

대형 풍력로터시스템의 정적 공탄성해석을 위한 등가강성모델링 기법 적용에 관한 연구

Study on Application of Equivalent Stiffness Modeling Method for Static Aeroelastic Analysis of Large Scale Wind Turbine Rotor System

차진현¹, 구태완², 김정¹, 강범수¹, 송우진^{2,✉}

Jin Hyun Cha¹, Tae Wan Ku², Jeong Kim¹, Beom Soo Kang¹, and Woo Jin Song^{2,✉}

¹ 부산대학교 항공우주공학과 (Department of Aerospace Engineering, Pusan National Univ.)

² 부산대학교 부품소재 산학협력연구소 (Industrial Liaison Innovation Center, Pusan National Univ.)

✉ Corresponding author: woodysong@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2493

Manuscript received: 2012.5.9 / Accepted: 2012.8.18

A equivalent stiffness modeling has been performed for extracting the equivalent stiffness properties which are orthotropic elastic model from a large scale wind turbine rotor blade so that structure model can be constructed more simply for the three dimensional static aeroelastic analysis. In order to present the procedure of equivalent stiffness modeling, NREL 5MW class wind turbine rotor having the three stiffness information which are flapwise, edgewise and torsional stiffness was chosen. This method is based on applying unit moment at the tip of the blade as well as fixing all degree of freedom at the blade root and calculating the displacement from the load analysis to obtain the elastic modulus corresponding to equivalent stiffness referred to the NREL reports on blade divided into 5 sections respectively. In addition, one section was divided into 3 parts and the trend functions were used to make the equivalent stiffness model more correctly and quickly. Through the comparison of stiffness between the reference values and calculated values from equivalent stiffness model, the investigation of the accuracy on the stiffness values and the efficiency for constructing the model was conducted.

Key Words: Equivalent Stiffness Model (등가강성모델), Wind Turbine Rotor System (풍력로터시스템), Aeroelastic Analysis (공탄성해석)

기호설명

a = slope between stiffness and elastic modulus

δ = displacement from load analysis

$EI_{x'}$ = flapwise stiffness

$EI_{y'}$ = edgewise stiffness

E_z = elastic modulus in axial direction

ϕ = slope from load analysis

G = shear modulus

GJ = torsional stiffness

$I_{x'}$ = second moment of area in flapwise direction

$I_{y'}$ = second moment of area in edgewise direction

J = second moment of area in torsional direction

L = section length

$M_{x'}$ = moment in flapwise direction

$M_{y'}$ = moment in edgewise direction

T = moment in torsional direction

1. 서론

최근 세계적인 경제 여파로 레드오션인 석유 화학 및 탄소 연료 분야에서 블루오션인 신재생 에너지로 관심이 집중되고 있다. 그 중 가장 유망한 신재생 에너지 분야인 풍력발전시스템은 주로 유럽을 중심으로 발전해 왔으며, 무한한 무공해 자원으로 그 연구 및 활용량이 매우 증가하고 있다. 현재는 유럽뿐만 아니라 아시아권에서도 MW 급 풍력발전시스템의 설치가 활발히 추진되고 있다.¹ Fig. 1 은 2011 년도에 GWEC Consult 에서 조사한 자료로서 전 세계에 누적 설치된 풍력 발전기 용량이 기하급수적으로 늘어나고 있음을 보여준다.² 또한, Fig. 2 와 같이 풍력발전기는 블레이드의 회전 면적 크기에 따라 전력생산 능력이 향상되며 따라서, 풍력발전기는 점차 대형화되고 있다.² MW 급 대형풍력발전기는 실증단계에서 오류가 발생하게 되면 막대한 추가비용이 발생하게 된다. 이러한 이유로 풍력발전기의 개발비용을 줄이기 위해 시스템 실증단계에서 풍력발전기 핵심 부품인 로터 블레이드 시스템에 대한 보다 정확도가 높은 해석 기법 및 설계가 요구된다.³

풍력발전기의 대형화와 경량화 제작 추세 때문에 블레이드의 크기가 증가하고 유연해지면서 풍하중에 의한 풍력 블레이드 구조모델의 기하학적 비선형이 점차 증가하고 있다. 따라서 블레이드 공력 해석 시 일반적으로 수행하는 강체(rigid)모델에 대한 해석결과는 실제 운용조건과 많은 차이를 갖게 된다. 이 때문에 풍력 터빈 블레이드의 안정성을 연구함에 있어서 대형 풍력 터빈 블레이드의 정확한 공탄성 평가가 중요시 되고 있다. 하지만 현재 대부분의 연구는 2 차원 공탄성 해석에 국한되거나 보요소(beam element)를 적용한 해석으로 제한적으로 수행되어 왔다. 정확한 2 차원 에어포일의 공력특성 데이터 및 보요소를 활용하면 비교적 신뢰성 있는 성능예측 결과를 도출할 수 있지만,⁴ 블레이드 끝단에 다가감에 따라 나타나는 양력 감쇠 효과와 같은 3 차원 효과는 Prandtl 의 끝단 손실 함수 등을 이용한 반복계산으로 보정과 같은 작업을 수행해야 한다. 또한, 로터 블레이드 주위의 흐름, 블레이드 표면의 압력분포, 블레이드 후류의 유동특성 등과 같은 어떠한 유체역학적인 문제도 가시화할 수 없다. 따라서 풍력터빈의

