토키 및 검증과정이 향후 시스템 실증단계에서 정확한 목표출력 달성에 매우 중요한 역할을 하게 된다.

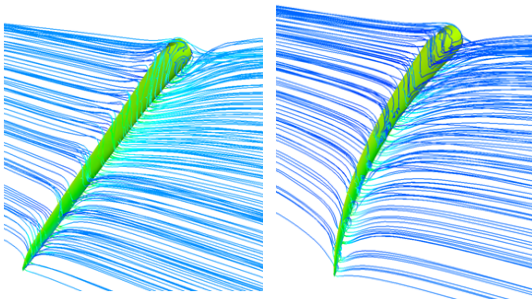


(a) Isoperimetric view

(b) X-Z plane view

(c) Y-Z plane view

Fig. 11 Instantaneous aeroelastic deformation shapes



(a) Rigid blade model (b) Aeroelastic blade model

Fig. 12 Comparison of instantaneous pressure contours with stream lines (rigid vs. elastic blade)

Fig.10은 Fig.5에 나타난 각각의 모드에 대한 시간영역에서의 일반화된 변위응답을 보여준다. 그래프를 살펴보면 1차모드의 대변형이 일어남을 확인할 수 있으며 초기에 발생하는 진동은 점점 수렴하여 10초 이후에는 거의 소멸됨을 확인할 수 있다.

Fig.11은 3차원 풍력 터빈 블레이드 모델의 공탄성 특성을 확인하기 위해 블레이드 끝단에서의 물리적인 공탄성 응답을 시간영역에서 나타내 보았다. 결과를 보면 10MW급 대형 블레이드의 경우 정격운전에서 블레이드 끝단의 변위가 상당히 커질 수 있음을 볼 수 있다. 본 블레이드 모델의 경우 대부분의 변형은 바람방향과 동일한 플랩방향 굽힘에 의해 발생하고 리드-레그 변형도 일부 혼합하여 나타남을 알 수 있다. 참고로 Fig.12는 강체 및 탄성 블레이드 모델에 대한 유동 흐름도를 출력한 결과이다. 그림을 보면 실제 조건과 유사하게 공탄성 변형효과가 반영된 경우와 강체 블레이드의 경우는 블레이드 면에서의 유동흐름 특성 또한 상당히 달라질 수 있음을 볼 수 있다. 이러한 국부적인 영향들이 종합적으로 고려되어 블레이드의 출력 성능에 차이를 유발하는 원인으로 작용하게 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 10MW급 초대형 복합재 블레이드 모델에 대해 실제 운용조건과 유사하게 회전 및 공탄성 변형효과를 고려한 성능해석을 성공적으로 수행하였다. 본 연구에서 개발하여 적용한 2-way 방식의 유체-구조 연계 수치 해석 기법은 이론적으로도 매우 정교한 기법들이기 때문에 해석의 신뢰도가 매우 높은 특징이 있다. 본 연구를 통하여 초대형 풍력발전 블레이드의 성능해석에서 일반적으로 수행하는 강체모델에 대한 해석결과는 실제 운용조건과 많은 차이를 나타낼 수 있음을 중요하게 확인하였다. 개발된

해석시스템은 실제 운용조건에 매우 근접한 관련 데이터를 제시할 수 있기 때문에 다양한 초대형 풍력발전 시스템의 블레이드 및 피치 제어기 설계 시 유용한 활용이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지자원인력양성사업과 “5MW급 대형 해상풍력발전 시스템 개발”과제의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.

참 고 문 헌

- (1) 손충렬 공저, 해상풍력발전, 도서출판 아진, 2010년.
- (2) 황병선 공저, “최신풍력터빈의 이해”, 도서출판 아진, 2009년.
- (3) Murty, H., Bottasso, C., 1996, Aeroelastic Analysis of Rotor Blades Using Nonlinear Fluid/Structure Coupling, the American Helicopter Society.
- (4) Chaviaropoulos, P. K., 1994, Flap/Lead-Lag Aeroelastic Stability of Wind Turbine Blade Sections, Wind Energy, Vol.2, No.2, pp. 99~112.
- (5) D. M. Kim, D. H. Kim, Y. H. Kim, K. K. Park, and S. H. Kim, 2009, Nonlinear Aeroelastic Analysis of 3D a MW-Class Wind Turbine Blade Using CFD and CMBD Coupling Method, Asian International Conference of Fluid Machinery.
- (6) Kim, D.M., Kim, D.H., Park, K.K., and Kim, Y.S., 2009, Efficient Super-element Structural Vibration Analyses of a Large Wind-turbine Rotor Blade Considering Rotational and Aerodynamic Load Effects. Vol. 19, No. 7, pp. 651~658.
- (7) Kim, D.H., Hwang, M.H., Kim, Y.H., Kim, D.M., and Kim, S.H., 2010, Aerodynamic and Structural Design of 6kW Class Vertical-Axis Wind Turbine, Korea Wind Energy Association Conference.
- (8) D. H. Kim., Y. M. Park., I. Lee. and O. J. Kwon., 2005, Nonlinear Aeroelastic Computation of a Wing/Pylon/Finned-Store Using Parallel Computing, AIAA Journal, Vol. 43, No. 1, pp. 53~62.
- (9) D. H. Kim., S. W. Oh., and Y. S. Kim., 2007, Flow-Induced Vibration Analyses of Stator and Moving Rotor Cascade with Viscosity Effects, GT2007-28030, ASME Turbo Expo.