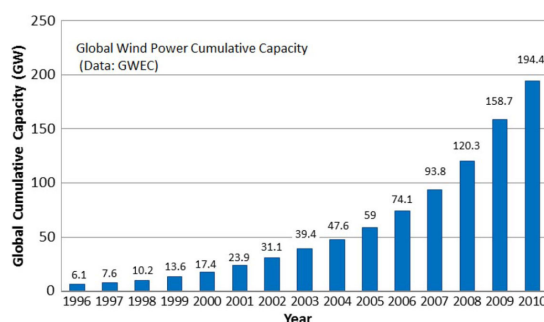


Fig. 1 Annual and cumulative installed Wind Power Capacity from 1996 to 2010

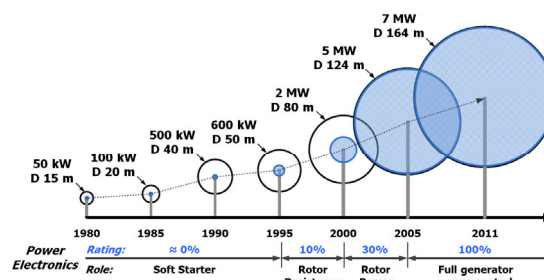


Fig. 2 Wind turbine evolution and the main trend of power electronic conversion (blue indicates power level of converters) in the last 30 years

대형화로 인하여 발생하는 공탄성 문제를 보다 정확하게 평가하기 위해 CFD (Computational Fluid Dynamics) - FEA (Finite Element Analysis) 연계 해석을 이용한 3 차원 공탄성 해석에 대한 연구가 요구되고 있다.⁵

CFD-FEA 연계 해석을 이용하여 3 차원 공탄성 해석을 수행하기 위해선 로터 블레이드 구조모델의 강성(stiffness)이 고려되어야 한다. 일반적으로 로터 블레이드는 다층의 섬유강화 복합재(fiber reinforced composites)를 사용하며, 스파캡(Spar Cap) 및 셰어웹(Shear Web) 등으로 구성된 매우 복잡한 구조모델이다. 따라서 연계 해석 시 구조모델은 일반적으로 수 만개의 복합재 쉘요소(shell element)로 구성된 유한요소모델이 사용된다. 복합재 유한요소모델은 유체유발하중(fluid-induced load)으로 발생하는 플랩방향(flapwise direction)과 에지방향(edgewise direction) 그리고 비틀림방향(torsional direction)의 거동과 함께 블레이드 내부에 발생하는 응력분포를 예측할 수 있지만 구조모델의 복잡성 때문에 해석 시 아주 많은 계산 시간이 요구된

다. 따라서 본 논문에서는 복잡한 구조의 블레이드를 구간별로 플랩방향과 에지방향 그리고 비틀림방향의 강성으로 정의하고 이에 상응하는 등가강성모델링을 수립하는 방법을 제시하고자 한다. 이를 위해 매우 실제적인 NREL (National Renewable Energy Laboratory) 5MW 급 대형 풍력로터를 해석 모델로 선정하였다.

구조모델의 단순화와 함께 목표하는 강성을 갖는 등가강성모델을 수립하기 위해 블레이드에 직교이방성 탄성계수(orthotropic elastic modulus)를 부여한 뒤 탄성계수 값을 수정하는 방법을 사용하였다. 또한 탄성계수의 수정과 등가강성모델의 강성의 측정을 반복하여 목표하는 강성에 상응하는 탄성계수 값을 찾아내는 시행착오법(try and error)을 사용하였다. 하지만 두 방법을 사용하여 등가강성모델을 수립할 시 굽힘방향의 강성에 대해 오차가 발생하였고 많은 시간이 소요 되었다. 따라서 본 논문에는 등가강성모델링 기법 소개 및 문제점을 해결하기 위한 개선법을 제안 하였으며, 개선 전 후 모델을 비교 분석하였다.

2. 등가강성모델 수립

2.1 NREL 5MW 풍력로터 블레이드

대형풍력발전기 블레이드의 등가강성모델을 수립하기 위해 매우 실제적인 NREL(National

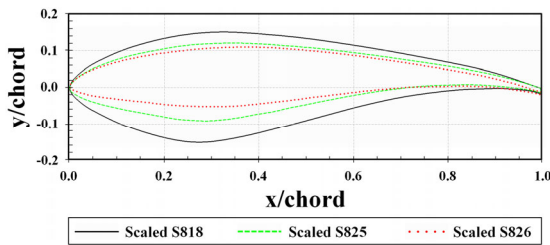


Fig. 3 NREL S-series airfoil profiles for modeling of the wind turbine blades

Table 1 Specification of the NREL 5MW turbine rotor

Rating	5MW
Number of blades	3
Rotor orientation	Upwind
Rotor diameter	128 m
Rated wind speed	11.5 m/s
Rated rotation speed	12.1 rpm

Renewable Energy Labortary)에서 공개한 5MW 급 대형 풍력로터 블레이드를 해석 모델로 선정하였다.^{6,7} NREL 5MW 급 로터는 3 개의 블레이드로 구성되어 있으며 Fig. 3 과 같은 블레이드 단면형상으로 구성되어 있다. 자세한 로터의 제원은 Table 1 에 소개하였다.

2.2 등가강성모델링

NREL 보고서에 명시되어 있는 강성정보를 바탕으로 등가강성모델을 구성하였다.⁵ 먼저 Fig. 4 와 같이 블레이드를 5 구간으로 분할 하였고, 등가강성모델 수립을 위해 먼저 CATIA 프로그램을 사용하여 각 구간이 시작되는 부분과 끝나는 부분의 에어포일 단면의 이차단면모멘트(I_x, I_y) 및 비틀림모멘트(J)를 측정하였다. 측정된 단면 모멘트를 이용하여 NREL 보고서에 명시된 강성 값에 상응하는 직교이방성 탄성계수를 계산해 5 개 구간에 할당해 주었다. 다음으로 Fig. 5 와 같이 구간별로 플랩방향은 x' 를, 에지방향은 y' 를 갖는 지역좌표계(local coordinate system)를 각구간의 탄성축(elastic axis)에 생성한 뒤 하중해석(load analysis)을 통하여 강성 값을 측정하였다. 우선 비틀림강성은 구간이 시작되는 지점의 모든 자유도(degree of freedom)를 구속하고 끝나는 지점의 전체절점을 하나의 기준점(reference point)으로 묶은 뒤 지역좌표계를 기준으로 회전모멘트를 부여하여 구한다. 구간이 끝나는 지점의 회전모멘트 T 를 가했을 때 i 번째 단면에서의 비틀림강성은 아래와 같은 관계를 가진다.⁸

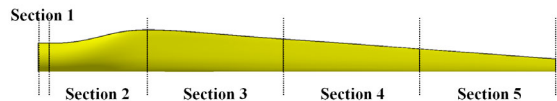


Fig. 4 Equivalent stiffness model divided into 5 sections

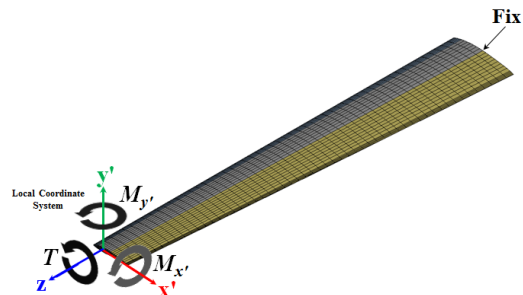


Fig. 5 Configuration of the static load analysis to calculate stiffness on section 5

$$\Delta\phi_z^i = \phi_z^i - \phi_z^{i-1} = \frac{TL^i}{GJ^i} \quad (1)$$

$$GJ^i = \frac{TL^i}{\phi_z^i - \phi_z^{i-1}} \quad (2)$$

식(2)에서 구간이 시작하는 부분은 모든 자유도를 구속하였으므로 ϕ_z^{i-1} 는 0 이 된다. 따라서 식(2)는 식(3)과 같이 다시 정리할 수 있다.

$$GJ^i = \frac{TL^i}{\phi_z^i} \quad (3)$$

플랩방향 굽힘강성도 마찬가지로 구간이 시작되는 지점에 모든 자유도를 구속하고 구간의 끝 지점에 플랩방향으로 굽힘모멘트 $M_{x'}$ 를 부여하여 계산할 수 있다. 구간이 끝나는 지점에 굽힘 모멘트 $M_{x'}$ 를 가했을 때 임의의 i 구간에서 플랩방향 굽힘강성을 구하는 식은 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{y'}^i = \delta_{y'}^{i-1} + \phi_{y'}^{i-1} \cdot L^i + \frac{M_{x'}(L^i)^2}{2EI_{x'}^i} \quad (4)$$

$$EI_{x'}^i = \frac{M_{x'}(L^i)^2}{2(\delta_{y'}^i - \delta_{y'}^{i-1} - \phi_{y'}^{i-1} \cdot L^i)} \quad (5)$$

비틀림강성과 마찬가지로 식(5)에서 구간이 시작하는 부분의 모든 자유도를 구속하였으므로 ϕ_z^{i-1} 는 0 이 된다. 따라서 식(5)는 식(6)과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$EI_{x'}^i = \frac{M_{x'}(L^i)^2}{2\delta_{y'}^i} \quad (6)$$

에지방향 굽힘강성 또한 플랩방향 굽힘강성의 경우와 유사하게 획득할 수 있으며, 식(7)과 같이 정리할 수 있다.

$$EI_{y'}^i = \frac{M_{y'}(L^i)^2}{2\delta_{y'}^i} \quad (7)$$

하중해석으로 구해진 변위 값과 상기 정의된 수식을 이용하여 구간별 강성 값을 계산하였다. 하

지만 각 구간이 시작되는 지점과 끝 지점의 단면 형상 및 비틀림 각도가 달라서 초기탄성계수 값이 할당된 구조모델의 하중해석을 통해 얻어진 강성 값은 NREL 보고서에 명시된 강성 값과 비교해 차이가 발생하게 된다. 따라서 Fig. 6 의 흐름도와 같이, 앞서 나열한 수식으로 계산된 강성 값과 NREL 보고서에 명시된 강성 값을 비교하여 오차가 일정한 수준 이하로 수렴될 때까지 탄성계수를 수정하는 시행착오법을 사용하여 하중해석과 강성 값 계산을 반복적으로 수행하였다. 여기서 전단탄성계수인 $G_{xy'}$, $G_{yz'}$, $G_{zx'}$ 의 변화가 플랩방향과 에지방향 굽힘강성의 변화에 거의 영향을 주지 않고 오직 비틀림 강성의 변화에만 영향을 주기 때문에 비틀림 강성은 전단탄성계수 값을 수정하여 보고서에 명시된 값과 비교적 용이하게 일치 시킬 수 있었다. 반면, 탄성계수 E_z 의 변화는 플랩방향과 에지방향 굽힘강성의 변화에 모두 영향을 미친다. 두 굽힘강성의 E_z 에 대한 의존성 때문에 시행착오법을 이용해 탄성계수 값을 무한정 반복해서 수정하더라도 보고서에 명시된 값 대비 오차가 존재하게 된다.

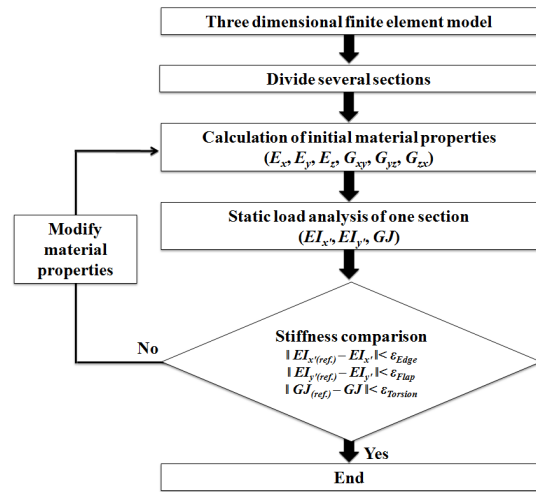


Fig. 6 Flowchart of the equivalent stiffness modeling

3. 등가강성모델 개선

3.1 등가강성모델의 분리

2.2 절에서 설명한 바와 같이 전단탄성계수 G 의 변화가 비틀림강성의 변화에 독립적으로 영향을 주는 반면, 탄성계수 E_z 의 변화는 플랩방향과

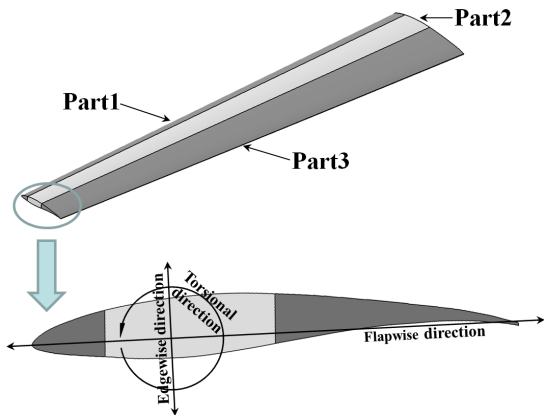


Fig. 7 Improved equivalent stiffness model divided into the three parts

에지방향 굽힘강성의 변화에 모두 영향을 미친다. 따라서 전단탄성계수 G 의 수정으로 비틀림강성을 변화시켜 참고문헌 값을 갖는 등가강성모델을 수립할 수 있다. 그리고 두 방향의 굽힘강성을 참고문헌 값과 일치시키기 위해선 탄성계수 E_z 를 수정하는 방법을 사용하여야 한다. 그러나 탄성계수 E_z 를 수정하여 에지방향 굽힘강성의 오차를 감소시키면 플랩방향 굽힘강성의 오차가 증가하게 되고 플랩방향 굽힘강성의 오차를 감소시키면 에지방향 굽힘강성의 오차가 증가하게 된다. 따라서 본 논문에서는 등가강성모델이 목표로 하는 등가강성 구현에 있어서 한계점이 있다고 판단하여 개선된 등가강성모델을 제안하였다. Fig. 7과 같이 각 구간별 1개의 부분(Part)로 이루어진 등가강성모델을 3개의 부분으로 나누어 각 부분의 직교이방성 탄성계수가 독립적으로 적용할 수 있도록 구성하였다. 3개로 분리된 부분들의 탄성계수 및 이차단면모멘트와 플랩방향 및 에지방향 굽힘강성의 관계는 아래의 식으로 표현이 가능하다.

$$EI_{x'} \approx E_z^{(1)} I_{x'}^{(1)} + E_z^{(2)} I_{x'}^{(2)} + E_z^{(3)} I_{x'}^{(3)} \quad (8)$$

$$EI_{y'} \approx E_z^{(1)} I_{y'}^{(1)} + E_z^{(2)} I_{y'}^{(2)} + E_z^{(3)} I_{y'}^{(3)} \quad (9)$$

위 식과 같이 각 부분이 갖는 플랩방향과 에지방향 단면이차모멘트의 크기가 다르므로 각 부분의 E_z 변화율에 따른 에지방향 굽힘강성의 변화율 그리고 플랩방향 굽힘강성의 변화율은 모두 다른

값을 갖는다. 따라서 분리된 부분의 E_z 를 변화시켜 플랩방향과 에지방향 굽힘강성을 모두 보고서에 명시된 값에 일치하도록 구성이 가능하다.

3.2 Part 별 추세식 구성

2.2 절에서 설명한 등가강성모델은 시행착오법을 사용하여 목표강성과의 오차를 줄여나가는 방식이다. 그러나 보고서에 명시된 강성 값에 일치하도록 구성하기 위해 각 구간을 3개의 부분으로 나누어준 경우, 오차를 줄이기 위해 수정해야 할 변수가 2개(G, E_z)에서 6개(Part1, 2, 3의 G, E_z)로 증가하게 된다. 따라서, 시행착오법을 이용해 오차를 감소시키기에는 많은 시간과 노력이 필요하게 된다. 그래서 각 부분별 탄성계수 값의 변화에 따른 강성 값의 변화를 하중해석을 통하여 구한 뒤 추세식을 도출하여 목표한 강성 값에 상응하는 탄성계수 값을 계산하였다. Fig. 8과 같이 E_z 의 변화가 플랩방향과 에지방향 굽힘강성의 변화에 영향을 주고 G 의 변화가 비틀림 강성에 영향을 준다. 따라서 Fig 7과 같이 Part1, 3의 E_z 값을 수정한 뒤 하중해석을 7회 수행하여 7개의 E_z 와 플랩방향 및 에지방향 굽힘강성의 관계를 획득할 수 있다. Part2 역시 위와 같은 절차로 E_z 와 플랩방향과 에지방향 굽힘강성 관계를 획득할 수 있다. Part1, 3과 Part2의 탄성계수 변화에 따른 강성 값의 변화는 선형추세식으로 표현 가능

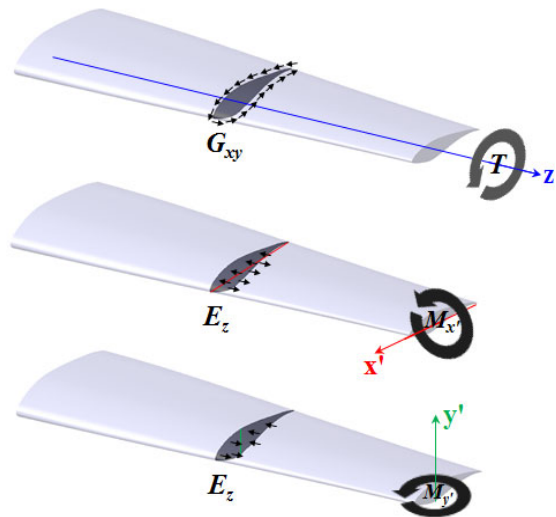


Fig. 8 Relation between applied moment and elastic modulus on the blade cross section

하며, 아래와 같이 연립 2 차방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\Delta EI_{x'} = a_{Flap}^{(1,3)} \Delta E_z^{(1,3)} + a_{Flap}^{(2)} \Delta E_z^{(2)} \quad (10)$$

$$\Delta EI_{y'} = a_{Edge}^{(1,3)} \Delta E_z^{(1,3)} + a_{Edge}^{(2)} \Delta E_z^{(2)} \quad (11)$$

여기서 a 는 선형추세식에서 획득한 기울기, ΔE_z 는 초기탄성계수에서 목표 탄성계수까지의 변화량 그리고 ΔEI 는 초기 강성 값과 목표 강성 값까지의 변화량으로서 위의 관계로 목표하는 강성 값을 갖기 위한 탄성계수 E_z 를 계산할 수 있다. 비틀림강성의 경우 Fig. 8 과 같이 탄성계수 G 의 변화에만 영향을 받기 때문에 Part1, 2, 3 의 탄성계수 변화에 따른 비틀림강성변화의 관계를 선형추세식으로 표현 가능하며, 아래의 1 차 방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\Delta GJ = a_{Torsion}^{(1,2,3)} \Delta G^{(1,2,3)} \quad (12)$$

위의 식 (10), (11) 그리고 (12)를 이용해 목표하는 강성 값을 갖기 위한 탄성계수 E_z 그리고 G 의 도출이 가능하다.

4. 결과 및 고찰

4.1 Section5 의 기존 등가강성모델 적용결과

5 구간으로 나누어진 등가강성모델은 모든 구간에서 동일한 절차로 등가강성모델링이 수행 되었으며, 결과의 비교 및 분석 방법 또한 동일한 절차로 수행되었다. 따라서 본 절에서는 Section1 ~ 5 중 Section5 를 대표적으로 설명 하였다. 먼저 Section5 에 초기 탄성계수를 할당하여 하중해석을 수행하였으며, Fig. 9 와 같은 변위분포를 획득하였다. 플랩, 에지 그리고 비틀림방향 모멘트는 100 Nm 를 부여하였고, 탄성축에서의 플랩방향 변위는 179.7 mm, 에지방향 변위는 2.91 mm 그리고 비틀림방향 기울기는 268 이 발생하였다. 적용한 모멘트의 크기와 발생한 변위 및 기울기 값을 2.2 절에서 언급한 수식으로 방향별 강성 값을 계산하였다. 계산결과 플랩방향 굽힘강성은 $17.12 \times 10^4 \text{Nm}^2$ 로 참고문헌 값 ($1.70 \times 10^4 \text{Nm}^2$) 대비 -58.1%의 오차가 발생하였으며, 에지방향의 강성은 $4.399 \times 10^6 \text{Nm}^2$ 로 참고문헌 값 ($5.01 \times 10^6 \text{Nm}^2$) 대비 -12.2%의 오차가 발생하였

다. 비틀림 강성은 $5.97 \times 10^3 \text{Nm}^2$ 로 참고문헌 값 ($1.90 \times 10^5 \text{Nm}^2$) 대비 -96.5% 오차가 발생하였다. 오차를 감소시키기 위해 블레이드 길이방향 탄성계수 E_z 와 전단탄성계수 G 를 수정한 뒤 하중해석을 수행하였다. 시행착오법을 이용하여 최종적으로 획득한 플랩, 에지방향 굽힘강성 그리고 비틀림강성은 $1.08 \times 10^5 \text{Nm}^2$, $6.83 \times 10^6 \text{Nm}^2$ 그리고 $5.02 \times 10^9 \text{Nm}^2$ 로서 참고문헌 값 대비 -34.4%, 36.3% 그리고 0.6%로 오차를 감소시켰다. 여기서 굽힘강성의 오차는 상당한 수준으로 남아 있는데 이는 탄성계수 E_z 가 변화함에 따라 두 방향의 굽힘강성 모두 선형적으로 변화하기 때문이다.

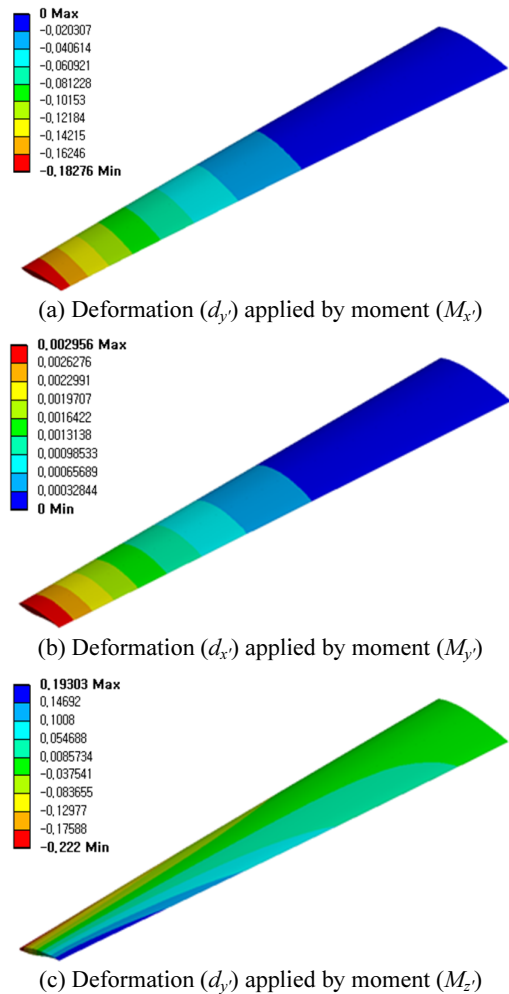


Fig. 9 Results of the static load analysis using equivalent stiffness model assigned by initial elastic modulus on section5

4.2 Section5 의 개선된 등가강성모델 적용결과

Part1, 3 그리고 Part2 의 탄성계수 E_z 변화에 따른 플랩과 에지방향 강성변화와 Part1, 2, 3 의 전단 탄성계수 G 의 변화에 따른 비틀림강성의 변화를 Fig. 10 의 값을 바탕으로 선형 커브피팅(curve fitting) 을 사용하여 기울기(slope) 값을 획득했다.

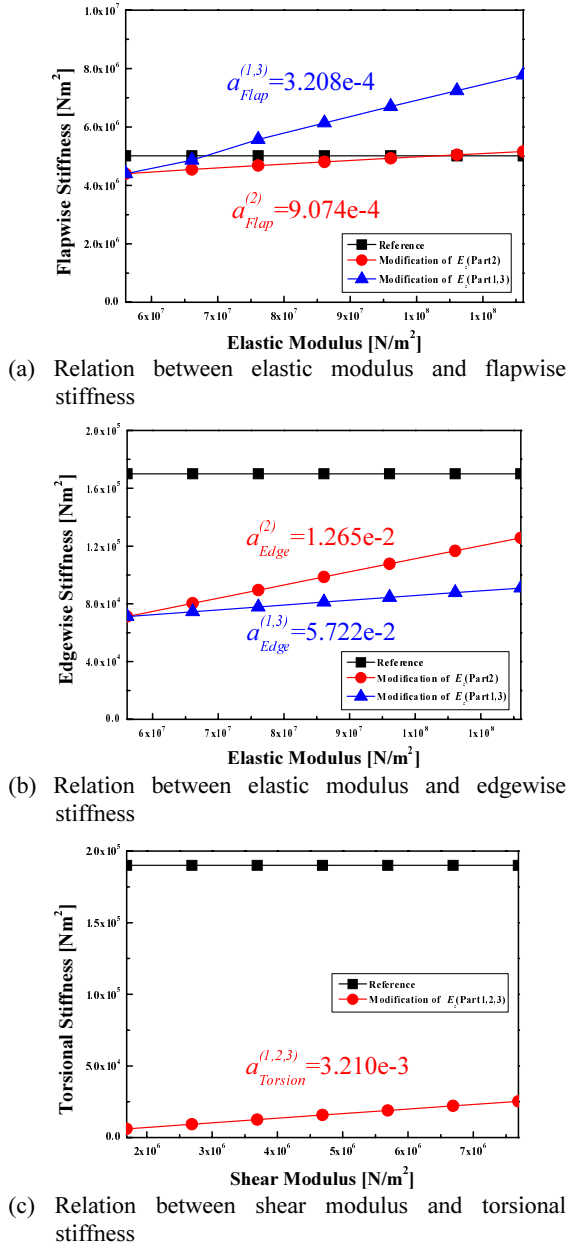


Fig. 10 Relation between elastic modulus and stiffness to obtain the slope by using linear fitting on section5

을 사용하여 목표강성에 상응하는 탄성계수 값을 계산하기 위해 선형 커브피팅으로 획득한 기울기 값 (Fig. 10)과 초기 플랩, 에지 그리고 비틀림방향 강성 값과 참고문헌 강성 값을 식(9), (10), (11)에 대입하여 계산하였다. 추세식으로 계산된 탄성계수를 각 구간에 할당한 뒤 하중해석을 수행한 결과 Fig. 11 과 같이 변위가 발생하였다. 그리고 Fig. 11 의 변위 값을 바탕으로 방향별 강성 값을 계산하였다. 그 결과 개선된 모델의 플랩, 에지방향 굽힘강성 및 비틀림강성 값은 $1.75 \times 10^5 \text{ Nm}^2$, $4.86 \times 10^6 \text{ Nm}^2$, $1.87 \times 10^6 \text{ Nm}^2$ 로 참고문헌 강성 값 대비 오차는 3.0%, -3.0% 그리고 -1.6%로 모든 방향 강성 값이 참고문헌 값에 거의 일치하였다.

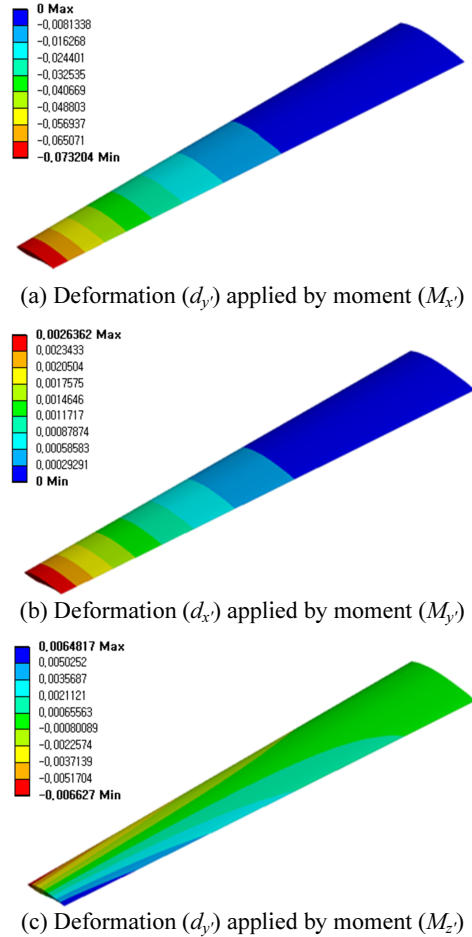


Fig. 11 Results of the static load analysis using equivalent stiffness model assigned by initial elastic modulus on section5

4.3 개선 전 후 등가강성모델 비교

Section5 에 적용한 방법을 사용하여 다른 모든 구간의 등가강성모델을 구성하였다. 추세식을 구성하기 위한 기울기 값은 Table2 와 같이 획득 하였으며, 추세식을 이용해 목표 강성 값을 갖기 위한 탄성계수 값을 Table3 과 같이 계산하였다. 개선 전 후 등가강성모델을 보고서에 명시된 참고문헌 값과 비교해본 결과, Fig. 12 와 같이 플랩과 예지방향 굽힘강성은 개선 전 모델에선 60% 내외 수준의 오차가 발생하고 개선 후 모델에선 5% 내외 수준의 오차로 비교적 참고문헌 값과 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 비틀림 강성의 경우 개선 전 후 모델 모두 3% 내외로 참고문헌 값과 아주 잘 일치함을 확인하였다. 이는 개선 전 모델의 두 굽힘강성과 블레이드 길이방향탄성계수 E_z 의 관계 탓에 오차를 감소시킴에 있어 한계가 존재하기 때문이다. 반면 개선 후 모델은 개선 전 모델

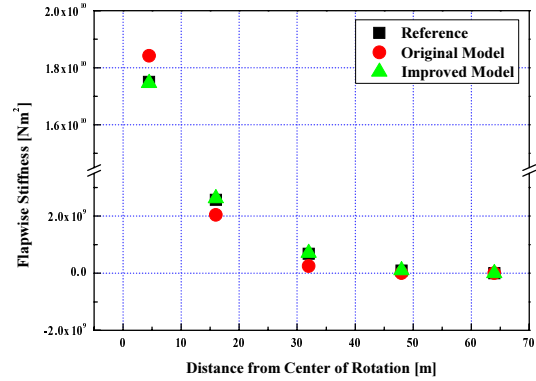
이 갖고 있던 한계를 Section 분할과 분할된 3 개의 독립적인 E_z 값의 수정을 통하여 참고문헌 값에 근접한 모델을 구성할 수 있었다. 또한, 개선 전 모델에서 등가강성모델을 구성하기 위해 사용하였던

Table 2 Slope values form the fitted trend function

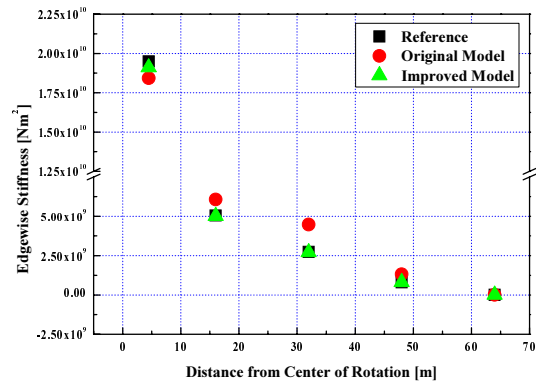
Section	Slope ($E_{y'}$ to E_z)		Slope ($E_{x'}$ to E_z)		Slope (GJ to G)
	Part1,3	Part2	Part1,3	Part2	Part1,2,3
1	3.750	3.196	5.150	1.589	-
2	7.021e-1	1.156	3.871	1.089	3.824
3	8.012e-2	1.914e-2	3.188e-1	8.036e-1	2.656e-1
4	1.710e-3	8.660e-3	2.876e-1	6.965e-2	3.233e-2
5	3.280e-4	9.074e-4	5.722e-2	1.265e-2	3.210e-3

Table 3 Calculated Elastic modulus based on the displacement from load analysis using the improved model

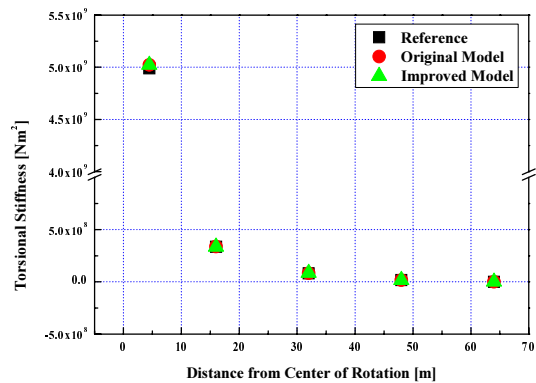
Section	E_z (Part1,3) [Pa]	E_z (Part2) [Pa]	G (Part1,2,3) [Pa]
1	3.121e9	1.793e9	3.610e8
2	1.710e9	5.958e8	7.852e7
3	8.462e9	1.065e8	3.027e8
4	1.082e10	3.094e8	4.982e8
5	1.702e8	4.156e7	5.902e7



(a) Flapwise stiffness



(b) Edgewise stiffness



(c) Torsional stiffness

Fig. 12 Stiffness comparison of reference value using original and improved equivalent stiffness models

시행착오법에서 분리된 파트 각각의 E_2 값 변화와 강성의 변화를 수식화하여 간단한 계산만으로 목표하는 강성에 상응하는 등가강성모델에 적용될 탄성계수 값을 획득해 등가강성모델 구성 시 시간적 효율성을 높일 수 있었다.

5. 결론

NREL 5MW 대형 풍력로터 블레이드에 대하여 공탄성 해석 시 복잡한 복합재 구조모델을 단순화하는 등가강성모델링 연구를 수행하였다. 논문에서 먼저 제시한 등가강성모델은 블레이드 길이방향 탄성계수의 변화가 플랩 및 에지방향 굽힘강성의 변화에 모두 영향을 주어 목표하는 강성구현이 불가능해 복잡한 복합재 블레이드의 거시적인 거동을 표현하기 위한 등가강성모델로서 부적합함을 알 수 있었다. 따라서, 다음 절에 개선방법을 제시하였고 3 개로 분할된 등가강성모델은 길이방향 탄성계수의 독립적인 변화가 가능해 목표로 하는 강성 값을 정확히 구현할 수 있었다. 그리고 개선된 등가강성모델을 수립하기 위해 사용되었던 시행착오법에서 개선 후 추세식을 이용한 단 한 번의 계산으로 목표강성을 갖기 위한 탄성계수를 획득할 수 있어 효율적으로 등가강성모델을 수립할 수 있었다. 이렇게 개선된 방법으로 수립한 등가강성 모델은 복잡한 복합재 유한요소모델과 동일한 강성을 갖기 때문에 같은 변형 거동을 보이며 아주 적은 요소로 구성되기에 공탄성 해석 시 구조모델로 사용하게 되면 많은 시간 절감 효과가 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2011 년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20114010203080). 또한, 과학기술부/한국과학재단 국가핵심연구센터사업(No. R15-2006-022-02002-0) 및 선도연구센터지원사업(2012 R1A5A1048294)의 부분지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Kim, B. S., Lee, K. S., and Kim, M. E., "Design of a 2MW Blade for Wind Turbine and Uni-Directional

- Fluid Structure Interaction Simulation," Trans. of KSME B, Vol. 33, No. 12, pp. 1007-1013, 2009.
2. Liserre, M., Cárdenas, R., Molinas, M., and Rodriguez, J., "Overview of Multi-MW Wind Turbines and Wind Parks," IEEE Trans. Ind. Electron., Vol. 58, No. 4, pp. 1081-1095, 2011.
3. Cha, J. H., Song, W. J., Kang, B. S., and Kim, J., "Evaluation of Aerodynamic Characteristics of NREL Phase VI Rotor System Using 2-Way Fluid-Structure Coupled Analysis Based on Equivalent Stiffness Model," Trans. of KSME A, Vol. 36, No. 7, pp. 731-738, 2012.
4. Blaabjerg, B., Liserre, M., and Ma, K., "Power Electronics Converters for Wind Turbine Systems," IEEE Trans. Ind. Appl., pp. 281-290, 2011.
5. Nam, Y. S. and Choi, H. S., "Mechanical Loads Analysis and Control of a MW Wind Turbine," J. of the KSPE, Vol. 27, No. 9, pp. 26-33, 2010.
6. Jokman, J., Butterfield, S., Musial, W., and Scott, G., "Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development," NREL/TP-500-38060, 2009.
7. Griffin, D. A., "Blade System Design Studies Volume II: Preliminary Blade Designs and Recommended Test Matrix," SAND2004-0073, 2004.
8. Kim, D. H., Park, H. G., and Kim, D. M., "Improved Equivalent Beam Element Modeling Technique for Large Scale Wind-Turbine Composite Blade," J. of Fluid Machinery, Vol. 11, No. 4, pp. 32-37, 2008.